

**T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**KALIP YAYI OLARAK DİKDÖRTGEN KESİTLİ YAYLAR YERİNE
DAİRESEL KESİTLİ YAYLARIN KULLANILABİLİRLİĞİNİN
İNCELENMESİ**

DOKTORA TEZİ

**Demet GÖNEN
Endüstri Yüksek Mühendisi**

Balıkesir, Ekim 2009

**T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**KALIP YAYI OLARAK DİKDÖRTGEN KESİTLİ YAYLAR YERİNE
DAİRESEL KESİTLİ YAYLARIN KULLANILABİLİRLİĞİNİN
İNCELENMESİ**

DOKTORA TEZİ

**Demet GÖNEN
Endüstri Yüksek Mühendisi**

Balıkesir, Ekim 2009

T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

KALIP YAYI OLARAK DİKDÖRTGEN KESİTLİ YAYLAR YERİNE
DAİRESEL KESİTLİ YAYLARIN KULLANILABİLİRLİĞİNİN
İNCELENMESİ

DOKTORA TEZİ

Demet GÖNEN
Endüstri Yüksek Mühendisi

Tez Danışmanı : Yrd. Doç.Dr. Ali ORAL
Prof. Dr. M. Cemal ÇAKIR

Sınav Tarihi : 09/10/ 2009

Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Ramazan YAMAN (BA.Ü)
: Doç. Dr. Kadir ÇAVDAR (UÜ.)
: Doç. Dr. Fehmi ERZİNCANLI (GYTE)
: Yrd. Doç. Dr. M. Nedim GERGER (BA.Ü)
: Yrd. Doç.Dr. Ali ORAL (Danışman-BA.Ü)

Balıkesir, Ekim 2009

ÖZET

KALIP YAYI OLARAK DİKDÖRTGEN KESİTLİ YAYLAR YERİNE DAİRESEL KESİTLİ YAYLARIN KULLANILABİLİRLİĞİNİN İNCELENMESİ

Demet GÖNEN

**Balıkesir Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**(Doktora Tezi / Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Ali ORAL
Prof. Dr. M. Cemal ÇAKIR)**

Balıkesir, 2009

Günümüzde yaylar birçok alanda kullanılmaktadır. Kullanım alanlarından bir tanesi de kalıplarda; kalıbın kapatılması esnasında depoladığı enerjiyi, kalıp kapağının açılması ile geri vermek üzere kapağı geri itmesidir. Bu sayede kapak açılacak ve kalıba dökülen parça çıkarılabilecektir. Kalıp yayı olarak rijitlikleri daire kesitli yaylara göre yüksek olan dikdörtgen kesitli yaylar tercih edilmektedir. Ancak bu yayların maliyetleri yüksektir.

Çalışmanın amacı; uygulamada kalıp yayı olarak tercih edilen dikdörtgen kesitli yayların yerine, daire kesitli yayların kullanılabilirliğinin deneysel olarak değerlendirilmesidir. Bu amaç için yapılan çalışma yedi bölümden oluşmuştur.

Birinci bölümde; genel tanımlar verilmiştir. İkinci bölümde; literatür araştırması yapılmıştır. Bu bölümde, öncelikle helisel yaylar ile ilgili çalışmalar araştırılmış ve kısaca bahsedilmiştir. Daha sonra bu grup yayların yorulma analizleri için araştırmalar yapılmıştır ve yay yorulma deneyleri için kullanılan deney düzenekleri incelenerek, yapılan çalışmalarla ilgili sonuçlara yer verilmiştir. Üçüncü bölümde, öncelikle yaylar hakkında genel bilgiler verilmiş ve ardından çalışmanın amacı olan kalıp yaylarına değinilmiştir. Dördüncü bölümde, yorulma analizi üzerinde durulmuş ve genel bilgilere yer verilmiştir. Beşinci bölümde yapılan çalışma detaylı olarak ele alınmıştır. Çalışmada, kalıp yayı olarak kullanılan dikdörtgen kesitli yayların yerine daire kesitli yayların kullanılabilirliği incelendiği için, ilk önce referans olarak alınan dikdörtgen kesitli yaya eşdeğer olabilecek daire kesitli alternatif yay grupları tespit edilmiş ve yorulma deneylerine başlamadan önce ihtiyaç duyulan numune sayısı belirlenmiştir. Deneylerin yapılabilmesi için üç farklı deney düzeneği düşünülmüştür. İlk deney düzeneği için mevcut bir tezgaha eklemeler yapılmış ve diğer ikisinin tasarımı ve üretimi gerçekleştirilmiştir. Deney düzeneklerinden elde edilen veriler Sonlu Elemanlar Analizi ile değerlendirilmiştir. Altıncı bölümde, çalışmanın amacı, belirlenen alternatif daire kesitli yay grupları arasından en uygun olanı seçmek olduğu için, seçim kararında 0-1 Tamsayılı Programlama 'dan yararlanılmış ve ulaşılan sonuç verilmiştir. Yedinci bölümünde, yapılan deneyler sonucunda ulaşılan verilere göre, kalıp yayı olarak kullanılan

dikdörtgen kesitli yayların yerine belirlenen daire kesitli yay grupları arasından en uygun olanı seçilmiştir. Bu sonuç hem deneysel, hem de teorik olarak elde edilmiş ve uygunluğu ortaya konulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Kalıp Yayları, Helisel Daire Kesitli Yaylar, Yorulma Analizi, Yorulma Deney Cihazı Tasarımı

ABSTRACT

EXAMINATION ON USABILITY OF CIRCULAR-SECTION SPRINGS AS MOULD SPRINGS INSTEAD OF RECTANGULAR SECTION SPRINGS

Demet GÖNEN
Balıkesir University, Institute of Sciences
Department of Mechanical Engineering

(Supervisor : Asst. Prof. Dr. Ali ORAL
Prof. Dr. M. Cemal ÇAKIR)

Balıkesir, 2009

Today, springs are utilized in several fields. One of the fields these usages is in moulds; pushing back the cover in order to give the energy back, which is stored by the mould while it is being closed, upon opening of the cover. In this way, the cover will be opened and the piece poured into the mould will be taken out. Rectangular section springs, which have higher rigidities than circular section springs, are preferred as the mould springs. However, cost of these springs is high.

Purpose of this study is to experimentally evaluate usability of circular section springs instead of rectangular section springs, which are preferred as the mould springs in application. The study performed for this purpose consists of seven sections.

In chapter one, general definitions have been provided. In chapter two, literature search has been made. In this section, first, studies about helical springs have been researched and mentioned briefly. Then, researches have been made for fatigue analyses of these springs and experiment mechanisms utilized for spring fatigue experiments have been examined and results about these studies have been given. In chapter three, first, general information about springs have been provided and then mould springs, the purpose of our study, have been mentioned. In chapter four, fatigue analysis has been emphasized and general information has been given. In chapter five, the study performed has been addressed in detail. Since usability of circular section springs instead of rectangular section springs used as mould springs is examined in the study, first of all alternative circular section spring groups that can be equivalent to the reference rectangular section springs have been determined and number of samples required has been specified prior to commencing fatigue experiments. Three different experiment mechanisms have been considered to carry out these experiments. Additions have been made to the existing bench for the first experiment mechanism and the other two have been designed and manufactured. Data acquired from the experiment mechanisms have been considered the analysis results acquired from Finite Element Analysis. In chapter six, since the purpose of

the study is to choose the most suitable one among the specified alternative circular section spring groups, 0-1 Integer Programming has been utilized for the decision of choice and the result achieved has been given. In chapter seven, according to the data achieved as a result of the experiments performed, the most suitable one has been determined among the circular section spring groups specified instead of rectangular section springs used as the mould springs. This result has been acquired both experimentally and theoretically and its suitability has been presented.

Keywords: Mould Springs, Helical Circular Section Springs, Fatigue Analysis, Fatigue Experiment Device Design

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	ii
ABSTRACT.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	vi
ŞEKİL LİSTESİ.....	viii
TABLO LİSTESİ.....	xi
SEMBOL LİSTESİ.....	xiii
ÖNSÖZ.....	xv
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	3
3. YAYLAR.....	9
3.1 Genel Tanımlar.....	9
3.2 Yayların Malzemeleri.....	11
3.3 Yayların Hesap Yöntemleri.....	14
3.3.1 Yayın Mukavemeti.....	22
3.4. Kalıp Yayları.....	24
3.4.1 Kalıp Yaylarının Özellikleri.....	24
3.2.2 Yay Seçimi.....	26
4. YAY YORULMA ANALİZİ.....	27
4.1 Yorulma Testi.....	30
4.2 Malzemelerin Yorulma Mukavemet Sınırları.....	32
4.2.1 Ortalama Gerilmenin Etkisi.....	33
5. UYGULAMA.....	37
5.1 Daire Kesitli Alternatif Yayların Belirlenmesi.....	37
5.2 Yayların Rijitliklerinin Belirlenmesi.....	41
5.3 Deney İçin Gerekli Numune Sayısının Belirlenmesi.....	42
5.4 Deney Sistematiği.....	43
5.4.1 Kollu Testere Tezgaahından Dönüştürülmüş Mekanik Yay Yorulma Düzenegi.....	43
5.4.2 Pnömatik Tahrikli Mekanik Yay Yorulma Cihazı Tasarımı.....	46
5.4.3 Elektromekanik Yay Yorulma Cihazı Tasarımı.....	51
5.4.3.1 Sabit Dayama Elemanı.....	55
5.4.3.2 Krank Biyel Kolu.....	60
5.5 Deneylerin Yapılması.....	61

5.5.1 Yorulma Verilerinin İstatistiksel Değerlendirilmesi	62
5.5.1.1 Weibull Dağılımı Uygulama Süreci	63
5.5.1.2 Weibull Dağılımı Uyumluluk Testleri	65
5.5.1.2.1 Weibull Grafik Yöntemi.....	65
5.5.1.2.2 Weibull Dağılımı için Mann Uyumluluk Testi	66
5.5.1.3 Kollu Testere Tezgahından Dönüştürülmüş Mekanik Yay Yorulma Düzenegi Verileri.....	67
5.5.1.3.1 Yorulma Testleri Yapılan Dikdörtgen Kesitli Yaylar	67
5.5.1.3.2 Birinci Grup Daire Kesitli Yayların Yorulma Testleri.....	76
5.5.1.4 Pnömatik Tahrikli Mekanik Yay Yorulma Cihazı Verileri.....	77
5.5.1.4.1 Yorulma Testleri Yapılan Dikdörtgen Kesitli Yaylar	77
5.5.1.5 Elektromekanik Yay Yorulma Cihazı Verileri.....	79
5.5.1.5.1 Yorulma Testleri Yapılan Dikdörtgen Kesitli Yaylar	81
5.5.1.5.2 Birinci Grup Daire Kesitli Yayların Yorulma Testleri.....	83
5.5.1.5.3 Onikinci Grup Daire Kesitli Yayların Yorulma Testleri.....	84
5.5.1.5.4 Ondördüncü Grup Daire Kesitli Yayların Yorulma Testleri.....	86
5.5.1.5.5 Kestamid ile Kılavuzlanan Birinci Grup Daire Kesitli Yaylar.....	90
5.5.1.5.6 Kestamid ile Kılavuzlanan Onikinci Grup Daire Kesitli Yaylar.....	91
5.6 Solidworks Simülasyon Modülü ile Yapılan Analiz Sonuçları.....	97
5.6.1 Dikdörtgen Kesitli Yayların Sonlu Elemanlar Analizi.....	98
5.6.2 Birinci Grup Daire Kesitli Yayların Sonlu Elemanlar Analizi.....	103
5.6.3 Onikinci Grup Daire Kesitli Yayların Sonlu Elemanlar Analizi.....	107
5.6.4 Kestamid Parça ile Kılavuzlama Yapılan Onikinci Grup Daire Kesitli Yayın Sonlu Elemanlar Analizi	110
6. DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ	112
7. SONUÇ VE ÖNERİLER	116
7.1 Sonuçlar.....	116
7.2 Çalışmanın Devamına İlişkin Öneriler.....	119
8. KAYNAKLAR.....	120
EK 1	124
HATA TÜRÜ VE ETKİLERİ ANALİZİ	124
Hata Türü ve Etkileri Analizinin Algoritması	124

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil Numarası	Şekil Adı	Sayfa
Şekil 2.1	Bosch Yay Yorulma Test Cihazı	7
Şekil 2.2	Yay Yorulma Test Cihazı	7
Şekil 2.3	Yorulma Test Cihazı	8
Şekil 2.4	Yay Yorma Makinası	8
Şekil 3.1	Yay Karakteristikleri	9
Şekil 3.2	Yay Telinin Minimum Çekme Dayanımı	11
Şekil 3.3	Daire Kesitli Helisel Yay	14
Şekil 3.4	Yaya Gelen Kuvvetin Bileşenleri	14
Şekil 3.5	Helisel Yaylardaki Kuvvetler ve Gerilmeler	16
Şekil 3.6	Son Halkalara Uygulanan İşlemler	18
Şekil 3.7	Yayın Serbest ve Blok Uzunlukları	20
Şekil 3.8	Silindirik Helisel Bası Yaylarının Burkulma Sınırı	23
Şekil 3.9	Sarımdan Önce ve Sonra Tel Kesiti	25
Şekil 3.10	İkili Yay Uygulaması	25
Şekil 4.1	Yayın Çalışma Aralığı	28
Şekil 4.2	Yayın İç Yüzeyinde Oluşan Gerilmeler	29
Şekil 4.3	Yorulmayı Etkileyen Faktörler	30
Şekil 4.4	Yorulma Testi İçin Sinüzoidal Yükleme	31
Şekil 4.5	Wöhler Diyagramı	33
Şekil 4.6	Ortalama Gerilmenin (σ_0), Gerilme Genliğine (σ_G) Etkisi	34
Şekil 4.7	Soderberg, Gerber ve Goodman Modelinin Çıkarılışı	35
Şekil 5.1	Yay Rijitlik Ölçümü	41
Şekil 5.2	Tasarlanan Sistem	43
Şekil 5.3	Kollu Testere Tezgahından Dönüştürülmüş Mekanik Yay Yorulma Düzenegi	44
Şekil 5.4	ANSYS Programı ile Sonlu Elemanlar Analizi Akış Şeması	45
Şekil 5.5	Ara Parça Elemanı	45
Şekil 5.6	Pnömatik Tahrikli Mekanik Yay Yorulma Cihazı	46
Şekil 5.7	İmalatı Gerçekleştirilen Pnömatik Tahrikli Mekanik Yay Yorulma Cihazı	47
Şekil 5.8	Test Yaylarının Yerleşim Düzeni ve Yaylara Etki Eden Gerilmelerin Sonlu Elemanlar Analizi	48
Şekil 5.9	Manyetik Sensörler	50
Şekil 5.10	Yük Tekrar Sayısını Belirleyen Sayaç Sistemi	50
Şekil 5.11	Elektromekanik Yay Yorulma Cihazı	52
Şekil 5.12	İmalatı Gerçekleştirilen Elektromekanik Yay Yorulma Cihazı	52
Şekil 5.13	Elektromekanik Yay Yorulma Cihazı Ön Görünüş	54
Şekil 5.14	Sabit Dayama Elemanı	55
Şekil 5.15	Normal Gerilmeler	56
Şekil 5.16	Kayma Gerilmeleri	56
Şekil 5.17	Uygulanan Gerilme Genliği (titreşimli)	57

Şekil 5.18	Yorulma Analizi Sonuçları	59
Şekil 5.19	Krank Biyel kolu	60
Şekil 5.20	Yay Boyunda Meydana Kısılma Durumu	61
Şekil 5.21	Yaylarda Çatlak Oluşumu	61
Şekil 5.22	Kırık Yay Örnekleri	61
Şekil 5.23	1409 N/mm ² İçin Elde Edilen Weibull Kağıdı	70
Şekil 5.24	Nokta Çiftlerinin Grafik Üzerinde Gösterimi	73
Şekil 5.25	1409 N/mm ² Gerilme Değerindeki Dikdörtgen Kesitli Yayın % 38 Sıkışma Oranında Gerilmeye Karşı-Kırılmama (Ömrünü Sürdürme) Grafiği	75
Şekil 5.26	Dikdörtgen Kesitli Yaylar İçin Gerilme-Ömür Diyagramı	76
Şekil 5.27	Birinci Grup Daire Kesitli Yaylar İçin Gerilme-Ömür Diyagramı	77
Şekil 5.28	Dikdörtgen Kesitli Yaylar İçin Gerilme-Ömür Diyagramı	78
Şekil 5.29	Dikdörtgen Kesitli Yaylar İçin Gerilme-Ömür Diyagramı	83
Şekil 5.30	Birinci Grup Daire Kesitli Yaylar İçin Gerilme-Ömür Diyagramı	84
Şekil 5.31	Onikinci Grup Daire Kesitli Yaylar İçin Gerilme-Ömür Diyagramı	86
Şekil 5.32	Ondördüncü Grup Daire Kesitli Yaylar İçin Gerilme-Ömür Diyagramı	87
Şekil 5.33	Dikdörtgen Kesitli Yaylar ve Birinci-Onikinci ve Ondördüncü Grup Daire Kesitli Yayların Gerilme-Ömür Diyagramı	88
Şekil 5.34	İki Ucu Kestamid ile Kılavuzlanmış Yay Örneği	89
Şekil 5.35	Kestamid Parçanın Kesit Görünüşü	89
Şekil 5.36	Kestamid ile Kılavuzlanan Birinci Grup Daire Kesitli Yaylar İçin Gerilme-Ömür Diyagramı	91
Şekil 5.37	Kestamid ile Kılavuzlanan Onikinci Grup Daire Kesitli Yaylar İçin Gerilme-Ömür Diyagramı	92
Şekil 5.38	Dikdörtgen Kesitli Yaylar ve Kestamid Parça ile Kılavuzlanan Birinci ve Onikinci Grup Daire Kesitli Yayların Gerilme-Ömür Diyagramı	93
Şekil 5.39	İki Ucu Pirinç ile Kılavuzlanmış Yay Örneği	95
Şekil 5.40	Pirinç ile Kılavuzlanan Yayın Wöhler Eğrisi	96
Şekil 5.41	Dikdörtgen Kesitli Yaylar, Kestamid Parça ile Kılavuzlanan Birinci ve Onikinci Grup Daire Kesitli Yaylar ve Pirinç ile Kılavuzlanan Onikinci Grup Daire Kesitli Yayların Gerilme-Ömür Diyagramı	96
Şekil 5.42	Klasik Bir Yorulma Analizi Süreci	98
Şekil 5.43	Dikdörtgen Kesitli Yay için Ömür-Gerilme Diyagramı	99
Şekil 5.44	Dikdörtgen Kesitli Yay için Sınır Koşulları ve Yükleme Şartları	99
Şekil 5.45	Dikdörtgen Kesitli Yay için Eşdeğer Gerilme ve Çeşitli Düğüm Noktalarındaki Gerilme Değerleri	100
Şekil 5.46	Yay Telindeki Gerilme Değişimi	100
Şekil 5.47	Dikdörtgen Kesitli Yay için Ömür	101
Şekil 5.48	Dikdörtgen Kesitli Yay için Güvenlik Faktörü	101
Şekil 5.49	%25 Sıkıştırma Oranı için Dikdörtgen Kesitli Yayın	102

	Gerilme, Ömür ve Güvenlik Faktörü	
Şekil 5.50	% 50'den Fazla Sıkıştırma Oranı için Dikdörtgen Kesitli Yayın Gerilme, Ömür ve Güvenlik Faktörü	103
Şekil 5.51	Tel Kesiti Değiştirilen Dikdörtgen Kesitli Yay için Gerilme, Ömür ve Güvenlik Faktörü	103
Şekil 5.52	Birinci Grup Daire Kesitli Yay için Ömür-Gerilme Diyagramı	104
Şekil 5.53	Birinci Grup Daire Kesitli Yay İçin Sınır Koşulları ve Yükleme Şartları	105
Şekil 5.54	Birinci Grup Daire Kesitli Yay için Eşdeğer Gerilme	105
Şekil 5.55	Birinci Grup Daire Kesitli Yay için Ömür	106
Şekil 5.56	Birinci Grup Daire Kesitli Yay için Güvenlik Faktörü	106
Şekil 5.57	Onikinci Grup Daire Kesitli Yay için Ömür-Gerilme Diyagramı	107
Şekil 5.58	Onikinci Grup Daire Kesitli Yay İçin Sınır Koşulları ve Yükleme Şartları	107
Şekil 5.59	Onikinci Grup Daire Kesitli Yay İçin Eşdeğer Gerilme Değerleri	108
Şekil 5.60	Onikinci Grup Daire Kesitli Yay için Ömür	109
Şekil 5.61	Onikinci Grup Daire Kesitli Yay için Güvenlik Faktörü	109
Şekil 5.62	Tel Çapı 2.5 mm Olarak Değiştirilen Onikinci Grup Daire Kesitli Yay için Eşdeğer Gerilme, Ömür ve Güvenlik Faktörü	110
Şekil 5.63	Kestamid Parça ile Kılavuzlanan Onikinci Grup Daire Kesitli Yay için Ömür-Gerilme Diyagramı	110
Şekil 5.64	Kestamid Parça ile Kılavuzlanan Onikinci Grup Daire Kesitli Yay için SEY Analiz Sonuçları	111

TABLO LİSTESİ

Tablo Numarası	Tablo Adı	Sayfa
Tablo 3.1	Yay Malzemeleri	13
Tablo 3.2	Dairesel Helisel Bası Yayları için İzin Verilen Maksimum Burulma Gerilmesi	13
Tablo 3.3	Yayların Son Halkalarına Uygulanan İşlemlere Göre Aktif Sarım Sayısının, Serbest Yay Boyunun ve Yay Blok Uzunluğunun Değişimleri	18
Tablo 4.1	R değeri ile Gösterilen Yükleme Modları	32
Tablo 5.1	Dikdörtgen Kesitli Yay Malzemelerinin Teknik ve Kimyasal Özellikleri	38
Tablo 5.2	Yorulma Testlerinde Kullanılan Dikdörtgen Kesitli Yayların Özellikleri	39
Tablo 5.3	Yorulma Testlerinde Kullanılan Daire Kesitli Yayların Özellikleri	40
Tablo 5.4	Normal Gerilme Değerleri	57
Tablo 5.5	Kayma Gerilme Değerleri	57
Tablo 5.6	Normal ve Kayma Gerilmelerinin Değerleri	57
Tablo 5.7	Dikdörtgen Kesitli Yayların % 50 ve % 38 sıkışma oranındaki verileri	67
Tablo 5.8	1409 N/mm ² Gerilme Değerine Göre Sıra Ortancalar	69
Tablo 5.9	En Küçük Kareler Yöntemi	71
Tablo 5.10	Grafik Yöntem İçin Nokta Çiftlerinin Listesi	72
Tablo 5.11	Mann Uyumluluk Testi için Veriler	74
Tablo 5.12	Microsoft Excel ile Hesaplanmış Weibull Parametreleri ve Güvenirlilik değerleri	75
Tablo 5.13	Birinci Grup Daire Kesitli Yaylar için % 50 ve % 38 Sıkışma Oranındaki Verileri	76
Tablo 5.14	Dikdörtgen Kesitli Yayların % 50 ve % 38 Sıkışma Oranındaki Verileri	78
Tablo 5.15	Dikdörtgen Kesitli Yayların % 38 Sıkışma Oranında Yük Tekrar Sayıları	79
Tablo 5.16	Daire Kesitli Yayların % 38 Sıkışma Oranında Yük Tekrar Sayıları	80
Tablo 5.17	Dikdörtgen Kesitli Yayların % 50 ve % 38 Sıkışma Oranındaki Verileri	82
Tablo 5.18	Birinci Grup Daire Kesitli Yayların % 50 ve % 38 Sıkışma Oranındaki Verileri	83
Tablo 5.19	Onikinci Grup Daire Kesitli Yayların % 50 ve % 38 Sıkışma Oranındaki Verileri	85

Tablo 5.20	Ondördüncü Grup Daire Kesitli Yayların % 50 ve % 38 Sıkışma Oranındaki Verileri	86
Tablo 5.21	Birinci Grup Daire Kesitli Yayların % 50 ve % 38 Sıkışma Oranındaki Verileri	90
Tablo 5.22	Onikinci Grup Daire Kesitli Yayların % 50 ve % 38 Sıkışma Oranındaki Verileri	91
Tablo 5.23	Pirinç ile Kılavuzlanan Onikinci Grup Daire Kesitli Yayların % 50 ve % 38 Sıkışma Oranındaki Verileri	95

SEMBOL LİSTESİ

Sembol Adı	Tanımı	Birimi
c	: Rijitlik	N/mm
F	: Kuvvet	N
f	: Uzama/kısalma	mm
M_b	: Burulma Momenti	Nmm
α	: Rijitlik Eğrisinin Eğim Açısı	Derece ($^{\circ}$)
Φ	: Burulma Açısı	Derece ($^{\circ}$)
σ_{\min}	: Minimum Gerilme	N/mm ²
σ_{\max}	: Maksimum Gerilme	N/mm ²
τ_b	: Burulma Gerilmesi	N/mm ²
σ_e	: Eğilme Gerilmesi	N/mm ²
τ_k	: Kesme Gerilmesi	N/mm ²
σ_b	: Bası Gerilmesi	N/mm ²
τ_{maks}	: Maksimum Burulma Gerilmesi	N/mm ²
W_p	: Polar Mukavemet Momenti	Nmm
w	: Sarım Oranı	
d	: Tel Çapı	mm
L_y	: Yaylanan Tel Uzunluğu	mm
i_y	: Yaylanan Sarım Sayısı	
\dot{I}_T	: Toplam Sarım Sayısı	
G	: Kayma Modülü	N/mm ²
J_p	: Polar Atalet Momenti	Nmm
w	: Depolanan Enerji	Nmm
η_A	: Malzemeden Faydalanma Derecesi	
V	: Tel Hacmi	mm ³
D_o	: Ortalama Çap	mm
L_{BL}	: Blok Uzunluk	mm
f_a	: Sargılar Arası Boşluk	mm
L_n	: En Büyük Yük Altındaki Boy	mm
L_0	: Serbest Uzunluk	mm
f_n	: Yayın Maksimum Kısalması	mm
p	: Sarım Hatvesi	mm
σ_r	: Gerilme Dağılımı	N/mm ²
σ_g	: Gerilme Genliği	N/mm ²
σ_o	: Ortalama Gerilme	N/mm ²
R	: Gerilme Oranı	
σ_K	: Kopma Mukavemeti	N/mm ²
σ_{AK}	: Akma Sınırı	N/mm ²
σ_{DN}	: Yorulma Mukavemeti	N/mm ²

σ_{SM}	: Sürekli Mukavemet Sınırı	N/mm ²
N	: Yük Tekrar Sayısı	
b _{xh}	: Dikdörtgenin en-boy uzunluğu	mm
D _d	: Dış Çap	mm
D _i	: İç Çap	mm
p	: Yayın Kırılma Olasılığı	
q	: Yayın Kırılmama Olasılığı	
$Z_{1-\frac{\alpha}{2}}$: $\alpha/2$ Anlam Düzeyinde, Z Tablosuna Göre Bulunan Teorik Değer	
e	: p İçin Öngörülen Yanılma Payı	
n	: Numune Sayısı	
P	: Piston Basıncı	N/mm ²
ω	: Açısal Hız	1/s
σ_{es-D}	: Değişken Eşdeğer Gerilme	N/mm ²
σ_{es-o}	: Ortalama Eşdeğer Gerilme	N/mm ²
F(x)	: Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu	
F _f (x)	: Hasar Olasılığı	
F _s (x)	: Ömrünü Sürdürme Olasılığı	
α	: Şekil Parametresi	
β	: Ölçek Parametresi	
$\hat{\eta}$: Weibull Dağılımında % 63.2 'ye Karşılık Gelen Değer	
r	: Korelasyon Katsayısı	
E	: Elastisite Modülü	N/mm ²
A	: Alan	mm ²
l	: Uzunluk	mm

ÖNSÖZ

Doktora çalışmasının akademik kariyerde önemli bir yeri olduğunu ve bu sürecin çok zorlu geçtiğini zaman içinde daha iyi anladım. Eğer yanınızda sizi yönlendirecek ve destek olacak kişiler varsa, bu süreçte karşılaşılabileceğiniz problemlere daha çabuk çözümler bulabiliyorsunuz. Bu nedenle, doktora başlarken danışman seçiminin çok önemli olduğunu ve bu konuda çok şanslı olduğumu vurgulamak isterim.

Çalışmam süresince yardımını hiçbir zaman esirgemeyen, çok iyi bir yol gösterici olan BAÜ Mühendislik Mimarlık Fakültesi Öğretim Üyesi ve danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Ali ORAL'a,

Güler yüzü, bilgi ve tecrübeleri ile bizi yönlendiren UÜ Mühendislik Mimarlık Fakültesi Öğretim Üyesi ve danışmanım Sayın Prof. Dr. M. Cemal ÇAKIR'a,

Bilgilerini her zaman paylaşan ve yol gösteren Tez İzleme Komitesi Üyelerine,

Çalışma süresince verdiği desteklerden dolayı Balıkesir Üniversitesi Araştırma Projesi Birimine,

Çalışmam süresince ellerinden gelen yardımı yaptıkları için BAÜ Endüstri Mühendisliği Bölümü Öğretim Üyelerine, BAÜ Makine Mühendisliği Bölümü'nden tezime destek veren Öğretim Üyelerine ve deneylerimiz süresince yardımlarını esirgemeyen BAÜ Mühendislik Mimarlık Fakültesi teknisyenlerine,

Bilgisini bizimle paylaşan BAÜ Mimarlık Bölümü Öğretim Üyesi Sayın Doç. Dr. Serdar KALE'ye,

Elektromekanik Yay Yorulma Makinemizin üretimini gerçekleştiren Balıkesir 1012. Ordudonatım Ana Tamir Fabrika Müdürlüğü'ne,

Katkılarından dolayı Yücel Motor Yenileme Ltd. Şti.'ye ve Öztefen Redüktör Motor San. Tic. A.Ş.'ye,

Sevgili arkadaşlarıma,

Duaları ile her zaman yanımda olan canım anneanneme,

Desteklerini ve sevgilerini hiçbir zaman esirgemeyen Aileme,

Sonsuz teşekkürler.

Balıkesir, 2009

Demet GÖNEN

1. GİRİŞ

Makine elemanları dış yük altında elastik veya plastik deformasyona uğramaktadırlar. Bir çok makine elemanında genellikle çok küçük olan elastik deformasyonlar yay adı verilen, özel geometriye sahip elemanlarda oldukça yüksektir. Yaylar imal edildikleri malzemenin elastiklik özellikleri ve şekilleri nedeniyle büyük şekil değiştirme kapasitelerine sahiptirler. Yaylar çalışma prensipleri gereği, şekil değiştirmeleri etkisiyle enerji depolarlar ve ilk şekillerine geri dönerken bu depoladıkları enerjiyi de geri verirler. Bu süreçte, yayların malzeme özellikleri ve şekilleri önemli birer etken olmaktadır.

Yaylar, malzeme özelliklerine, şekillerine ve zorlanma biçimlerine göre farklı alanlarda kullanılırlar. Basmalı kalemlerden spor aletlerine, koltuk minderlerinden kumanda aletlerine kadar günlük hayatımızda kullanımları mevcuttur. Yayların, enerji depolamak, darbe ile meydana gelen kuvvetlerin şiddetini azaltmak yani sönümleme görevi yapmak, bazı elemanlarda ön gerilmeli yerleştirilip boşluk gidermek, preslerde kuvveti sınırlamak, ani yükleme ve etkiyi azaltmak, makine parçaları arasındaki bağlantıyı sürdürmek, titreşimi kontrol etmek gibi makine tasarımı ile ilgili kullanımları da vardır.

Endüstriyel uygulamalarda kalıp yayı olarak dikdörtgen kesitli yaylar tercih edilmektedir. Kalıplarda, kalıptaki parçanın çıkarılması işlemi kalıp yayları ile gerçekleştirilmektedir. Kalıp yayları; hafif yük, orta yük, ağır yük, ekstra ağır ve süper ağır olmak üzere beş gruba ayrılırlar ve farklı renklerde boyanırlar. Kullanılacakları yere göre bu beş grup arasından seçilirler.

Bu çalışmada, dikdörtgen kesitli kalıp yaylarının üretiminin zorluğu ve maliyetlerinin yüksek olması nedeniyle, üretimi kolay ve maliyeti daha düşük olan daire kesitli yayların kullanılabilirliğinin incelenmesi amaçlanmaktadır. Kalıplarda dikdörtgen kesitli yayların yerine daire kesitli yayların kullanılabilirliğine karar

vermek için, ömür değerlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu amaçla, dikdörtgen kesitli yaylar ve bu yayların özelliklerine göre eşdeğer olabilecek daire kesitli yayların yorulma deneylerinin yapılması gereklidir.

Çalışmada, referans olarak dikdörtgen kesitli bir kalıp yayı belirlenmiş ve bu yayla eşdeğer olabilecek daire kesitli yay grupları oluşturulmuştur. Gerilme-ömür diyagramlarını elde etmek üzere farklı sıkıştırma miktarlarında, yorulma deneyleri yapılmış ve elde edilen verilere göre bir sonuca varılmıştır. Deneysel olarak ulaşılan sonuç, Solidworks [1] yazılımının Simülasyon Modülünden elde edilen sonuç ile karşılaştırılmalı olarak değerlendirilmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Çalışma kapsamında literatür araştırması iki aşamada gerçekleştirilmiştir. İlk aşamada, helisel yaylar için yapılan çalışmalar incelenmiş ve çok fazla yayına rastlanmıştır. Yayınlarda helisel yaylar ile ilgili değişik parametreler dikkate alınarak, farklı kullanım alanlarına göre örnek uygulamalar verilmiştir. İkinci aşamada, yayların yorulma analizleri üzerine çalışmalar araştırılmış ve incelenen çalışmalar verilmiştir.

Jiang ve Henshalf çalışmalarında, eksenel yüklere maruz kalan helisel yaylar için genel ve hassas sonlu eleman modeli geliştirmişlerdir. Sınır şartlarının kesin olarak belirlenmesi nedeniyle; sadece tel kesitin bir diliminin modellenmesine ihtiyaç duyulur ve böylece daha hassas sonuçlara ulaşılabilir. Daire kesitli yaylar için bir örnek uygulama detaylı olarak analiz edilmiştir [2].

Yıldırım çalışmasında, tek yönlü kompozit silindirik helisel yayların serbest titreşim problemi; dönel atalet, kesme ve eksenel deformasyon etkileri dikkate alınarak, sürekli bir sistem olarak teorik bir biçimde modellemiştir. Anizotropik bir malzemedeki yapılan silindirik helisel yayların serbest titreşim davranışı oniki ölçekli farklı eşitlikleri denkleştiren transfer matrisi yöntemiyle eş zamanlı olarak çözülmüştür. Helisin ayrıntılı transfer matrisi, literatürde mevcut etkili nümerik algoritmayı kullanarak herhangi bir istenilen doğruluk için hesaplanmıştır. Teorik sonuçlar, düz kirişler ve helisel yaylar için teorik ve deneysel olarak elde edildiği raporlanan değerlerle doğrulanmıştır [3].

Mohazzabi ve Shefchik çalışmalarında, telin burulma sabiti ve aynı telden kapalı sarılmış bir helisel yayın yay sabiti arasında genel bir ilişkinin olduğu üzerinde durmuşlardır. Deneysel olarak doğrulanan ilişki, sadece sarılmış yayın sarım açısını içermektedir. Tel çapından, uzunluğundan ve malzemesinden bağımsızdır. Ayrıca tasarlanan helisel yaylarda pratik uygulamaya sahip olmak için, bu ilişki yay-kütle

sistemleri sınıflandırması ve burulma sınıflandırması arasında bir dinamik denkleme öncülük etmektedir [4].

Zubov, helisel bir yayı aksel bir kuvvet ve moment ile yükleme problemini, nonlinear gerilme teorisinin üç boyutlu eşitliğini kullanarak dikkate almıştır. Problem iki boyutlu sınır değer problemine indirgenmiştir. İki boyutlu problem çözümü, gövde hacminde ve yan yüzeydeki sınır koşullarındaki denge denklemleri ile elde edilmiştir. Sonuçlar, nonlinear gerilme bölgesindeki yayların hesaplamaları için kullanılabilir [5].

Chassie ve arkadaşları, basma ve burkulma kombinasyonuna maruz kalan dairesel helisel yayların burkulma davranışlarını düzenleyen bozulma denklemlerini, burkulma tasarım planları elde etmek için transfer matris metodu kullanarak sayısal olarak çözmüşlerdir. Çalışmalarında, yayın ve eğilme açısının sarım sayısının etkileri kenetlenmiş uçlarla geliştirilmiş ve sonuçlar mevcut kararsızlık teorisiyle karşılaştırılmıştır [6].

Forrester 'ın yaptığı çalışmanın hedefi; dikdörtgen kesitli helisel kalıp yaylarının üç boyutlu rijitlik matrislerini tanımlamaktır. Çalışmada sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak, statik ve dinamik analizler gerçekleştirilmiş ve yüklemeler esnasında yayın hareketleri incelenmiştir. Yay tasarımının amacı, verilen uygulamalar için en ekonomik olacak ve kullanımda güvenilirlik sağlayacak yayı elde etmektir [7].

Salwinski ve Michalczyk çalışmalarında, dikdörtgen kesitli helisel yayların gerilme hesabını vermişlerdir. Sonlu Elemanlar Metodu kullanılarak çıkıntılı yay uçlarının uygun olmadığı gösterilmiştir. Çünkü buralarda hesaplanan gerilme gerçekte oluşan gerilmeden çok küçüktür [8].

Durant 'ın çalışmasında, dinamik olarak yüklenen helisel yaydaki gerilmeler için genel bir ifade üretilmiştir. Herhangi bir zamana bağlı kuvvet, yay uygulanan kuvvetin yerini alabilir. Çalışmada, özel bir yay mekanizması için sayısal bir örnek sunulmuştur [9].

Helisel yaylarla ilgili olarak farklı çalışmalar yapılmış ve değişik parametreler incelenerek elde edilen sonuçlar verilmiştir. Çalışmada, helisel yayların yorulma analizleri yapılacağından, literatür araştırmasında bu konuya ağırlık verilmiş ve helisel yayların yorulma analizleri ile ilgili incelenen makaleler kısaca açıklanmıştır.

LLano-Vizcaya ve arkadaşları tarafından yapılmış olan çalışmada, helisel bası yaylarının analizi için çok eksenli yorulma kriterleri uygulanmıştır. Kritik düzlem yaklaşımları, kayma deformasyonuna dayalı olan Fatemi-Socie ve Wong-Brown ve Con-Manson metodu, sabit şiddetli yük altındaki yayın yorulma ömrünü tahmin etmek için kullanılmıştır. Deneysel yorulma ömrü, çok eksenli yorulma kriter tahminleri ile karşılaştırılmıştır. Gerilme analizi sonlu elemanlar programı ANSYS ile yapılmıştır ve çok eksenli yorulma çalışması yorulma yazılım kodları kullanılarak uygulanmıştır. Yorulma çatlağının başladığı ilk noktayı belirlemek için bir hata analizi yapılmıştır ve sayısal analizle tahmin edilen en çok zarar görmüş bölgeyle karşılaştırılmıştır [10].

LLano-Vizcaya ve arkadaşları tarafından sunulan yayında, gerilmenin helisel yayların yorulma özellikleri üzerine etkisini değerlendirmek için deneysel bir çalışma sunulmuştur. Özellikle bu iş için tasarlanmış test makinesinde farklı zaman ve sıcaklık koşulları altında yayların davranışı için S-N eğrileri tanımlanmıştır. Isıl işlem vb. etkilerin analizi için sarımın iç ve dış yüzeyleri üzerindeki artık gerilmeler ölçülmüştür. Bu şekilde en uygun ısıl işlem koşulları (zaman aralığı ve sıcaklık seviyesi) elde edilmiştir. Bu parametreler en az rijitlik kaybıyla en yüksek yorulma dayanımını sunmaktadır [11].

Berger ve Kaiser tarafından yapılan çalışmada, dış kuvvetler ve burulma gerilmeleri etkisi altındaki helisel bası yaylarına uygulanan çok yüksek frekanslı yorulma testlerinin ilk sonuçları verilmiştir. Bu araştırma sonuçları çok yüksek çevrimli sistemde yorulma davranışı deneyine önemli bir katkı sağlayabilir. Çapı 2 ve 5 mm arasında, Si-Cr alaşımlı bir supap yay teli test edilmiştir. Bu yaylar üzerinde 10^7 çevrim için yorulma testi yapılmış ve karşılaştırmak için yorulma limitleri değerlendirilmiştir. 10^8 yada daha fazla çevrim için yorulma testleri yapıldığında, yorulma dayanımında önemli azalmalar olmuştur [12].

Todinov çalışmasında, geleneksel tanımlara karşı olarak, tel yarıçapına oranla büyük sarım yarıçaplı helisel bası yayları için, en çok gerilmenin helisin iç yüzeyinden çok dış yüzeyinde olduğu üzerinde durmuştur. Büyük indeksli helisel yayların yüksek gerilmeli yorulma testi esnasında; baskın yorulma kırıklarının maksimum kayma gerilmesinden çok bası-çeki gerilmelerindeki titreşimlerle başladığı ve yayıldığı ifade edilmiştir. Bu çalışmada, yük altında çalışan bir helisel yayın maksimum gerilme için bir denklem önerilmiştir ve olası yorulma çatlak başlangıcını hesaplamak için bir metot sunulmuştur. Yüksek mukavemetli yaylarda, yorulma tasarımının gerilme genliğine bağlı olduğu gösterilmiş ve yay uçlarını taşlamanın, yorulma çatlak başlangıç yeri üzerindeki etkisi incelenmiştir [13].

Kumar ve arkadaşları, çalışma esnasında bir bası yayının erken yorulma hatasını analiz etmişlerdir. Çalışma esnasında, optik ve tarama elektron mikroskobu, sertlik ve gerilme testi ve X ışınları dağılma teknikleri kullanılmıştır. Yay kesiti boyunca hatalı sertleştirme nedeniyle sertleşme çatlakları, gözlemlenmiştir. Yaylarda erken kırılmanın ana nedeninin sertleşme kırılmaları olduğu ifade edilmiştir [14].

Shin ve arkadaşlarının çalışmasında, yüksek dayanımlı, V ve Cr içeren alaşım çeliği ve % 0.84 C içeren iki çeliğin yorulma özellikleri ve mikro yapıları arasındaki korelasyonu incelenmektedir. Aynı sertlik değerlerine sahip ve aynı gerilme altında çalışan yayların yorulma özellikleri için mikro yapıya odaklanılmıştır. İki çeliğin yorulma limitlerinin gösterildiği yorulma testi sonuçları, gerilmelerin aynı olduğu durumda aynı çıkmış ve sonuçlar mikro yapısal parametrelere bağlı olarak yorumlanmıştır. Alaşımli çelik daha yüksek gerilme sertliği ve daha az miktarda karbüre sahip olduğundan % 0.84 C çeliğinden daha iyi yorulma özelliği göstermiştir. Bu bulgular, yay çeliklerinin yorulma özelliklerinin sertlik yerine, yorulma sınırı ile daha iyi ilişkili olan gerilme sertliği tarafından tahmin edilebileceğini ileri sürmüştür [15].

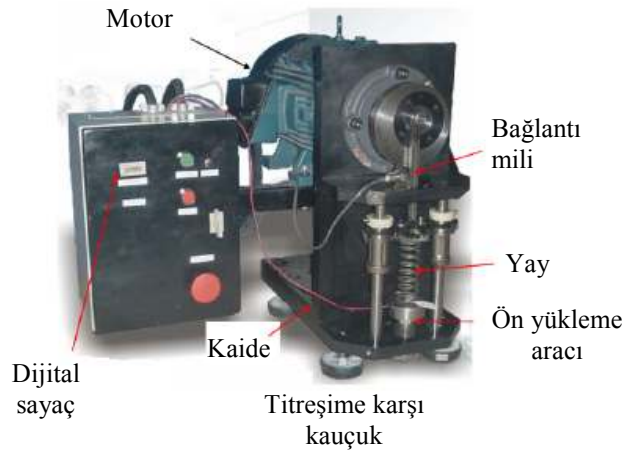
Yayların yorulma analizlerinin yapılabilmesi için deney düzeneğine ihtiyaç duyulmuş ve deney düzeneğinin tasarımı için araştırmalar yapılmıştır. Literatürden farklı bir tasarım düşüncesi ile bu konu ile ilgili çeşitli makaleler incelenmiş ve makalelerden aşağıda kısaca bahsedilmiştir.

Berger ve Kaiser çalışmalarında yaylar için yorulma testleri yapmışlar ve elde ettikleri sonuçları vermişlerdir. Helisel yayların yorulma analizleri için Şekil 2.1 'de verilen Bosch yay test makinesinden yararlanmışlar ve bu makine ile 160 adet yayı aynı anda test edebilmişlerdir [12,16].



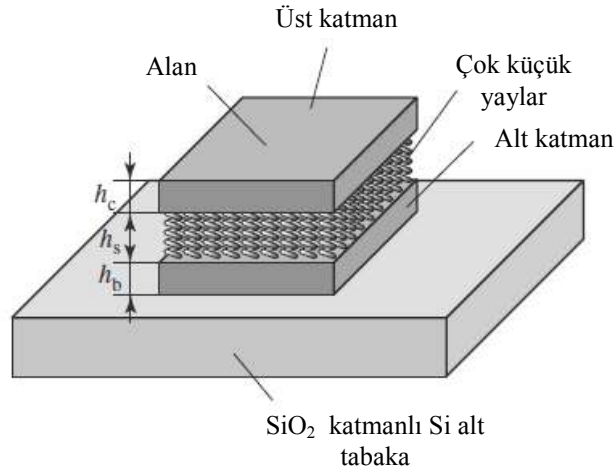
Şekil 2.1 Bosch Yay Yorulma Test Cihazı

Llano-Vizcaya ve arkadaşları, yay yorulma makinesini farklı zamanlarda ve farklı sıcaklıklarda çalışmak için Şekil 2.2 'de görüldüğü üzere özel olarak tasarlamışlardır. Makine tek bir yay için tasarlanmış olup, yaylar tek tek gerilmeye maruz bırakılarak ömürleri tespit edilmiştir [11].



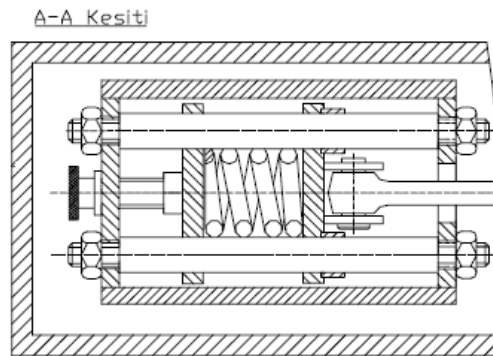
Şekil 2.2 Yay Yorulma Test Cihazı

Hirakata ve diğerkleri, Şekil 2.3 'de verilen iki katı yüzey arasına yerleştirilen çok küçük yay örnekleri kullanarak yorulma özelliklerini değerlendirmişlerdir. Çalışmada kullanılan metotta birden fazla yay tek sıkıştırma miktarında analize tabi tutulmuştur [17].



Şekil 2.3 Yorulma Test Cihazı

Tosun ve Özler çalışmalarında, yayların kuru, yağlı, korozif vb. gibi farklı çalışma koşullarında yorulma deneylerinin yapılması için bir makine tasarlamışlar ve üretimini gerçekleştirmişlerdir. Makine, Şekil 2.4 'de görüldüğü gibi belirlenen sıkıştırma oranında yaya tekrarlanan yük uygulayacak şekilde tasarlanmıştır [18].



Şekil 2.4 Yay Yorma Makinası

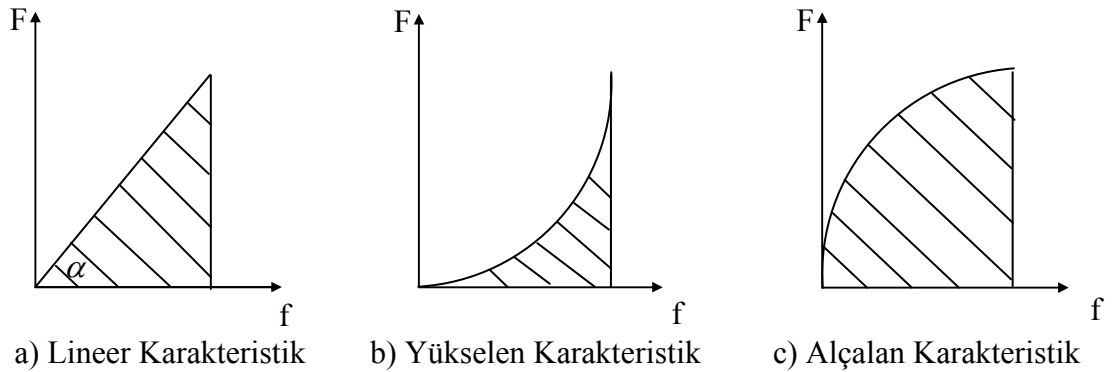
3. YAYLAR

3.1 Genel Tanımlar

Tüm makine elemanları dış yük altında deformasyona uğrarlar; deformasyon elastik bölge sınırları içindeyse, kuvvet kaldırıldığında makine elemanları başlangıçtaki durumlarını alırlar. Genelde çok küçük olan bu deformasyonlar yay adı verilen, özel geometriye sahip elemanlarda oldukça yüksektir. Yaylar gerek yapıldıkları malzemenin elastiklik özellikleri ve gerekse şekillerinden ötürü, nispeten büyük bir şekil değiştirme ile enerji depo ederler ve bunu, kullanma amacına göre az veya çok bir sürtünme kaybıyla tekrar geri verirler [19-23].

Yaylar boyutlandırılırken, hem bağlantılı olacağı elemanlara uyacak sınır boyutlar içinde kalmasına, hem işlevin gerektirdiği yay katsayısına sahip olmasına ve hem de üretildiği malzemenin mukavemet emniyet sınırlarını aşmamasına dikkat edilir [21].

Yay karakteristiği; yaya gelen yük (kuvvet veya moment) ile yaylanma miktarı arasındaki bağıntıyı gösterir. Yayı 1 birim çekmek veya uzatmak için gerekli kuvvete (burulma yaylarında 1 birim açı burmak için gerekli momente) *yay katsayısı* denir. Yay katsayısı, *rijitlik (c)* olarak da adlandırılır. Bu bağıntı Şekil 3.1 'de görüldüğü gibi lineer, yükselen veya alçalan karakterde olabilir [19,24,25].



Şekil 3.1 Yay Karakteristikleri [19,24]

Lineer karakterli yaylarda yay katsayısı;

Öteleme hareketinde Eşitlik (3.1) ile

$$c = \frac{F}{f} = \operatorname{tg} \alpha = \text{sabit} \quad (3.1)$$

Dönme hareketinde Eşitlik (3.2) ile

$$c = \frac{M_b}{\varphi} = \operatorname{tg} \alpha = \text{sabit} \quad (3.2)$$

ile ifade edilebilir.

Eğer yay lineer değilse;

Öteleme hareketinde Eşitlik (3.3) ile

$$c = \frac{dF}{df} = \operatorname{tg} \alpha \quad (3.3)$$

Dönme hareketinde Eşitlik (3.4) ile

$$c = \frac{dM_b}{d\varphi} = \operatorname{tg} \alpha \quad (3.4)$$

ile ifade edilebilir.

Burada;

F : yay kuvveti (N)

f : uzama (mm)

α : rijitlik eğrisinin eğim açısı

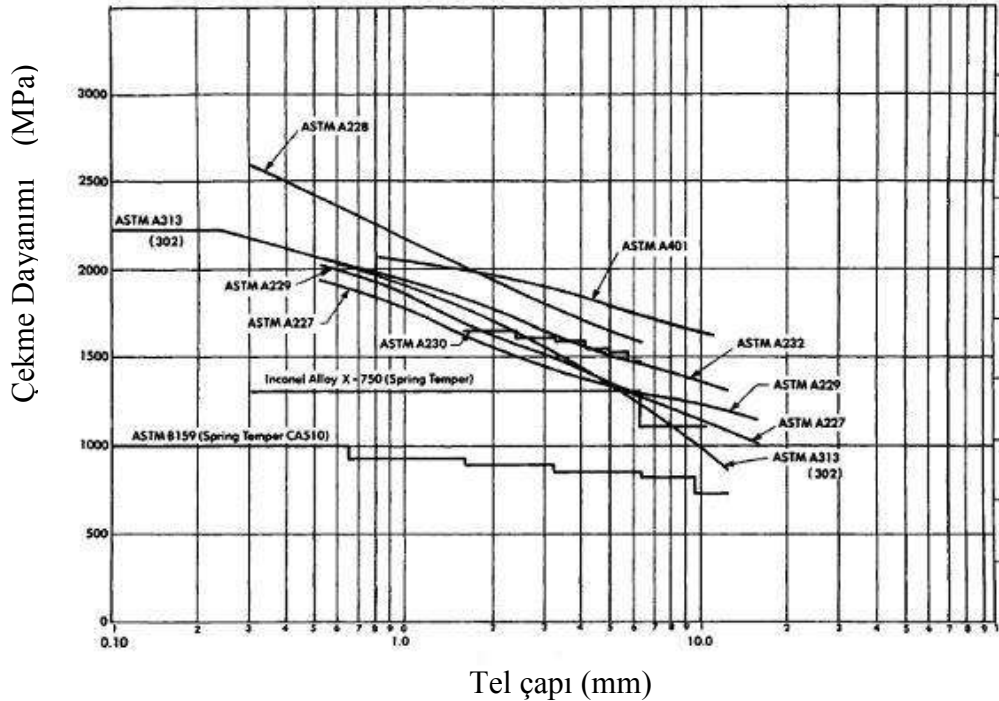
M_b : burulma momenti (Nmm)

φ : burulma açısı 'dır

3.2 Yayların Malzemeleri

Yay malzemesi yüksek yorulma direnci, yüksek süneklik, yüksek elastikiyet ve yüksek sürünme direncine sahip olmalıdır. Bir yayın malzemesi ve şekli, taşıyacağı kuvvet, yaylanma miktarı, yerleştirileceği yerdeki hacim ve kütle sınırlamalarına göre seçilir [19-22].

Yay telinin kopma mukavemeti tel çapı ile ters orantılı olarak değişir. Şekil 3.2 'de görüldüğü gibi en yüksek mukavemetli yay telleri ASTM A228 (müzik teli) ve ASTM A401 (yağda temperlenmiş krom-silisyum) 'dur. ASTM A313 (paslanmaz çelik), ASTM A230 (yağda temperlenmiş karbonlu supap yayı), ASTM A232 (yağda temperlenmiş krom-vanadyum) çelikleri yorulma uygulamaları için biraz daha düşük kopma mukavemetine sahiptir. Statik uygulamalar için daha düşük mukavemet değerlerine sahip olan ASTM A227 (haddelenmiş-sertleştirilmiş karbon çeliği) ve ASTM A229 (yağda temperlenmiş karbon çeliği) çelikleri kullanılabilir.



Şekil 3.2 Yay Telinin Minimum Çekme Dayanımı [26]

Yay malzemeleri metal ve metal olmayanlar şeklinde iki genel sınıfa ayrılabilir [19].

Bunlar;

1. Metal Malzemeler

Yaylar için sertleştirilebilen karbon çelikleri, krom, silisyum, silisyum-mangan-krom, vanadyum alaşımlı çelikler kullanılır.

Demir olmayan metal malzemeleri: pirinç, fosforlu bronz, silisyum-bronz ve çeşitli nikel alaşımlarıdır.

2. Metal Olmayan Yay Malzemeleri

Kauçuk, plastik malzeme, tahta, çeşitli sıvılar ve gazlar metal olmayan yay malzemelerine girmektedir.

En çok kullanılan yay malzemeleri standartlaştırılmıştır [19]. Bunlar, Tablo 3.1 'de verilmiştir.

Yorulma ömrü, maksimum gerilmenin olduğu tel yüzeyinde pürüzlülük ve takım izi ile önemli bir şekilde ilgilidir. Taşlama, yüzeydeki bozulma etkilerini minimize ederek yorulma ömrünü artırır. Ayrıca, taşlama yay yüzeyinde uygun bası kalıcı gerilmeleri oluşturur.

Tablo 3.2 'de genel olarak kullanılan yay malzemelerinin tahmini yorulma ömürleri verilmektedir. Tablodan görüldüğü gibi yay uçlarının taşlanması yorulma ömrünü artırır. Bu bilgi; oda sıcaklığında, korozyonsuz ortamda, yorulma gerilme oranı

$\frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = 0$ olduğunda geçerlidir [26].

Tablo 3.2 'deki yorulma ömürleri, herhangi özel tasarım verilerinin olmadığı durumlarda kılavuz değer olarak alınabilir. Bu değerler ortalama değerlerdir.

Tablo 3.1 Yay Malzemeleri

Malzeme	Standart No
Sıcak haddelenmiş çelikler	DIN 17221
Soğuk haddelenmiş çelikler	DIN 17222
Soğuk çekilmiş yuvarlak yay telleri	DIN 17223
Paslanmaz çelikler	DIN 17224
Isıya dayanıklı çelikler	DIN 17225
Yay çeliğinden teller	DIN 2076
Yaprak yay için sıcak haddelenmiş yay çeliği	DIN 4620
Bakır çinko alaşımları, bronzlar	DIN 17660
Bakır kalay alaşımları, yeni gümüş	DIN 17662
Nikel berilyum alaşımları	DIN 17663
Bakır berilyum alaşımları	DIN 17741
Kauçuk	DIN 17682
Çeşitli plastikler	
Ahşap malzeme	
Gazlar sıvılar	

Tabloda verilen değerlere uygun olarak çalışıldığı takdirde, beklenen ömrün üzerinde bir çalışma ömrü elde edilir [26].

Tablo 3.2 Dairesel Helisel Bası Yayları için İzin Verilen Maksimum Burulma Gerilmesi

Yorulma ömrü (Çevrim)	Çekme Dayanımı Yüzdesi			
	ASTM A228, Östenitik paslanmaz çelik ve demir dışılar		ASTM A230 ve A232	
	Taşlanmamış	Taşlanmış	Taşlanmamış	Taşlanmış
10^5	36	42	42	49
10^6	33	39	40	47
10^7	30	36	38	46

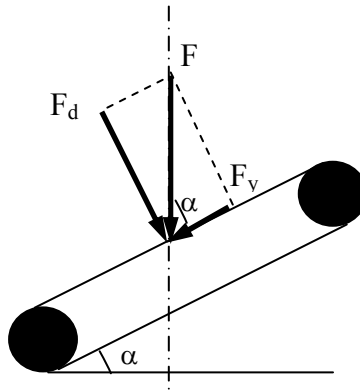
3.3 Yayların Hesap Yöntemleri

İnce bir telin bir silindir etrafına belirlenen bir sarım açısıyla sarılmasıyla helisel yay elde edilir. Tel çapı 10 mm 'den küçük ise yay soğuk şekillendirilir, çap 20 mm 'den büyük ise sıcak şekillendirilir. Aradaki tel çaplarında her iki yöntem de uygulanır. Helisel yaylar makine ve taşıt konstrüksiyonunda en çok kullanılan yaylardır. Yaylanma miktarları diğer yaylara göre büyüktür. Kullanılan malzemenin metalik, özellikle de çelik olması, sürtünmenin olmaması nedeniyle sönümlenme oranını çok küçültür.

Şekil 3.3 'de verilen helisel yaylar, genellikle daire kesitli tel ya da çubuktan yapılırlar. Bu yaylar burulma kayma gerilmeleri ve kesite dik yönde kuvvet etkisiyle oluşan kesme kayma gerilmeleri etkisindedir (Eşitlik 3.5 ve Eşitlik 3.6). Ayrıca helisin eğimi nedeniyle bir normal gerilme etkisi de oluşmaktadır.



Şekil 3.3 Daire Kesitli Helisel Yay



Şekil 3.4 Yaya Gelen Kuvvetin Bileşenleri

$$F_y = F \sin \alpha \quad (3.5)$$

$$F_d = F \cos \alpha \quad (3.6)$$

Helisel yaya eksenine doğrultusunda F kuvveti geldiğinde, Şekil 3.4 'de görüldüğü gibi kuvvetten $D_0/2$ (D_0 : sargının ortalama çapı) kadar uzakta bulunan tel kesitinde F kuvvetinin yatay ve dikey bileşenlerinden dolayı burulma gerilmesi, eğilme gerilmesi, kesme gerilmesi ve normal bası gerilmesi oluşur [19].

Bu gerilmeler; burulma gerilmesi Eşitlik (3.7), eğilme gerilmesi Eşitlik (3.8), kesme gerilmesi Eşitlik (3.9) ve normal bası gerilmeleri Eşitlik (3.10) ile hesaplanır.

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_p} = \frac{F \cos \alpha \frac{D_0}{2}}{W_p} \quad (3.7)$$

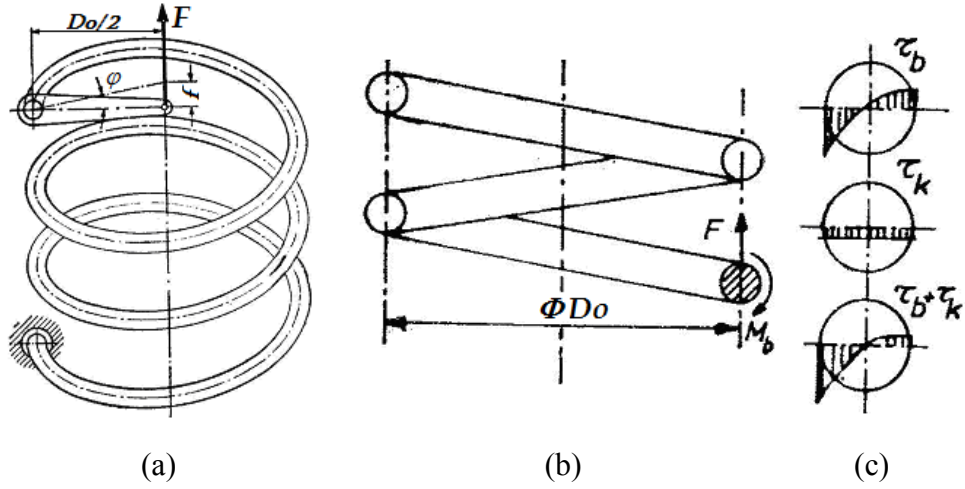
$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} = \frac{F \sin \alpha \frac{D_0}{2}}{W_e} \quad (3.8)$$

$$\tau_k = \frac{F \cos \alpha}{A} \quad (3.9)$$

$$\sigma_b = \frac{F \sin \alpha}{A} \quad (3.10)$$

Helisel yayların kuvvet altında aksenal yöndeki boyları kısalır veya uzar, bu hareket esnasında yay telinin kesitinde burulma gerilmesi τ_b oluşur. Oluşan gerilme Şekil 3.5.a-b 'de görülmektedir. Burulma gerilmesinin yayın çevresine eşit dağıldığı kabul edilirse, Eşitlik (3.11) 'de görüldüğü gibi burulma gerilmesinin değeri burulma momentinin, polar mukavemet momentine bölünmesiyle elde edilir [19].

$$\tau_i = \frac{M_b}{W_p} = \frac{F D_0 / 2}{\frac{\pi d^3}{16}} = \frac{8 F D_0}{\pi d^3} \quad (3.11)$$



Şekil 3.5 Helisel Yaylardaki Kuvvetler ve Gerilmeler [19]

Yayın eğiminden dolayı bu dağılım eşit olmayıp, iç tarafta dışarıya göre çok daha fazladır. F basma kuvvetinin etkisiyle yay f kadar kısalır. Yayın herhangi bir kesitine etkileyen zorlamalar, $M_b = F.D_0/2$ burulma momenti ve F kesme kuvvetidir. D_0 , ortalama sargı dairesi çapını gösterir. Şekil 3.5.c kesitteki gerilmeleri göstermektedir. Birinci şekilde kesitteki burulma gerilmelerinin dağılımı gösterilmiştir. Eğri bir çubuğun burulması nedeniyle yayın iç tarafındaki burulma gerilmeleri daha büyüktür. Kayma gerilmelerinin üniform yayıldığı kabul edilerek kayma ve burulma gerilmeleri toplanırsa, Şekil 3.5.c 'deki gerilme dağılımı bulunur [22,27].

Yay telinde meydana gelen maksimum burulma gerilmesi Eşitlik (3.12) ile hesaplanır.

$$\tau_{maks} = k \tau_i = \frac{8k F D_0}{\pi d^3} \quad (3.12)$$

k faktörü, sarım oranı ($W=D_0/d$) 'nin bir fonksiyonu olup Eşitlik (3.13) ile hesaplanır.

$$k = 1 + \frac{5}{4} \frac{1}{W} + \frac{7}{8} \frac{1}{W^2} + \frac{1}{W^3} \quad (3.13)$$

Helisel yayın tel çapı; yaya etki eden kuvvet, yayın sahip olacağı ortalama çap ve malzemeye bağlı olarak Eşitlik (3.14) 'den yararlanılarak hesaplanabilir [19, 28].

$$d = \sqrt[3]{\frac{8k F D_0}{\pi \tau_{em}}} \quad (3.14)$$

$$\text{Yaylanma miktarı} \quad f = \varphi \frac{D_0}{2} = \frac{M_b L_y D_0}{G J_p} \frac{D_0}{2} \quad (3.15)$$

Burada;

$L_y = \pi D_0 i_y$: Yaylanan tel uzunluğu

i_y : Yaylanan sarım sayısı

J_p : Polar atalet momenti

G : Kayma modülü (N/mm²)

M_b : Moment (Nmm)

L_y ifadesi Eşitlik (3.15) 'de yerine yazılırsa; Eşitlik (3.16) elde edilebilir.

$$f = \frac{F D_0^3 \pi i_y}{4 G J_p} = \frac{8 F D_0^3 i_y}{G d^4} \quad (3.16)$$

Yayın rijitliği Eşitlik (3.17), depolanan enerji Eşitlik (3.18), faydalanma derecesi Eşitlik (3.19) ve yay teli hacmi Eşitlik (3.20) 'den hesaplanır.

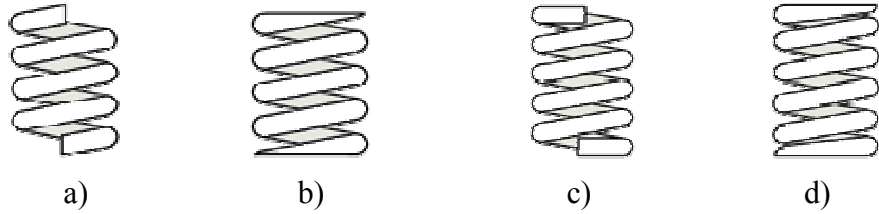
$$c = \frac{F}{f} = \frac{G d^4}{8 D_0^3 i_y} \quad (3.17)$$

$$w = \frac{1}{2} F f = \frac{1}{2} c f^2 = \eta_A \frac{\tau^2 V}{2 G} \quad (3.18)$$

$$\eta_A = \frac{1}{2} \quad (\text{Silindirik helisel yaylar için}) \quad (3.19)$$

$$V = \frac{\pi d^2}{4} D_o i_y \quad (3.20)$$

Yayın tek yönlü zorlanmaması için yay uçları aynı düşey doğrultuda değil Şekil 3.6 'da görüldüğü gibi aralarında 180° olacak şekilde imal edilir, yani toplam sarım sayısı buçuklu bir sayıdır; ilk ve son sargı rijit parçalarla temas halinde olup yaylanmaya katkıları yok kabul edilir.



Şekil 3.6 Son Halkalara Uygulanan İşlemler
(a) açık uçlu, (b) açık uçlu ve taşlanmış, (c) kapalı uçlu, (d) kapalı uçlu ve taşlanmış

Yayların son halkalarına uygulanan işlemlere göre aktif sarım sayısının, serbest yay boyunun ve yay blok uzunluğunun değişimleri Tablo 3.3 'de verilmiştir [23].

Tablo 3.3 Yayların Son Halkalarına Uygulanan İşlemlere Göre Aktif Sarım Sayısının, Serbest Yay Boyunun ve Yay Blok Uzunluğunun Değişimleri

Yay son halka türleri	Toplam sarım sayısı	Blok uzunluk	Serbest uzunluk
açık uçlu	i_y	$(i_y+1) d$	$i_y p+d$
açık uçlu ve taşlanmış	i_y	$i_y d$	$i_y p$
kapalı uçlu	i_y+2	$(i_y+3) d$	$i_y p+3 d$
kapalı uçlu ve taşlanmış	i_y+2	$(i_y+2) d$	$i_y p+2 d$

p: adım, i_y : yaylanan sarım sayısı,

d: tel çapı

Yaylanan sarım sayısı i_y Eşitlik (3.21) 'de görüldüğü gibi, soğuk sarılmış yaylarda toplam sarım sayısı i_T 'den iki sargı eksiktir.

$$i_y = i_T - 2 \quad (3.21)$$

Soğuk sarılmış yaylarda pratik sınır değerler:

$$d \leq 17 \text{ mm}, \quad D_o \leq 200 \text{ mm}, \quad L_0 \leq 630 \text{ mm},$$

$$i_y \geq 2, \quad W = D_o / d = 4 \dots 20 \quad \text{olarak verilir.}$$

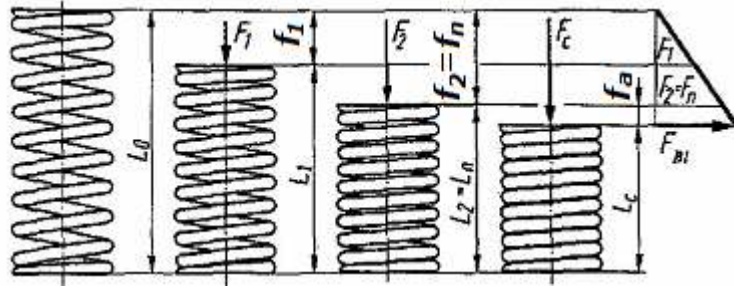
Sıcak sarılmış yaylarda ilk ve son sargının 0.75 'i bu sargıların eksene dik olacak şekilde taşlanması, eğimin azalması nedeniyle yaylanmaya katılmazlar ve yaylanan sargı sayısı Eşitlik (3.22) 'den hesaplanır.

$$i_y = i_T - 1.5 \quad (3.22)$$

Sıcak sarılmış yaylar sarımdan sonra ıslah işlemine tabi tutulurlar. Bu yaylar ya sıcak haddelenmiş çubuktan ya da sıcak haddelendikten sonra tornalanıp taşlanmış çubuktan üretilir [19].

Yay Uzunluğu

Basıya çalışan helisel yaya gelen kuvvet, Şekil 3.7 'de görüldüğü üzere sargıları birbirine temas ettirecek kadar büyük olursa, yayın bu haldeki uzunluğuna Blok Uzunluğu (L_{BI}) denir. Yayların son halkalarına uygulanan işlemlere göre yay blok uzunlukları; soğuk sarılmış ve uçları taşlanmış yaylar için Eşitlik (3.23), soğuk sarılmış ve uçları dövülüp taşlanmış yaylar için Eşitlik (3.24), sıcak sarılmış ve uçları dövülüp taşlanmış yaylar için Eşitlik (3.25) ve sıcak sarılmış ve uçları taşlanmamış yaylar Eşitlik (3.26) ile hesaplanır.



Şekil 3.7 Yayın Serbest ve Blok Uzunlukları [21]

$$L_{Bl} = (i_T + 1)d \quad (3.23)$$

$$L_{Bl} = i_T d \quad (3.24)$$

$$L_{Bl} = (i_T - 0.3)d \quad (3.25)$$

$$L_{Bl} = (i_T + 1.1)d \quad (3.26)$$

Normal koşullarda yayın hiçbir zaman blok haline gelmesine izin verilmez; yaya maksimum kuvvet uygulandığında yay sarımları arasında Şekil 3.7 'de görüldüğü gibi toplam f_a kadar boşluk olmalı ve sargılar birbirine temas etmemelidir [21].

Soğuk sarılmış yaylar için f_a Eşitlik (3.27) ile ve sıcak sarılmış yaylar için Eşitlik (3.28) ile bulunur.

$$f_a = \left(0.0015 \div \frac{D_o^2}{d} + 0.1d \right) i_y \quad (3.27)$$

$$f_a = 0.02(D_o + d)i_y \quad (3.28)$$

En büyük yük altında iken yayın uzunluğu Eşitlik (3.29) 'ten hesaplanır.

$$L_n = L_{Bl} + f_a \quad (3.29)$$

Zorlama dinamik karakterli ise f_a soğuk sarılmış yaylarda 1.5, sıcak sarılmış yaylarda 2 kat arttırılmalıdır.

Yaylanan sargılar arasındaki minimum mesafe, yayın blokaj uzunluğu ve yayın maksimum kısalması dikkate alınarak, yayın serbest uzunluğu Eşitlik (3.30) ile hesaplanır [20,22].

$$L_0 = L_{Bl} + f_a + f_n \quad (3.30)$$

Burada;

L_{Bl} : Yayın blokaj uzunluğu (mm)

f_a : Yaylanan sargılar arasındaki minimum mesafe (mm)

f_n : Yayın maksimum kısalması (mm)

Yayın serbest yay uzunluğu Eşitlik (3.31) ile de bulunabilir.

$$L_0 = 2 D_o i_y \operatorname{tg} \alpha \quad (3.31)$$

Kuvvet altında basıya çalışan yayın boyu kısılırken yayın sarım çaplarında küçük bir artış olur. Yayın dış çapı için bu artış Eşitlik (3.32) ile ifade edilmektedir.

$$\Delta D_d = 0.1 \frac{p^2 - 0.8 p d - 0.2 d^2}{D_o} \quad (3.32)$$

Burada; p: sarım hatvesi olup taşlanmış uçlar için Eşitlik (3.33), taşlanmamış uçlar için Eşitlik (3.34) ile hesaplanır.

$$\left(p = \frac{L_0 - d}{i_y} \right) \quad (3.33)$$

$$\left(p = \frac{L_0 - 2.5 d}{i_y} \right) \quad (3.34)$$

3.3.1 Yayın Mukavemeti

Yayların mukavemet hesaplarında statik ve dinamik zorlanmalar dikkate alınır.

a) Yayın statik zorlanması

Genelde statik zorlama durumunda yayın sadece burulmaya maruz kaldığı düşünülür. Sargı çapının iç kısmında meydana gelen maksimum gerilme dikkate alınmaz.

İdeal burulma gerilmesi Eşitlik (3.35), müsaade edilen burulma gerilmesi de Eşitlik (3.11) ile hesaplanır.

$$\tau_{t_i} = \frac{M_b}{W_t} \leq \tau_{em} \quad (3.35)$$

Burulma momenti Eşitlik (3.36) ile belirlenir.

$$M_b = F \frac{D_0}{2} \cos \alpha \quad (3.36)$$

Burada;

M_b : Burulma momenti (Nmm)

D_0 : Ortalama sargı çapı (mm)

α : Sarım açısı

d : Tel çapı (mm) şeklinde ifade edilmektedir.

b) Yayın dinamik zorlanması

Yayın dinamik zorlanması hesaplanırken sarım çapının iç kısmında meydana gelen gerilme artışı dikkate alınır. Bu gerilme artışı ortalama sargı çapının tel çap oranına bağlı olarak değişir Eşitlik (3.37).

$$W = \frac{D_0}{d} \quad (3.37)$$

Böylece,

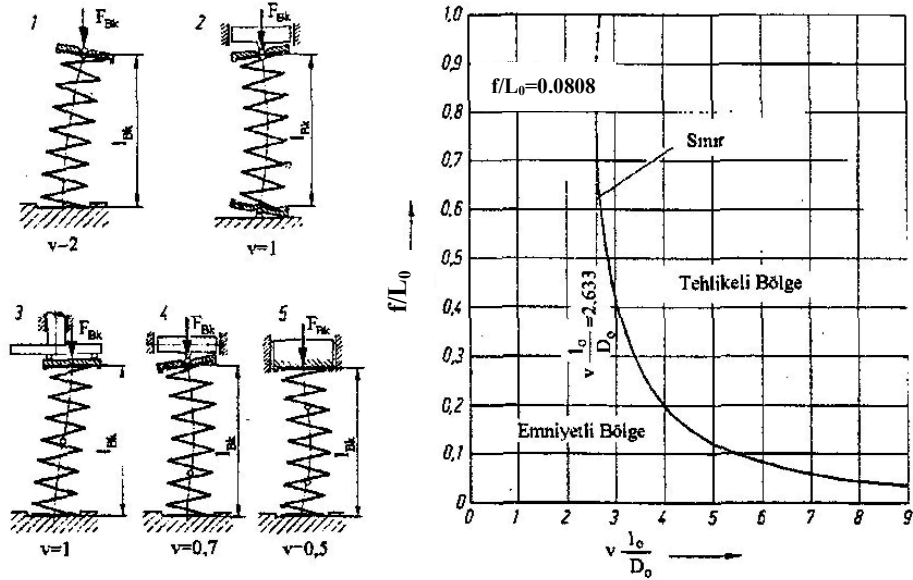
$$\tau = k \tau_{i_i} = k \frac{8 F D_0}{\pi d^3} \leq \tau_{i_{em}} \quad (3.38)$$

Kesme gerilmesini de içeren k faktörü Eşitlik (3.39) ile hesaplanır [20].

$$k = \frac{W + 0.5}{W - 0.5} \quad (3.39)$$

Yayların yük altında burkulması

Yay uygun şekilde kılavuzlanmadıkça, helisel yayın boyu, ortalama çapın dört katından daha fazla ise yayın burkulma tehlikesi vardır. Narinlik faktörü L_0/D_0 'ya bağlı olarak, hangi izafi yaylanmada (f/L_0) burkulma tehlikesi ile karşılaşacağı Şekil 3.8 'de görülmektedir. Narinlik faktörünü etkileyen V katsayısı, yayların uçlarının yataklanma şekline göre 0.5 ile 2 arasında değişir. Bir yayın burkulması o yayın ortalama sargı çapına, yayın uzunluğuna ve yayın merkezleme şekline bağlıdır [20,21,23]. Burkulma tehlikesi olan yaylar içten veya dıştan kılavuzlanmalıdır. Dıştan kılavuzlama halinde yayın dış çapı, yük altında ΔD kadar genişler.



Şekil 3.8 Silindirik Helisel Bası Yaylarının Burkulma Sınırı [20]

Helisel yaylarda burkulmanın başlayacağı kritik yaylanma miktarı (f_{BK}) hesapla tahmin edilmektedir. Yayın geometrisi, malzemesi ve uçların yataklanma şekline bağlı düzeltme sayısı V biliniyorsa, f_{BK} ile aralarındaki ilişki Eşitlik (3.40) ile ifade edilebilir.

$$f_{BK} = \frac{L_0}{2(1-G/E)} \left[1 - \sqrt{1 - 2 \frac{1-G/E}{1+2G/E} \left(\frac{\pi D_0}{V L_0} \right)^2} \right] \quad (3.40)$$

$f < f_{BK}$ olduğu sürece yayda burkulma olmayacaktır [20,21].

3.4. Kalıp Yayları

3.4.1 Kalıp Yaylarının Özellikleri

Yay kesit şekli, kalıp yayı performansını oldukça etkiler. Kalıp uygulamalarında sınırlandırılan yüzeyle birlikte katı ağırlıkta sınırlandırılır. Yaylarda, çalışma esnasında dağılımı düzgün olmayan gerilmelere neden olan büyük şekil değişimleri meydana gelir. Bu nedenlerle endüstriyel uygulamalarda kalıp yayı olarak genellikle, dairesel yaylara göre rijitlikleri daha büyük olan dikdörtgen kesitli yaylar tercih edilmektedir.

Dikdörtgen kesitli yaylarda kesitte gerilme dağılımı düzgün değildir. Malzemenin faydalanma derecesi η_A küçüktür. İmalatları zor olduğundan maliyetleri daha fazladır. Dikdörtgen telde kullanılan malzeme kalitesi, daire telde kullanılan kadar iyi değildir ve malzemenin temini zor olabilmektedir [19,24,29].

Dikdörtgen tel sarılırken, dikdörtgenden yamuk şekline döner. Benzer olarak eğer tel yamuk şeklinde ise, sarımdan sonra dikdörtgen olacaktır. Bu durum Şekil 3.9 'da görülmektedir. Kesit deformasyonu, Eşitlik 3.41 ile yaklaşık olarak bulunabilir [26].

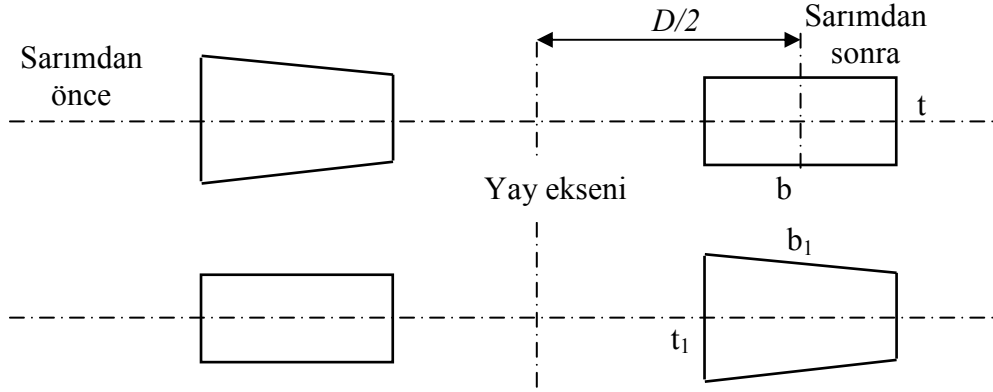
$$t_1 = t \frac{C+0.5}{C} \quad (3.41)$$

Burada;

t_1 : yamuğun kısa kenar uzunluğu

t : dikdörtgenin kısa kenar uzunluğu

$$C = \frac{D}{t}$$



Şekil 3.9 Sarımdan Önce ve Sonra Tel Kesiti

Anchor Manufacturing Group Inc. Şekil 3.10 'da verilen ikili yay (MaxForce) uygulamasına başlamıştır. Bu yaylar için, sarıldığı zaman dikdörtgen şekle benzeyen, yamuk kesitli krom silis tel kullanılmıştır. Bu dikdörtgen kesit, yay ömrünü olumsuz etkileyen sıkıştırma şiddetini minimize ederken yay hareketinin ve yay yüklemesinin en iyi kombinasyonunu elde etmek için geliştirilmiştir [30].



Şekil 3.10 İkili Yay Uygulaması

3.2.2 Yay Seçimi

Yay seçiminde genel kural, kullanılacak kalıba uyum sağlayacak ve en az sapmayla ihtiyacı giderecek yayın belirlenmesidir. Bu, yayın kullanım ömrünü artırır. Yay seçiminin doğru yapılması hata olasılığını, üretim ve bakım maliyetini azaltır.

Kalıp yayı seçiminde yayların kısa, normal veya uzun çalışma gibi ihtiyaç duyulan performans tiplerini tanımlamak gerekir. Yayları uygun çalışma aralığında seçmek, istenilen hareketi etkileyecektir.

Genellikle kalıp yayı problemleri çok basit olarak uygun olmayan seçim ve uygulamalardan kaynaklanmaktadır. Yanlış kalıp yayı seçimi çok büyük harcamalara neden olur. Bakım maliyetlerini artırır ve verimliliği düşürür. Her bir uygulama için en iyi kalıp yayını belirlemek önemlidir [31]. Yayın yanlış seçilmesi durumunda; yay kısa sürede deforme olur ve kırılır. Yayların değiştirilmesi için kalıbın sökülmesi gerekir. Bu durumda zaman maliyeti de devreye girer.

Associated Spring Şirketi tarafından yayınlanan bir çalışmada yayların, çevrim süresi ve yük taşıma kapasitesi arasında optimum dengeyi sağlayacak bir tel kesitten üretildiği açıklanmıştır. Kalıp yayları ile ilgili özelliklerden bahsedilmiş ve farklı özellikteki yaylara yükleme yaparken renklere göre seçim kolaylığı sağlanacağı üzerinde durulmuştur [31].

4. YAY YORULMA ANALİZİ

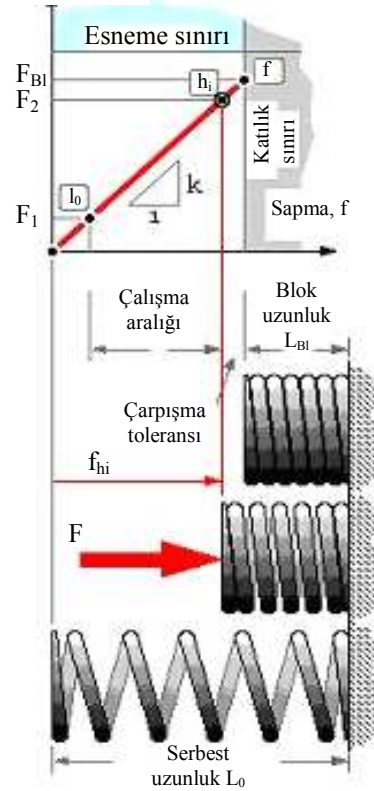
Yayların emniyet elemanı olarak da kullanımlarının yaygın olması nedeniyle, yayların ve yay malzemelerinin yorulma özellikleri ve karakteristiklerinin tespit edilmesi çok önemlidir. Yorulma mukavemetine; malzemenin yüzey kalitesi, kesitindeki ani değişiklikler, çevrenin kimyasal etkisi ve çalışma sıcaklığı gibi faktörler etki eder [32,33]. Tekrarlı gerilmelere maruz kalan helisel yaylar için emniyetli yorulma gerilmesi, malzemenin dayanımına bağlıdır [23].

Yaylar çalışma esnasında, Şekil 4.1 'de görüldüğü gibi iki sabit pozisyon arasında zorlanırlar. Bu pozisyonlarda çalışma gerilmesi hesaplanabilir. Bu değerler çalışma ömrünü tahmin etmek için kullanılır [34].

Bir yayın performansı, uygulanan yüklemeler ve yay kısalması arasındaki ilişki ile tanımlanır. Yay blok hale yaklaşırken, sarımlar arasındaki küçük eğim farklılıkları bütün halkalar arasında ani temas yerine birbirini izleyen halkadan halkaya temas şeklinde oluşur. Oluşan temas; darbeye, yüzey bozulmasına ve rijitlikte artışa neden olur. Bu durumdan kaçınmak için yayın çalışma uzunluğu, Şekil 4.1 'de görüldüğü gibi katı uzunluktan çarpışma toleransının en az % 10 'u kadar fazla olmalıdır.

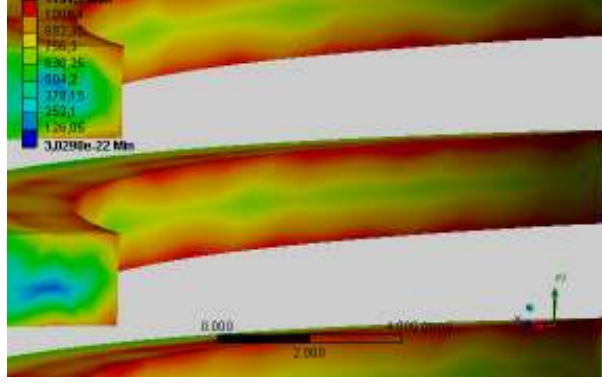
$$f_s - f_{hi} \geq 0.1 f_{hi}.$$

Yük F



Şekil 4.1 Yayın Çalışma Aralığı [34]

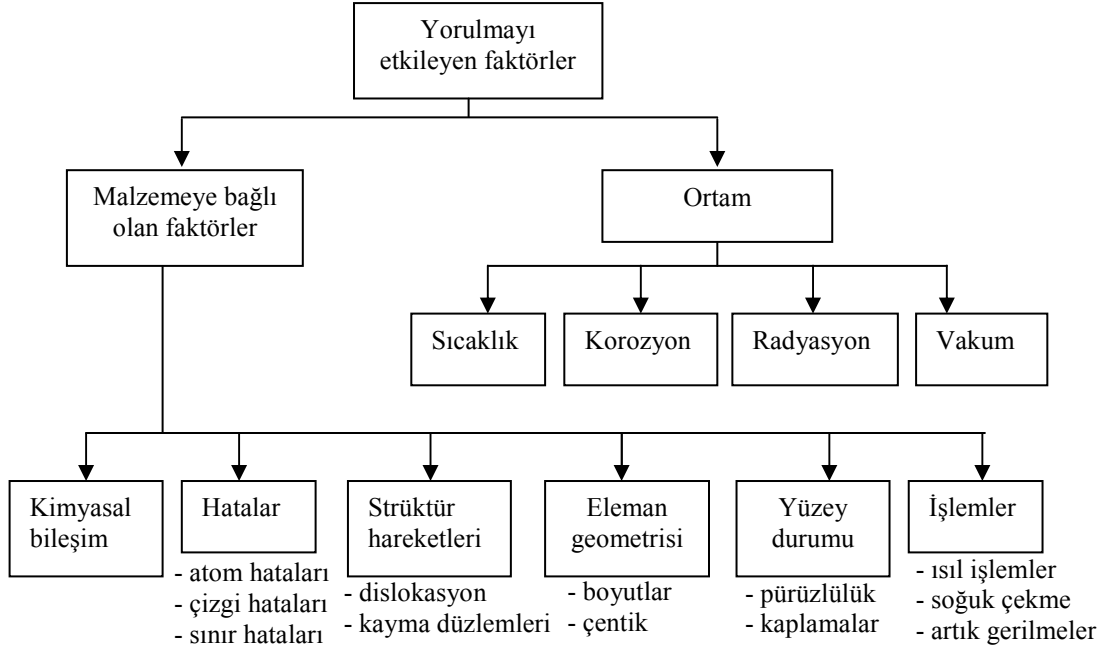
Eğer bir bası yayı akma sınırının üzerinde bir katılık sınırı ile tasarlanır ve doğru bir şekilde üretilirse, fonksiyonel olarak sadece yorulma nedeniyle işlevini yerine getiremeyebilir. Genel olarak yorulma, yayın dış yüzeyinden daha çok iç kısma yakın bir yerde çatlak olarak açığa çıkar. Şekil 4.2 'de de görüldüğü gibi gerilme iç yüzeylerde daha fazla oluşur. Eğer kötü üretim ya da korozyon nedeniyle gerilme artışı olursa yorulma ömrü azalacak ve kırılma bu gerilme artışından kaynaklanacaktır [14,34].



Şekil 4.2 Yayın İç Yüzeyinde Oluşan Gerilmeler

Malzeme yüzey kalitesi, yay yorulma riskini etkileyen önemli bir faktördür. Malzemede meydana gelen yorulma çatlakları genellikle malzemenin yüzeyinden yayılır. Bu yüzden daha iyi bir yüzey kalitesi daha iyi bir yorulma performansı sağlar.

Yaylarda aşınmaya neden olan birçok unsur vardır. Bu unsurlardan biri, bir helisel basma yayının aktif sarımında sarımlarından bazılarının aşırı yük altında birbirleriyle temas etmesidir. Yaylardaki aşınmanın bir başka nedeni de bazı durumlarda yayın bir mil üzerinde veya delik içinde çalışmasıdır. Eğer yay çalışma esnasında mil ya da deliğin dış yüzeyleri ile temas ederse aşınmalar oluşur ve yayda erken bozulmalar meydana gelir. Özellikle eğer yayın iç çapı aşınırsa bu bölgede çalışma gerilmeleri maksimum olduğundan aşınma ciddi sorunlara neden olur [32,33,35]. Erken bozulma durumları Şekil 4.3 'de verildiği gibi, tasarım hatalarından, yanlış malzeme seçiminden, malzemenin iç bünyesinde bulunan hatalardan, imalattan, kullanma esnasında öngörülen çalışma şartlarının değiştirilmesi ve tahmin edilmeyen ağır yükler gibi nedenlerden oluşmaktadır [36-38].



Şekil 4.3 Yorulmayı Etkileyen Faktörler

Yayların üretim ve kullanımında en önemli hususlardan biri statik yük altındaki dayanımı diğeri dinamik yük altındaki yorulma ömrüdür. Statik zorlama; elemanı zorlayan kuvvet/momentin veya elemanın kesitinde meydana gelen gerilmelerin sabit kaldığı zorlama şeklidir. Dinamik zorlama; elemanı zorlayan kuvvet/ momentin veya kesitinde meydana gelen gerilmelerin zamana göre maksimum ve minimum değerler arasında değiştiği zorlama şeklidir. Yayların ömürleri, değişik şartlar altında belirli testlerin uygulanmasıyla belirlenir [32,37].

4.1 Yorulma Testi

Tekrarlanan yükler ve titreşimler altında çalışan birçok makine elemanı bulunmaktadır. Bir veya birkaç noktada değişken gerilme veya zorlanma üretecek şartlara maruz bırakılmış herhangi bir makine elemanında, gerilmeler parçanın statik dayanımından küçük olmalarına rağmen, belirli bir tekrarlanma sayısı sonunda genellikle yüzeyde bir çatlama ve bunu takip eden kopma olayına neden olurlar. Bu olaya **yorulma** adı verilir. Tasarımlarda yorulma için malzeme ile ilgili iki başlangıç

koşulundan birinin kabulü yapılır. Birincisi; malzemenin ideal homojen ve hasarsız olduğu, ikincisi; malzemenin yine ideal homojen olduğu fakat hasar olarak kabul edilmeyebilecek çizik/çizikler içerdiği [36,39].

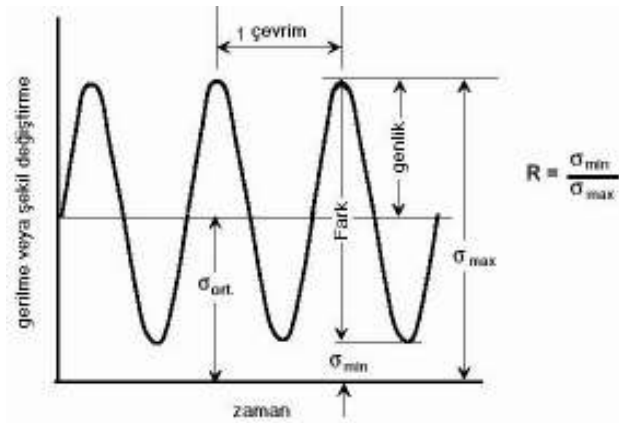
Yorulma testi, genellikle sinüzoidal yükleme ile yapılır. Yorulma yükünün durumu Şekil 4.4 'de gösterilen gerilme dağılımı, gerilme genliği, ortalama gerilme ve gerilme oranı gibi parametreler ile tanımlanabilir. Maksimum ve minimum gerilmenin belirlenmesiyle, gerilme dağılımı (σ_r) Eşitlik (4.1), gerilme genliği (σ_g) Eşitlik (4.2), ortalama gerilme (σ_o) Eşitlik (4.3) ve gerilme oranı (R) Eşitlik (4.4) 'ten hesaplanır.

$$\sigma_r = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad (4.1)$$

$$\sigma_o = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (4.2)$$

$$\sigma_g = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (4.3)$$

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (4.4)$$



Şekil 4.4 Yorulma Testi İçin Sinüzoidal Yükleme

R değeri, yükleme modunu gösteren değer olup Tablo 4.1 'de önemli yükleme modları özetlenmiştir [39].

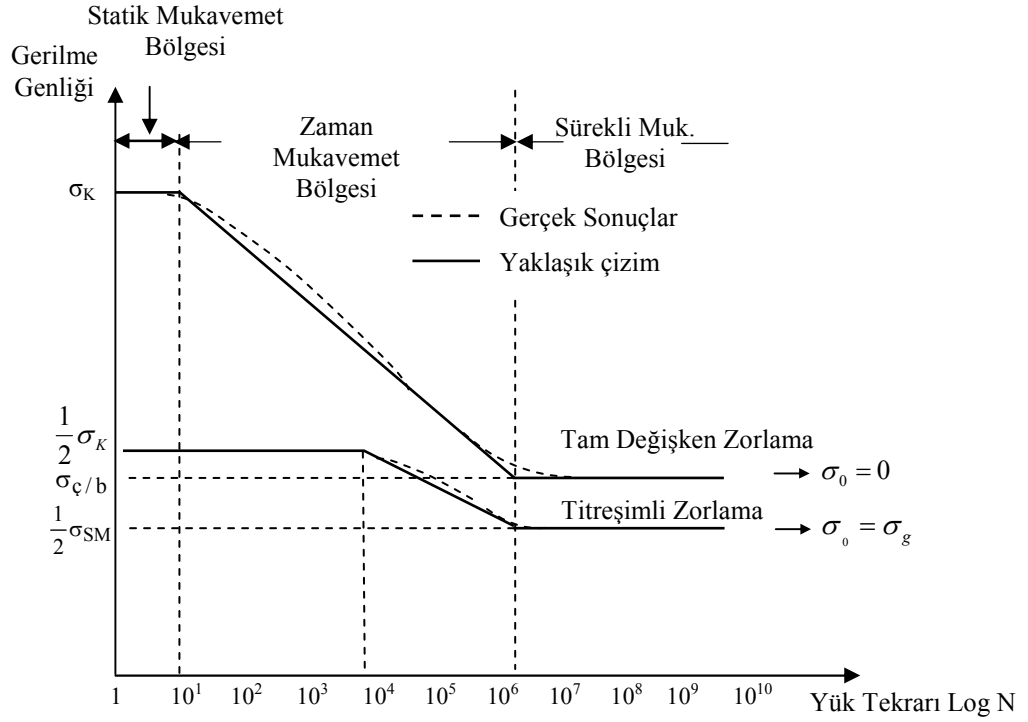
Tablo 4.1 R değeri ile Gösterilen Yükleme Modları

Gerilme Oranı	Yükleme Modları
R=1	Statik Yükleme
R=0	Çekme-Yüksüz
0<R<1	Çekme-Çekme
R= -1	Çekme-Basma, Tam Ters
-1<R<0	Çekme-Basma

4.2 Malzemelerin Yorulma Mukavemet Sınırları

Statik zorlamada malzemelerin mukavemet sınırı; gevrek malzemeler için kopma mukavemeti σ_K ve sünek malzemeler için akma sınırı σ_{AK} 'dır. Kopma sınırı σ_K , malzeme kopmadan önce meydana gelen en büyük gerilme olarak tanımlanırken, akma sınırı σ_{AK} , plastik şekil değiştirmelerin % 0.2 değerine eriştiği gerilme sınırı olarak kabul edilir [37].

Dinamik yük altında malzemenin mukavemet sınırını bulmak için eleman sabit bir yük etrafında sinüs fonksiyonu şeklinde değişen yük ile yüklenir. Gerilme altındaki elemanın yükün kaç tekrarından (N) sonra kırıldığı tespit edilir. Daha sonra aynı boyuttaki diğer elemanları ortalama gerilme sabit bırakılarak farklı genliklerle yüklenir, kırılma anındaki yük tekrar sayısı belirlenir. Yük genliği azaltılıla azaltılıla, yük ne kadar tekrarlanırsa tekrarlanırsa kırılmanın veya bir bozulmanın oluşmadığı sınır (N_0) bulunur. Bu sınır, pratikte çelik için 10^6 - 10^7 yük tekrarı aşıldığındaki değerdir. Bu yük tekrarı aşıldıktan sonra artık malzemenin bozulmaya uğramayacağı kabul edilir. Bu gerilme **sürekli mukavemet değeri** olarak bilinir. Gerilme genliği ve yük tekrarı arasındaki ilişkiyi veren eğrilere **Wöhler Eğrisi** denilir ve Şekil 4.5 'deki gibi gösterilir. Eğride, belirli bir yük tekrarından sonra malzemenin kırılmasına neden olan gerilmeleri içeren bölgeye **Zaman Mukavemet Bölgesi**, kırılmanın görülmediği bölgeye **Sürekli Mukavemet Bölgesi** adı verilir [21].

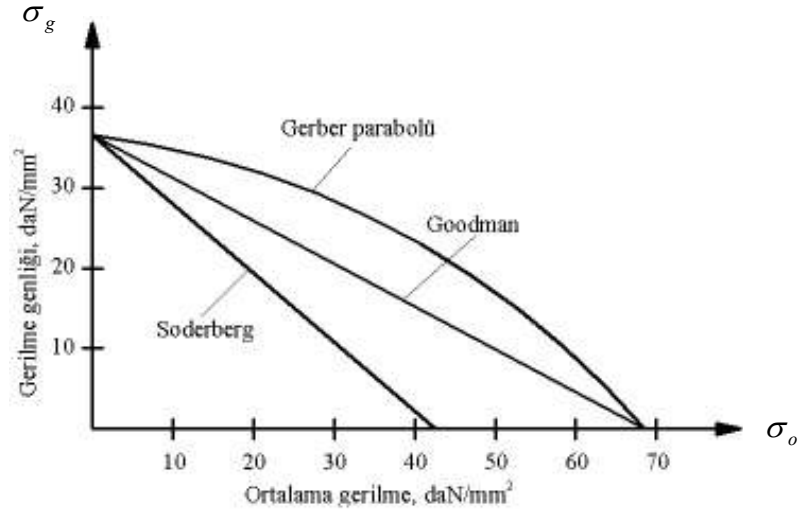


Şekil 4.5 Wöhler Diyagramı

4.2.1 Ortalama Gerilmenin Etkisi

Yorulma mukavemeti (σ_{DN}) ve sürekli mukavemet sınırı (σ_{SM}) gibi yorulma sınırları, tam değişken zorlama ($\sigma_0=0$) hali için geçerlidir. Genel değişken zorlama ($\sigma_0 \neq 0$) hali için ayrıca yorulma sınırları belirlenmez. Deney yolu ile σ_{DN} ve σ_{SM} 'nin üzerine σ_0 'nın etkisi incelenir ve sonuçları genel değişken zorlamaya maruz kalan elemanların hesabında kullanılır.

Şekil 4.6 'da, σ_g düşey eksen ve σ_0 yatay eksen olmak üzere bir eksen takımında σ_0 'nın etkisi daha açık bir şekilde görülür. Diyagramda $\sigma_0=0$ ile ifade edilen düşey eksen tam değişken zorlamayı ve dolayısıyla yorulma sınırlarını, $\sigma_g=0$ denklemi ile belirlenen yatay eksen ise, statik zorlamayı ve dolayısıyla statik mukavemet sınırlarını temsil etmektedir.



Şekil 4.6 Ortalama Gerilmenin (σ_o), Gerilme Genliğine (σ_g) Etkisi

Deney sonuçları σ_{SM} ile σ_K arasında bir parabol (Gerber modeli) meydana getirmektedir. Parabol yerine σ_{SM} ve σ_K noktalarını birleştiren doğru (Goodman modeli) veya σ_{SM} ve σ_{AK} noktalarını birleştiren bir doğru (Soderberg modeli) alınabilir. Parabolün veya doğrunun üzerinde bulunan ve koordinatları σ_g ve σ_o olan herhangi bir M noktası, genel değişken zorlamayı temsil eder. Şekil 4.7-a 'da verilen Soderberg modeli ele alınırsa, $0 \sigma_{SM} \sigma_{AK}$ ve $\sigma_o M \sigma_{AK}$ üçgenlerinin benzerliğinden Eşitlik (4.5) yazılabilir.

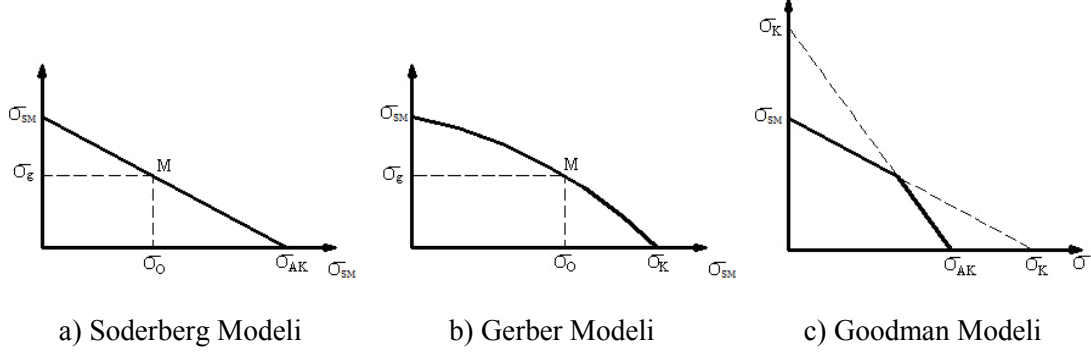
$$\frac{\sigma_g}{\sigma_{SM}} = \frac{\sigma_{AK} - \sigma_o}{\sigma_{AK}} \quad (4.5)$$

veya Eşitlik (4.6) elde edilebilir.

$$\sigma_g = \sigma_{SM} \left(1 - \frac{\sigma_o}{\sigma_{AK}} \right) \quad (4.6)$$

Bu denklemde σ_{AK} yerine σ_K konulursa, Eşitlik (4.7) 'deki Goodman modelinin matematiksel ifadesi bulunur.

$$\sigma_g = \sigma_{SM} \left(1 - \frac{\sigma_o}{\sigma_K} \right) \quad (4.7)$$



Şekil 4.7 Soderberg, Gerber ve Goodman Modelinin Çıkarılışı

Şekil 4.7-b 'de verilen Gerber modeli için benzer bir yöntem uygulanırsa, Eşitlik (4.8) 'de verilen denklem elde edilir.

$$\sigma_g = \sigma_{SM} \left[1 - \left(\frac{\sigma_o}{\sigma_K} \right)^2 \right] \quad (4.8)$$

Bu denklemler $N \geq N_o$ yük değişme sayısı, yani sonsuz ömür için geçerlidir.

$N < N_o$ olması halinde bu denklemler sırasıyla; Soderberg Eşitlik (4.9), Goodman Eşitlik (4.10) ve Gerber Eşitlik (4.11) 'de verildiği şekilde yazılır [37].

$$\sigma_g = \sigma_{DN} \left[1 - \left(\frac{\sigma_o}{\sigma_{AK}} \right) \right] \quad (4.9)$$

$$\sigma_g = \sigma_{DN} \left[1 - \left(\frac{\sigma_o}{\sigma_K} \right) \right] \quad (4.10)$$

$$\sigma_g = \sigma_{DN} \left[1 - \left(\frac{\sigma_o}{\sigma_K} \right)^2 \right] \quad (4.11)$$

İkisi de doğrusal olan Soderberg ve Goodman modellerinden birincisi sünek, ikincisi ise gevrek malzemelere uygulanır [37,40]. Gerber modeli gerçeğe daha yakındır. Goodman ve Soderberg yöntemleri ise daha basit ve bu sebepten daha elverişli modellerdir. Bundan dolayı Gerber modeli yerine, Şekil 4.7-c 'de verilen iki doğru parçasından meydana gelen Goodman modeli kullanılabilir [36,37].

5. UYGULAMA

Günümüz endüstriyel uygulamalarda kalıp yayı olarak dikdörtgen kesitli yaylar kullanılmaktadır. Dikdörtgen kesitli yay malzemesinin yurtdışından temininde ve yayların üretiminde Bölüm 3.4.1 'de bahsedildiği üzere zorluk yaşanması, en önemlisi de maliyetlerinin yüksek olması nedeniyle bu yayların performansını sağlayacak daire kesitli yayların arayışına girilmiştir. Dikdörtgen kesitli yayların belirli yükler altında göstermiş oldukları ömür değerine eşit yada bu değerden fazla ömür değerine sahip daire kesitli yaylar araştırılmıştır. Çalışmaya ilk olarak dikdörtgen kesitli yayla eşdeğer olabilecek daire kesitli yayların belirlenmesi ile başlanmıştır. Alternatif yay gruplarının oluşturulması ile yayların üç farklı sıkıştırma oranında testlere tabi tutulması planlanmıştır. Bu sıkıştırma oranları yay üretici firma kataloglarında verilen orta yük sınıfına giren referans aldığımız dikdörtgen kesitli yay için uzun ömür % 25, maksimum kapanma % 38 olarak belirlenmiştir. Üçüncü sıkıştırma oranı ömür-gerilme diyagramının oluşturulmasını hızlandırmak amacıyla % 50 olarak seçilmiştir. Ancak % 25 sıkıştırma miktarı ile yapılan deneyler uzun zaman aldığı için, çalışmaya % 38 ve % 50 sıkıştırma oranları ile devam edilmiştir.

5.1 Daire Kesitli Alternatif Yayların Belirlenmesi

Orta yük yayları sınıfından seçilen dikdörtgen kesitli yayın teknik ve kimyasal özellikleri Tablo 5.1 'de verilmiştir.

Tablo 5.1 Dikdörtgen Kesitli Yay Malzemelerinin Teknik ve Kimyasal Özellikleri

Teknik özellikleri	Kimyasal özellikleri (%)			
	Cr	Ni	Si	Mn
Uzunluk L: 76 mm Dış çap D _d : 15.7 mm En-boy bxh: 3.4x2.2 mm Rijitlik c: 17.8 N/mm	0.85	0.60	1.35	0.80

Bu özelliklere sahip yaya eşdeğer olabilecek daire kesitli alternatif yayların belirlenmesi için önce uzunluk sabit alınmış ve ilk karşılaştırma rijitlik değerine göre yapılmıştır.

Atalet momentlerinin eşitliğinden;

$$\frac{bh^3}{12} = \frac{\pi d^4}{64} \quad (5.1)$$

$$\frac{3.4 \times 2.2^3}{12} = \frac{3.14 \times d^4}{64} \text{ eşitliğinden yay teli çapı } d;$$

d = 2.8 mm olarak bulunur.

Böylece alternatif olarak değerlendirilecek olan ilk daire kesitli yay grubu belirlenmiştir. Bu gruptaki yayların uzunluk, rijitlik ve dış çapı sabit tutulmuş ve tel çapı 2.8 mm olarak alınmıştır. Diğer grupların belirlenmesinde ise; tel çaplarını 2.5, 2.8 ve 3 mm ile sınırlayıp; bazı yay gruplarında dış çap, bazı yay gruplarında da iç çap sabit tutulmuştur.

Yukarıda belirtilenlerden farklı olarak, alternatif olabilecek diğer bir grup da rijitliği dikdörtgen kesitli yaya eşit ve tel çapı 2.5 alınarak gerekli hesaplamalar sonunda sarım sayısı bulunarak belirlenmiştir (Eşitlik 3.16).

Eşitlik (3.16) 'dan yaylanan sarım sayısı:

$$17.8 = \frac{0.8 \times 10^5 \times 2.5^4}{8 \times 13.2^3 \times i_y}$$

$$i_y = 9.5 \approx 10$$

olarak bulunmuştur.

Bazı gruplarda yayların rijitlik değerlerinin dikdörtgen kesitli yayların rijitlik değerinden küçük bir rijitlik değerine sahip olması düşünülmüştür. Bu durumu sağlamak için sarım sayısı değiştirilmiştir. Son grubu belirlerken eşit statik gerilmeyi sağlayacak daire kesitli yayın belirlenmesi için gerekli hesaplamalar yapılmış ve yay özellikleri belirlenmiştir.

Farklı kıstaslara göre onbeş farklı daire kesitli yay grubu belirlenmiştir. Gruplar belirlenirken, yay uzunluğu sabit tutulmuştur. Bazı gruplar için; dış çap, bazıları için iç çap ölçüleri sabit tutulmuştur. Tel çapları üç grupta incelenmiştir. Gruplar oluşturulurken dikkate alınan parametreler aşağıda listelenmiştir.

- Yay uzunluğu ($L = 76$ mm),
- Tel çapları ($d = 2.5, 2.8$ ve 3 mm),
- Dış çap ($D_d = 15,7$ mm)
- İç Çap ($D_i = 9.3$ mm)
- Sarım sayısı (8, 10, 12, 14)

Dikdörtgen kesitli yayların özellikleri Tablo 5.2 'de ve bu yaylara eşdeğer olabilecek daire kesitli yayların özellikleri de Tablo 5.3 'de verilmiştir.

Tablo 5.2 Yorulma Testlerinde Kullanılan Dikdörtgen Kesitli Yayların Özellikleri

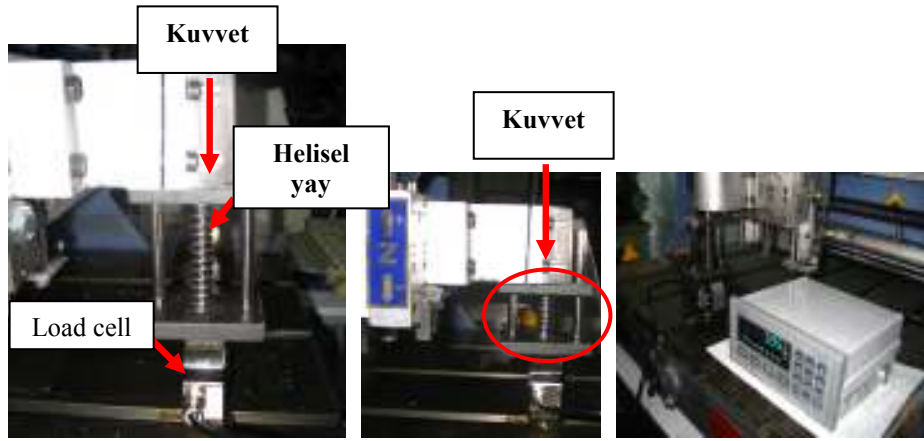
DİKDÖRTGEN KESİTLİ YAYLAR	
Dış çap (D_d)	= 15.7 mm
Uzunluk (L)	= 76 mm
En-boy ($b-h$)	= 3.4-2.2 mm
Rijitlik (c)	= 17.8 N/mm
Delik çapı	= 16 mm
Mil çapı	= 8 mm

Tablo 5.3 Yorulma Testlerinde Kullanılan Daire Kesitli Yayların Özellikleri

1.GRUP		2.GRUP		3.GRUP		4.GRUP	
Dış çap (D _d)	= 15.7 mm	Dış çap (D _d)	= 15.7 mm	Dış çap (D _d)	= 15.7 mm	İç çap (D _i)	= 9.3 mm
Uzunluk (L)	= 76 mm	Uzunluk (L)	= 76 mm	Uzunluk (L)	= 76 mm	Uzunluk (L)	= 76 mm
Tel çapı (d)	= 2.5 mm	Tel çapı (d)	= 2.8 mm	Tel çapı (d)	= 2.5 mm	Tel çapı (d)	= 2.8 mm
Rijitlik (c)	= 17.8 N/mm	Rijitlik (c)	= 16.5 N/mm	Rijitlik (c)	= 15 N/mm	Rijitlik (c)	= 22.3 N/mm
Delik çapı	= 16 mm	Delik çapı	= 16 mm	Sarım sayısı	= 12	Delik çapı	= 16 mm
Mil çapı	= 8 mm	Mil çapı	= 8 mm	Mil çapı	= 8 mm	Mil çapı	= 8 mm
5.GRUP		6.GRUP		7.GRUP		8.GRUP	
Dış çap (D _d)	= 15.7 mm	Dış çap (D _d)	= 15.7 mm	İç çap (D _i)	= 9.3 mm	İç çap (D _i)	= 9.3 mm
Uzunluk (L)	= 76 mm	Uzunluk (L)	= 76 mm	Uzunluk (L)	= 76 mm	Uzunluk (L)	= 76 mm
Tel çapı (d)	= 2.8 mm	Tel çapı (d)	= 3 mm	Tel çapı (d)	= 2.5 mm	Tel çapı (d)	= 2.8 mm
Rijitlik (c)	= 27.8 N/mm	Rijitlik (c)	= 42 N/mm	Rijitlik (c)	= 21.8 N/mm	Rijitlik (c)	= 34.5 N/mm
Sarım sayısı	= 12	Sarım sayısı	= 12	Sarım sayısı	= 12	Sarım sayısı	= 12
Delik çapı	= 16 mm	Delik çapı	= 16 mm	Delik çapı	= 16 mm	Delik çapı	= 16 mm
Mil çapı	= 8 mm	Mil çapı	= 8 mm	Mil çapı	= 8 mm	Mil çapı	= 8 mm
9.GRUP		10.GRUP		11.GRUP		12.GRUP	
İç çap (D _i)	= 9.3 mm	Dış çap (D _d)	= 15.7 mm	Dış çap (D _d)	= 15.7 mm	Dış çap (D _d)	= 15.7 mm
Uzunluk (L)	= 76 mm	Uzunluk (L)	= 76 mm	Uzunluk (L)	= 76 mm	Uzunluk (L)	= 76 mm
Tel çapı (d)	= 3 mm	Tel çapı (d)	= 2.5 mm	Tel çapı (d)	= 2.8 mm	Tel çapı (d)	= 2.8 mm
Rijitlik (c)	= 4.6 N/mm	Rijitlik (c)	= 23 N/mm	Rijitlik (c)	= 30.2 N/mm	Rijitlik (c)	= 21.8 N/mm
Sarım sayısı	= 12	Sarım sayısı	= 8	Sarım sayısı	= 10	Sarım sayısı	= 14
Delik çapı	= 16 mm	Delik çapı	= 16 mm	Delik çapı	= 16 mm	Delik çapı	= 16 mm
Mil çapı	= 8 mm	Mil çapı	= 8 mm	Mil çapı	= 8 mm	Mil çapı	= 8 mm
13.GRUP		14.GRUP		15.GRUP			
İç çap (D _i)	= 9.3 mm	İç çap (D _i)	= 9.3 mm	Dış çap (D _d)	= 15.7 mm		
Uzunluk (L)	= 76 mm	Uzunluk (L)	= 76 mm	Uzunluk (L)	= 76 mm		
Tel çapı (d)	= 2.5 mm	Tel çapı (d)	= 2.8 mm	Tel çapı (d)	= 3 mm		
Rijitlik (c)	= 25.6 N/mm	Rijitlik (c)	= 25.7 N/mm	Rijitlik (c)	= 37.5 N/mm		
Sarım sayısı	= 10	Sarım sayısı	= 14	Delik çapı	= 16 mm		
Delik çapı	= 16 mm	Delik çapı	= 16 mm	Mil çapı	= 8 mm		
Mil çapı	= 8 mm	Mil çapı	= 8 mm				

5.2 Yayların Rijitliklerinin Belirlenmesi

Çalışma için gerekli olan daire kesitli alternatif yay grupları belirlenmiş ve temin edilmiştir. Dikdörtgen ve belirlenen daire kesitli yayların rijitlik ölçümleri yapılmıştır. Rijitlik ölçümleri için; yay pime geçirilmiş ve dik bir şekilde makineye yerleştirilerek belirli bir miktar ön gerilme verilmiştir. Böylece yay sabitlenmiş ve Şekil 5.1 'de görüldüğü gibi belirli kısalma miktarlarında load-cell yardımıyla uygulanan kuvvet değeri ölçülmüştür. Ölçüm sonucu elde edilen kuvvet değerlerinin şekil değiştirme miktarına oranları alınarak rijitlik değerleri elde edilmiştir. Bu işlem her yay için üç aşamada tekrarlanmış ve sonuçta bu üç değerın ortalaması alınarak her bir yay için ortalama rijitlik değerine ulaşılmıştır.



Şekil 5.1 Yay Rijitlik Ölçümü

Çalışmada; öncelikle dikdörtgen kesitli yay için belirlenen sıkıştırma oranlarında deneyler yapılmış ve yayların kırıldığı ana kadar olan yük tekrar sayıları belirlenmiştir. Aynı işlemler, belirlenen daire kesitli yaylar için de aynı koşullarda tekrarlanmıştır. Deneyler için öncelikle teste tabi tutulacak yay sayısının belirlenmesi gerekmektedir.

5.3 Deney İçin Gerekli Numune Sayısının Belirlenmesi

Referans alınan dikdörtgen kesitli yay ve bu yaya eşdeğer olabilecek daire kesitli yayın belirlenmesi amacı ile yorulma deneyleri yapılacaktır. Deneylerde kullanılacak numune sayısını belirlemek için Eşitlik (5.2) 'de verilen bağıntıdan yararlanılmıştır [41].

$$n = \frac{Z_{1-\frac{\alpha}{2}}^2 \cdot p \cdot q}{e^2} \quad (5.2)$$

Burada;

p : Yayın kırılma olasılığı

q : Yayın kırılmama olasılığı

$Z_{1-\frac{\alpha}{2}}$: $\alpha/2$ anlam düzeyinde, Z tablosuna göre bulunan teorik değer

e = p için öngörülen yanılma payı

n = Numune Sayısı'nı göstermektedir.

Ancak deneyde henüz örneklem seçilmediği için p ve q değerleri bilinmemektedir. Bu nedenle p ve q değerleri öngörülen bir hata payı ile p ve q tahmin edilerek belirlenmiştir.

p = 0.95 olarak tahmin edilmiş ve tahmindeki hata payı 0.20 olarak öngörölmüştür.

Bu durumda % 90 güvenirlilik düzeyi için yapılması gereken deney sayısı:

$$n = \frac{(1.64)^2 \times 0.95 \times 0.05}{(0.20)^2} \cong 4$$

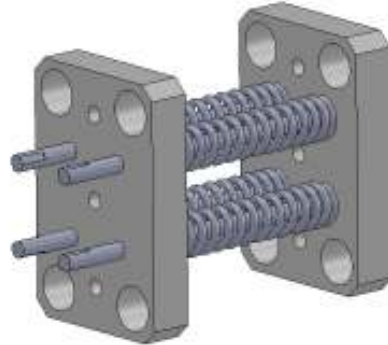
olarak hesaplanmıştır. Bu değer en az numune sayısı olup, malzeme üretim koşullarına bağlı olan sorunlarla karşılaşıldığında numune sayısı arttırılmıştır.

5.4 Deney Sistematiği

Çalışmamızda birbirinden farklı üç deney düzeneği kullanılmak zorunda kalınmıştır. İlk olarak mevcut olanaklardan yararlanmak amacıyla atölyede bulunan mekanik kollu testere tezgahına Şekil 5.2 'de görölen yay sıkıştırma sistemi eklenmiştir.

5.4.1 Kollu Testere Tezgahından Dönüştürölmüş Mekanik Yay Yorulma Düzeneği

Yorulma analizlerinin yapılabilmesi amacıyla kullanılması düşünölen ilk düzenek, yorulma deneyleri için gerekli donanımlar eklenerek hazırlanmış bir testere tezgahıdır. Testerenin ileri geri hareketinden yararlanılarak yayların belirli oranlarda sıkıştırılıp gevşetilebileceği düşünölmüş ve bu düşünöceden hareketle testere tezgahı gerekli düzenlemeler yapılarak hazırlanmıştır. Tasarlanan düzenekte dört yay bir ayar civatası ile istenilen miktarda Şekil 5.3 'deki gibi sıkıştırılabilmektedir. Tezgahın ileri geri hareketi dakikada 77 defa olmaktadır. Tekrar sayısının belirlenmesi amacıyla dört yayın tekrar sayılarını ayrı olarak sayan ve yay kırıldığı zaman, kırılan yayın sayacı kırıldığı tekrar sayısında duran bir düzenek düşünölmüş ve imalatı gerçekeştirilmiştir. Tasarlanan sistem ile yayların yorulma testleri, öngerilmesiz olacak şekilde yapılabilir. Yay yorulma düzeneğine ait bir fotoğraf Şekil 5.3 'de verilmiştir.



Şekil 5.2 Tasarlanan Sistem

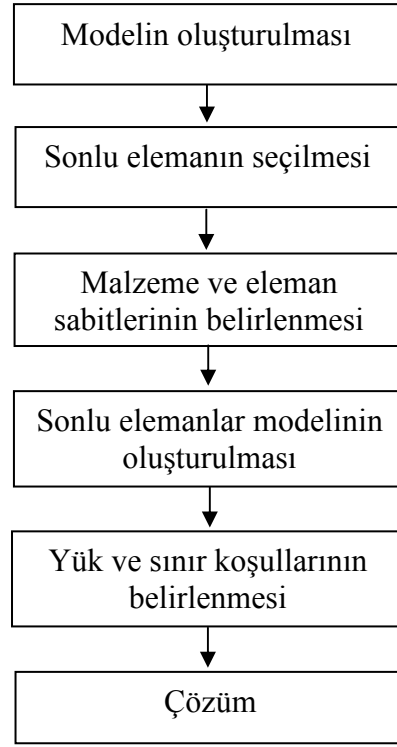


Şekil 5.3 Kollu Testere Tezgahından Dönüştürülmüş Mekanik Yay Yorulma Düzeneği

Yay yorulma düzeneğini oluşturan elemanların da tekrarlı yükler altında çalışacağı dikkate alındığında oluşan gerilmelerin etkisinde yorulma dayanımlarının yüksek olması gerekmektedir. Tasarımı yapılan sistem elemanlarının ANSYS ile yorulma analizi yapılarak tasarımın güvenilirliğinin sağlanması önemlidir [42].

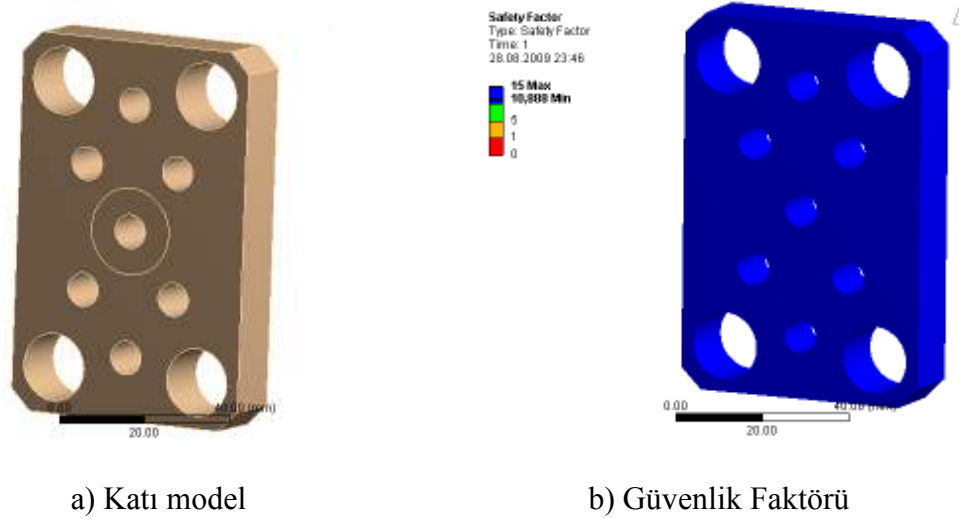
Gerçekleştirilen testlerin ya da çalışma şartlarının benzetimini sağlayan ANSYS, ürünlerin henüz prototipleri üretilmeden bilgisayar ortamında test edilmelerini mümkün kılmaktadır. Ayrıca yapılan analizler sonucunda yapıların zayıf noktalarının tespiti ve iyileştirilmesi ile ömür hesaplarının gerçekleştirilmesi mümkündür [43].

ANSYS Programı ile Sonlu Eleman Analizinde takip edilen işlem sırası Şekil 5.4 'te genel hatlarıyla verilen yedi adımda özetlenebilir.



şekil 5.4 ANSYS Programı ile Sonlu Elemanlar Analizi Akış şeması

Yorulma makinesi ile ilgili yapılan ön çalışmalarda kritik eleman olarak şekil 5.5-a 'da gör¼len ara parça elemanı belirlenmiş ve sonlu elemanlar analizi yapılmıştır. Statik ve yorulma analiz sonuçlarına göre parçanın şekil 5.5-b 'de 10.88 kat emniyetli olduğu gör¼lmüřtür.



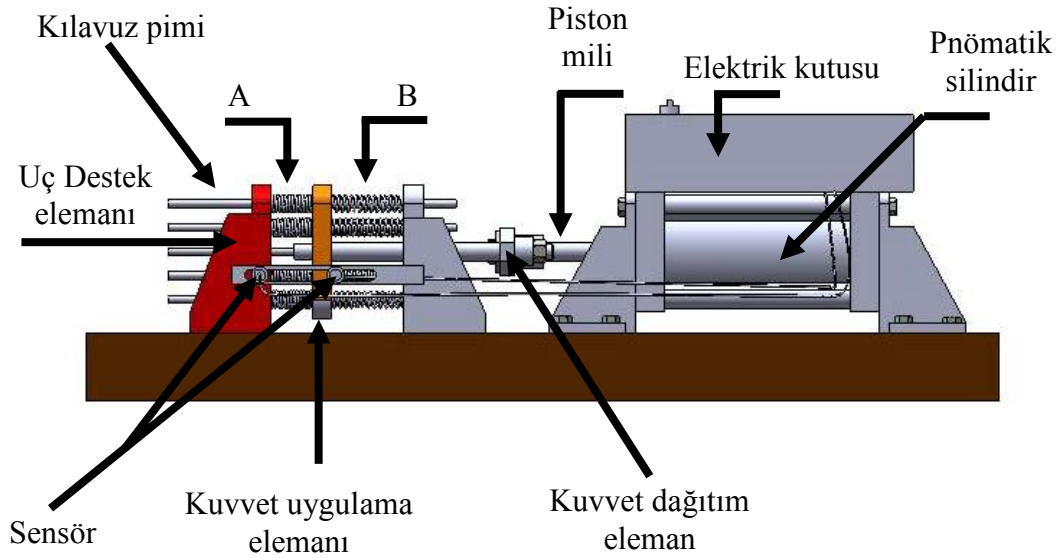
şekil 5.5 Ara Parça Elemanı

Ara parça için yapılan yorulma analizleri sonucunda; parçanın ömür ve hasar sonuçları 10^6 yük tekrarını sorunsuzca sağlayacağını göstermekte, güvenlik faktörünün $10,88 > 1$ olması da yapılacak yorulma deneyleri süresince, parçanın güvenilir bir şekilde çalışacağını belirtmektedir.

Makinenin deney süresinin uzun oluşu nedeniyle, süreyi kısaltmak amacıyla pnömatik tahrikli yeni çift sıkıştırma oranlı yay yorulma cihazı tasarlanmıştır.

5.4.2 Pnömatik Tahrikli Mekanik Yay Yorulma Cihazı Tasarımı

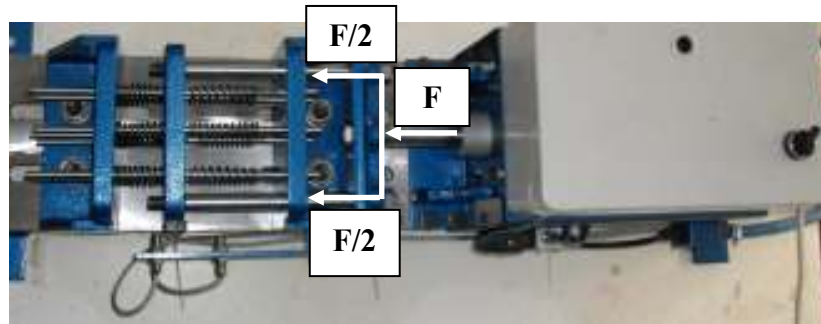
Testlerde zaman kazanmak için tasarlanan çift sıkıştırma oranlı yay yorulma cihazının resmi Şekil 5.6 'da verilmiştir. Cihaz aynı anda iki farklı sıkıştırma oranında yorulma testleri yapacak şekilde tasarlanmıştır. İki farklı sıkıştırma oranı, yayların yorulma testleri sonucunda elde edilecek ömür-gerilme diyagramlarının çizimi için iki noktanın belirlenmesini sağlayacaktır. Bu durum zaman kazandıracaktır. İmalatı gerçekleştirilen yay yorulma cihazına ait bir fotoğraf Şekil 5.7 'de verilmiştir.



Şekil 5.6 Pnömatik Tahrikli Mekanik Yay Yorulma Cihazı

Yay yorulma cihazı; uygulanan kuvvet etkisiyle yayları sıkıştırmak için kullanılan kuvvet uygulama elemanı, kuvvet uygulama elemanını ileri-geri hareket ettiren pistonu bağı kuvvet dağıtıcı eleman, yayların takılacağı kılavuz pimleri, sıkıştırma oranının ve dakikadaki yük tekrar sayısının ayarlanmasında kullanılan manyetik sensör, uç destek elemanı, kuvvet dağıtım elemanı ve bu sistemin monte edildiği U profilden oluşmaktadır.

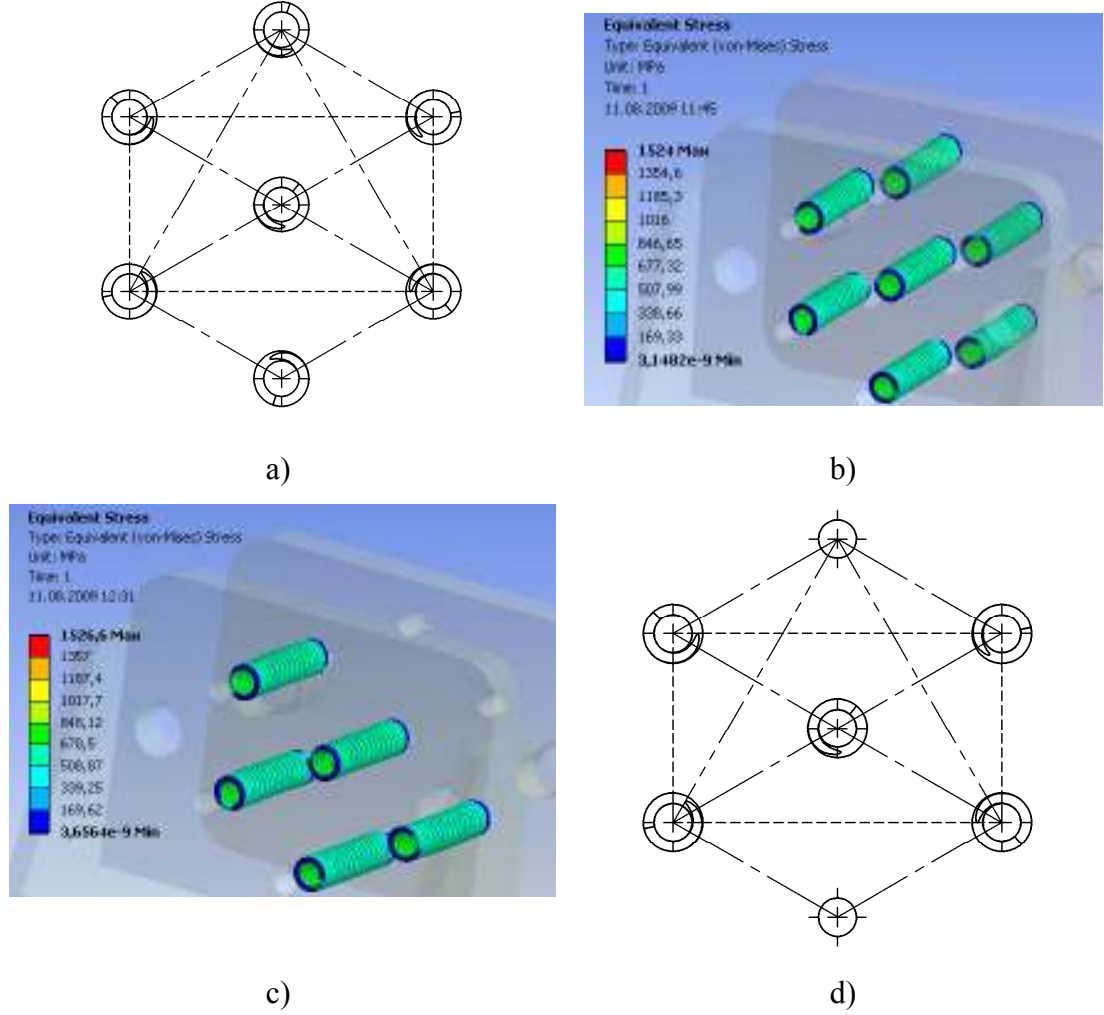
Yay yorulma cihazında yayların sıkıştırılması için gereken kuvvet pnömomatik silindir ile sağlanmaktadır. Sistem çift yönlü çalışmaktadır. Pistonun ileri-geri hareketleriyle A ve B bölgelerine farklı sıkıştırma oranları uygulanabilmektedir. Farklı sıkıştırma oranları A ve B bölgelerine yerleştirilen manyetik sensörlerin konumları değiştirilerek sağlanmaktadır. Sistemde kullanılan manyetik sensörlerin konumlarının değiştirilmesiyle sıkıştırma miktarı istenilen aralıkta değiştirilebilmektedir. Sistem ile 20...200 mm aralığındaki yayların yorulma testleri, ister ön gerilmeli ister öngerilmemiş olacak şekilde yapılabilmektedir.



Şekil 5.7 İmalatı Gerçekleştirilen Pnömatik Tahrikli Mekanik Yay Yorulma Cihazı

Yaylara uygulanan kuvvet, Şekil 5.7 'de görüldüğü gibi kuvvet uygulama elemanına iki noktadan etki ettirilmektedir. Kuvvet uygulama elemanının önüne ve arkasına 7 'şer adet yay bağlanabilmektedir. Yedi adet yay, üzerlerine etki eden kuvvetlerin eşit olmasını sağlayacak şekilde, altıgenin merkezine bir adet ve köşe noktalarına altı adet olmak üzere Şekil 5.8-a 'daki gibi yerleştirilmiştir. Test sırasında bir veya daha fazla sayıda yayın kırılması halinde yaylardaki gerilmelerde Şekil 5.8-b- ve 5.8-c 'de görüldüğü üzere artış gözlenmiştir. Münferit yay kırılmaları sonrasında geriye kalan yaylarda gerilmelerin aynı kalmasını sağlamak üzere

yayların Şekil 5.8-d 'deki gibi, geometrik ağırlık merkezinin aynı kalmasını sağlayacak şekilde yeri değiştirilmektedir.



Şekil 5.8 Test Yaylarının Yerleşim Düzeni ve Yaylara Etki Eden Gerilmelerin Sonlu Elemanlar Analizi

Tasarlanan sistem için 8 bar basınç uygulayan bir kompresör kullanılmaktadır. Kuvvet uygulama elemanının ileri-geri hareketini sağlayacak piston çapını hesaplamak için, teste tabi tutulacak tüm yayların rijitlik değerleri yaklaşık olarak 25 N/mm olarak alınmıştır.

Çalışmada 76 mm uzunluğunda yay kullanılması öngörülmüştür. Sıkıştırma miktarı yay boyunun en fazla % 50 'si kadar olacağından, kısalma miktarı en çok $f = 38$ mm

olacaktır. 7 adet yayın eşdeğer rijitliği 175 N/mm olmak üzere; test yaylarını uzunluklarının % 50 'si kadar sıkıştırmak için gerekli kuvvet;

Rijitlik formülü Eşitlik (3.1)'den;

$$175 = \frac{F}{38} \rightarrow F = 6650 \text{ N}$$

olarak hesaplanır.

Piston çapının hesaplanması için Eşitlik (5.3) 'den yararlanılır.

$$P = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} \quad (5.3)$$

$$0.8 \text{ N/mm}^2 = \frac{6650 \text{ N}}{\frac{\pi \times d^2}{4}} \rightarrow d = 102.87 \text{ mm}$$

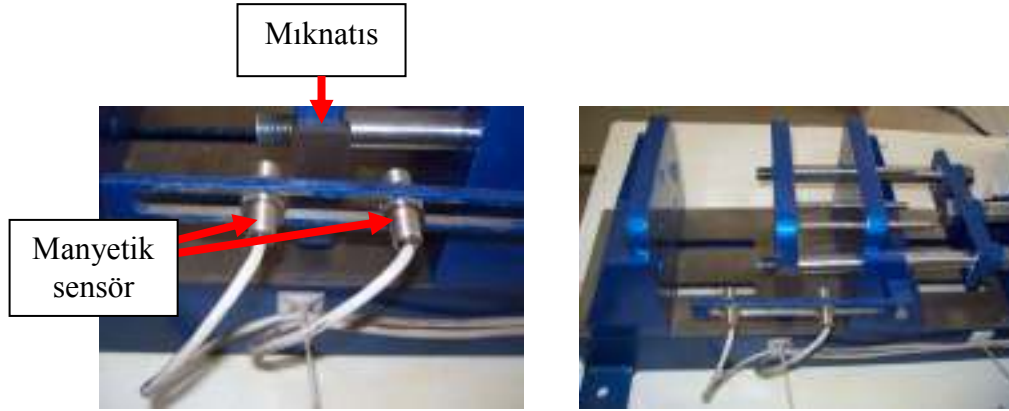
olarak bulunmuştur.

Bu değere uygun olarak 110 mm çapındaki piston seçilmiştir. Seçilen pistonun, piston mili çapı (20 mm) dikkate alındığında ikinci bölgedeki yayların sıkıştırılması için de yeterli olduğu görülmüştür. Sıkıştırma miktarları dikkate alınarak piston hareket uzunluğu 125 mm olarak alınmıştır.

Sistemin A veya B bölgesine yerleştirilen yayların eşdeğer rijitlik değeri 175 N/mm 'den fazla olması durumunda, gerekli hesaplamalar yapılarak sisteme bağlanacak yay sayısı azaltılmaktadır.

Yay yorulma cihazını oluşturan parçalar üzerinde yapılan analizler sonucunda, tasarlanan deney düzeneğinin maksimum koşullara dayanıklı olduğu ve güvenli çalışacağı ortaya konulmuştur. Analizlerin olumlu sonuçlar vermesi tasarımı yapılan yay yorulma cihazının üretilmesi kararını onaylamış ve üretim gerçekleştirilmiştir.

İmalatı yapılan cihaz üzerinde sıkıştırma miktarı Şekil 5.9 'da verilen iki adet manyetik sensör ile sağlanmaktadır. Kuvvet uygulama elemanı üzerine yerleştirilen mıknatıs bir sensöre yaklaştığında piston hareket yönü değiştirilerek kuvvet uygulama elemanının diğer tarafındaki yayların sıkıştırılması sağlanmaktadır. Sensörlerin konumları değiştirilerek sıkıştırma miktarları istenildiği şekilde ayarlanabilmektedir.



Şekil 5.9 Manyetik Sensörler

Yayların kırıldığı andaki yük tekrar sayısını belirlemek üzere sisteme Şekil 5.10 'da görülen elektronik sayaç eklenmiştir.



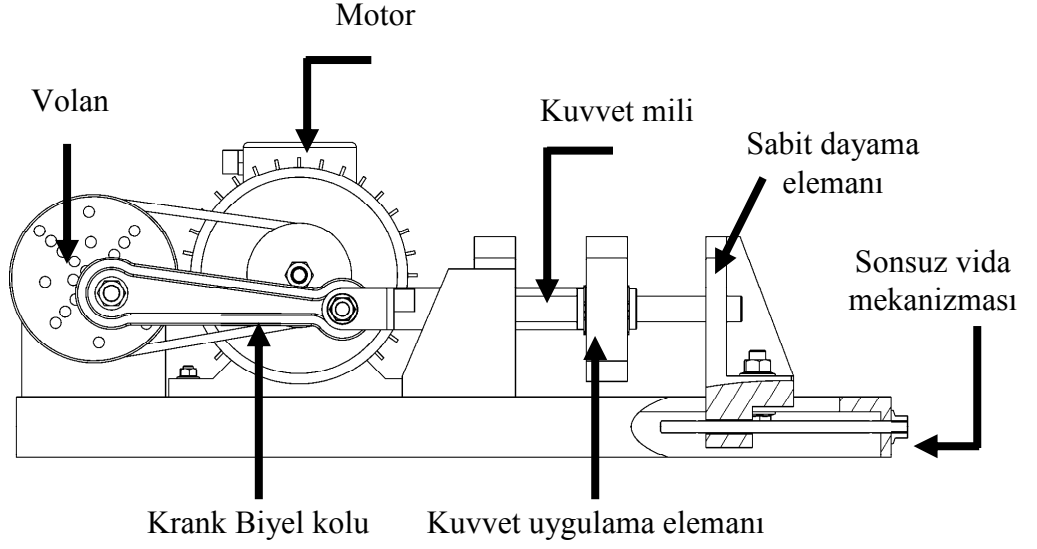
Şekil 5.10 Yük Tekrar Sayısını Belirleyen Sayaç Sistemi

Sayaç, manyetik sensörlerden alınan sinyalleri saymaktadır. Kırılma anını tespit etmek için yayların bir ucundan 5V elektrik verilerek sürekli kontrol edilmektedir. Yay kırıldığı anda voltaj alınamamakta ve sistemin çalışması durmaktadır. Kırılan yay çıkarılıp, yay sıralaması uygun şekilde değiştirilerek sistem tekrar çalıştırılmaktadır.

Bu sistem ile ömür-gerilme diyagramlarını oluşturmak için veri elde etmek uzun zaman aldığından, yüksek frekanslı bir sisteme ihtiyaç duyulmuş ve Elektromekanik Yay yorulma cihazı tasarım çalışmaları yapılmıştır. Pnömatik tahrikli mekanik yay yorulma cihazından elektromekanik yay yorulma cihazına geçiş aşamasında tasarım gereksinimlerini belirlemek üzere Tasarım ve Süreç FMEA çalışması gerçekleştirilmiştir. FMEA hakkında kısa bilgi ve analiz formları EK 1’de verilmiştir.

5.4.3 Elektromekanik Yay Yorulma Cihazı Tasarımı

Mekanik Yay Yorulma Cihazı ’nda yayların yorulma deneyleri yapılırken sık tekrarlanan sorunlarla karşılaşmıştır. Kompresörün sürekli olarak arızalanması ve en önemlisi de deney süresinin çok uzun olması yeni bir deney düzeneği ihtiyacını ortaya çıkarmıştır. Deney süresinin bir kısıt olması birim zamanda uygulanan yük tekrar sayısının arttırılmasını gerektirmiştir. Bu amaçla, mekanik yay yorulma cihazı tasarımından da yararlanarak daha hızlı çalışan Şekil 5.11 ’de görülen elektromekanik yay yorulma cihazı tasarlanmış ve Şekil 5.12’de görüldüğü üzere üretimi gerçekleştirilmiştir.



Şekil 5.11 Elektromekanik Yay Yorulma Cihazı



Şekil 5.12 İmalatı Gerçekleştirilen Elektromekanik Yay Yorulma Cihazı

Elektromekanik yay yorma cihazı; motor, volan, krank biyel kolu, yayların deney cihazına yerleştirilmeleri esnasında kolaylık sağlayacak pimler, sabit dayama elemanı, yayların sıkıştırılma miktarlarının ayarlanması için sonsuz vida mekanizması ve bu sistemin monte edildiği U profil bir gövdeden oluşmaktadır. Yayların sıkıştırma oranları volan ile yapılmaktadır. Sıkıştırma oranı arttırılacağı zaman, krank biyel kolu volanda bağlı olduğu yerin üstünde bulunan deliklere takılmaktadır. Sıkıştırma oranının azaltılması durumunda da yapılan işlemlerin tersi

uygulanmaktadır. Volan üzerinden hareket miktarının ayarlanması 5 'er mm adımlarla yapılabilmektedir. Ara değerlerin kullanılması gerektiğinde, sabit dayama elemanı sonsuz vida mekanizmasıyla ileri-geri hareket ettirilmektedir.

Yayların yorulma testleri, elektromekanik yay yorulma cihazında öngerilmesiz olacak şekilde yapılmaktadır. Cihaza dört adet yay bağlanabilmekte ve kuvvet uygulama elemanının ileri-geri hareketi ile yüklenmektedir. Yaylar Şekil 5.8 'de verilen pnömatik tahrikli yay yorulma cihazındaki gibi üzerlerine etki eden kuvvetlerin eşit olmasını sağlayacak şekilde yerleştirilmiştir.

Elektromekanik yay yorulma cihazında da, pnömatik tahrikli mekanik yay yorulma cihazında olduğu gibi yayların kaç yük tekrarından sonra kırıldığını belirlemek üzere sayaç sistemi bulunmaktadır.

Sisteme bağlanacak yay rijitlikleri 25 N/mm olarak değerlendirilmiştir. Bu rijitlik değerinde 4 adet yayın aynı anda bağlanacağı dikkate alınarak motor gücü belirlenmiştir. 4 adet yayın bağlanması halinde eşdeğer rijitlik Eşitlik (5.4) 'den hesaplanmıştır.

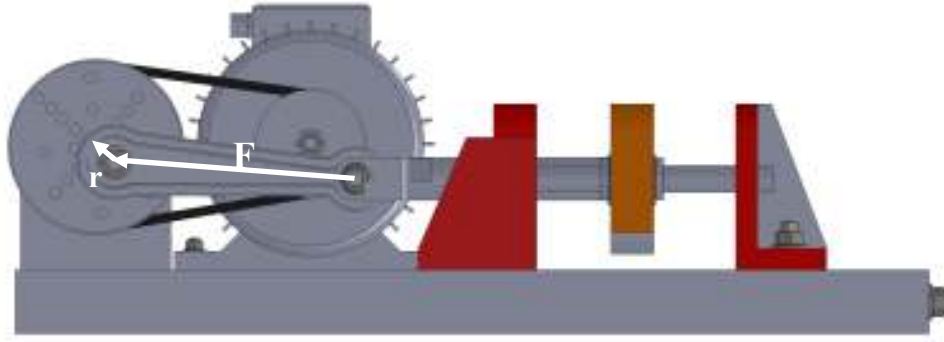
$$c = \sum_{i=1}^n c_i \quad (5.4)$$

$$c = 25 + 25 + 25 + 25 = 100 \text{ N/mm}$$

Yayların maksimum sıkışma miktarı 38 mm 'dir. Bu sıkışma miktarını sağlayacak kuvvet Eşitlik (5.5) ile hesaplanır.

$$F = c x \quad (5.5)$$

$$F = 100 \times 38 = 3800 \text{ N}$$



Şekil 5.13 Elektromekanik Yay Yorulma Cihazı Ön Görünüş

Bu kuvveti oluşturmak için Şekil 5.13 'de görüldüğü üzere volana uygulanması gereken moment değeri Eşitlik (5.6) 'dan hesaplanır.

$$M_d = F r \quad (5.6)$$

$$r = 38/2 = 19 \text{ mm}$$

Buna göre;

$$M_d = 3800 \times 19 = 72200 \text{ Nmm} = 72.200 \text{ Nm}$$

Volan tarafından uygulanması gereken güç Eşitlik (5.7) 'den

$$P = M_d \cdot \omega \quad (5.7)$$

ve

Açısal hız Eşitlik (5.8) 'den hesaplanır.

$$\omega = \frac{2 \pi n}{60} \quad (5.8)$$

$$\omega = \frac{2 \times 3.14 \times 540}{60} = 56.52 \text{ 1/s}$$

Buradan;

$$P = 72.200 \times 56.52 = 4080.7 \text{ W}$$

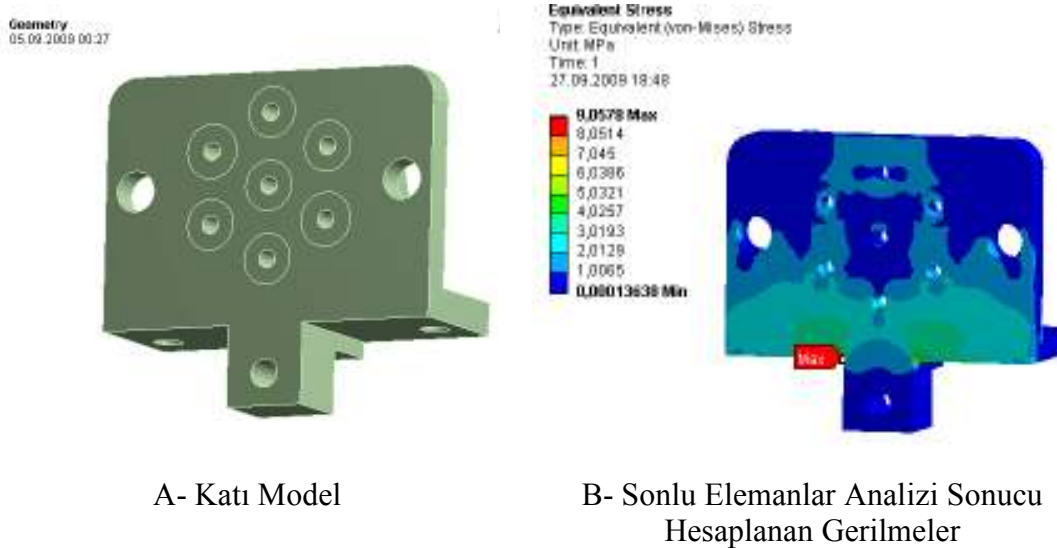
$$P = 4 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Yorma cihazı ile ilgili yapılan çalışmalarda kritik iki eleman olduğu görülmüştür. Bunlar; sabit dayama elemanı ve krank biyel koludur.

5.4.3.1 Sabit Dayama Elemanı

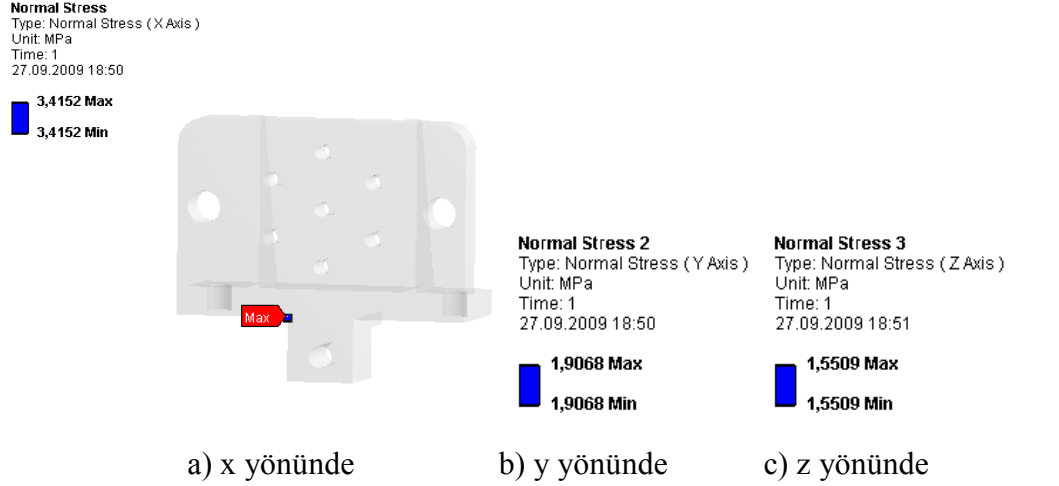
Sabit dayama elemanı Solidworks yazılımı ile modellenmiş ve Şekil 5.14-a 'da görüldüğü gibi ANSYS Workbench analiz programına aktarılmıştır. Model alt yüzeyden sabitlenmiş ve dört adet yay bağlandığında $F_y = -3800$ N 'luk kuvvet uygulanmıştır. Kuvvet, yayların bağlandığı temas yüzeylerine uygulanmıştır. Modelin alt yüzeyinde bulunan deliklerden yer değiştirme: $U_x=0$, $U_y=0$, $U_z=0$ olacak şekilde verilmiştir. Makine parçasının imalatı için Ç1040 malzemesi seçilmiştir. Yorulma analizi yapılabilmesi için öncelikle statik analiz yapılması gerekmektedir. Yapılan statik analiz sonucunda; uygulanan kuvvet altında, maksimum gerilmenin birleşim yerlerinde oluştuğu ve değerinin 9.05 MPa olduğu Şekil 5.14.b 'de verilmiştir.



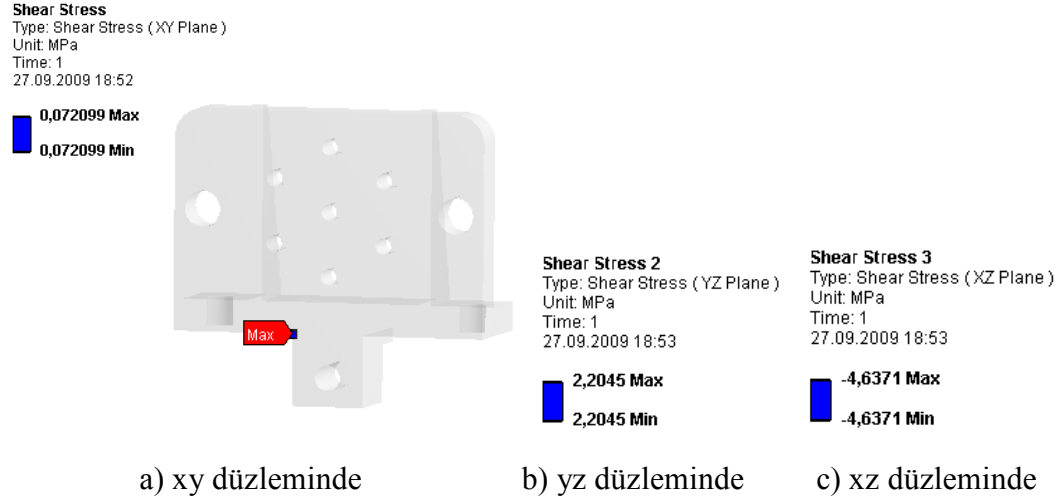
Şekil 5.14 Sabit Dayama Elemanı

Eşdeğer gerilme analizinde maksimum gerilmenin oluştuğu parçaların birleşim yerlerinde, Şekil 5.15 'de normal (x, y ve z yönünde) gerilmelere ve Şekil 5.16 'da

kayma (xy, yz ve xz yönünde) gerilmelerine bakılmış ve hesaplanan değerler Tablo 5.4 ve Tablo 5.5 'te verilmiştir.



Şekil 5.15 Normal Gerilmeler



Şekil 5.16 Kayma Gerilmeleri

Tablo 5.4 Normal Gerilme Değerleri

Yön	X eksen	Y eksen	Z eksen
Sonuçlar			
Minimum	3,4152 MPa	1,9068 MPa	1,5509 MPa
Maximum	3,4152 MPa	1,9068 MPa	1,5509 MPa

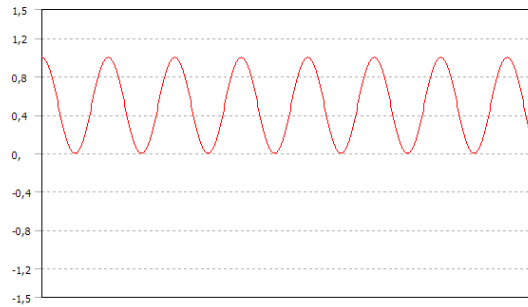
Tablo 5.5 Kayma Gerilme Değerleri

Yön	XY düzlemi	YZ düzlemi	XZ düzlemi
Sonuçlar			
Minimum	7,2099e-002 MPa	2,2045 MPa	-4,6371 MPa
Maximum	7,2099e-002 MPa	2,2045 MPa	-4,6371 MPa

Yayların sıkıştırılması esnasında kuvvet uygulama elemanının itmesi ile sadece tek yönde kuvvet uygulanmakta, ara parçanın geriye hareketi ile de yaylar eski konumlarına gelmekte ve Şekil 5.17 'de görüldüğü üzere destek elemanına kuvvet etkisi bulunmamaktadır. Buna göre pozitif yönde kuvvet değerleri verilmiş, negatif yönde kuvvet uygulanmadığı için oluşan gerilme değeri 0 MPa olarak alınmıştır.

Tablo 5.6 Normal ve Kayma Gerilmelerinin Değerleri (MPa)

S_x	S_y	S_z	S_{xy}	S_{yz}	S_{xz}	
3,4152	1,9068	1,5509	7,2099e-002	2,2045	-4,6371	Pozitif yönde yükleme
0	0	0	0	0	0	Negatif yönde yükleme



Şekil 5.17 Uygulanan Gerilme Genliği (titreşimli)

Dinamik zorlamalar altında çalışan makine elemanlarındaki (x,y,z, eksenlerinde ve xy, yz, ve xz düzlemlerindeki) değişken gerilmeler, ortalama gerilmeler ve normal gerilmeler Eşitlik (5.9) ve Eşitlik (5.10) yardımıyla hesaplanır.

$$\sigma_D = \frac{\sigma_{x_1} - \sigma_{x_2}}{2} \quad (5.9)$$

$$\sigma_O = \frac{\sigma_{x_1} + \sigma_{x_2}}{2} \quad (5.10)$$

Değişken eşdeğer gerilme ise Eşitlik (5.11) 'den yararlanılarak hesaplanır.

$$\sigma_{es-D} = \sqrt{\frac{(\sigma_{x_D} - \sigma_{y_D})^2 + (\sigma_{y_D} - \sigma_{z_D})^2 + (\sigma_{z_D} - \sigma_{x_D})^2 + 6(\tau_{xy_D}^2 + \tau_{yz_D}^2 + \tau_{xz_D}^2)}{2}} \quad (5.11)$$

Tablo 5.5'deki verilen değerlerin Eşitlik (5.11) 'de yerine yazılmasıyla;

$$\sigma_{es-D} = 4.5 \text{ MPa olarak hesaplanır.}$$

Ortalama eşdeğer gerilme Eşitlik (5.12) 'den yararlanılarak hesaplanır.

$$\sigma_{es-o} = \sqrt{\frac{(\sigma_{x_o} - \sigma_{y_o})^2 + (\sigma_{y_o} - \sigma_{z_o})^2 + (\sigma_{z_o} - \sigma_{x_o})^2 + 6(\tau_{xy_o}^2 + \tau_{yz_o}^2 + \tau_{xz_o}^2)}{2}} \quad (5.12)$$

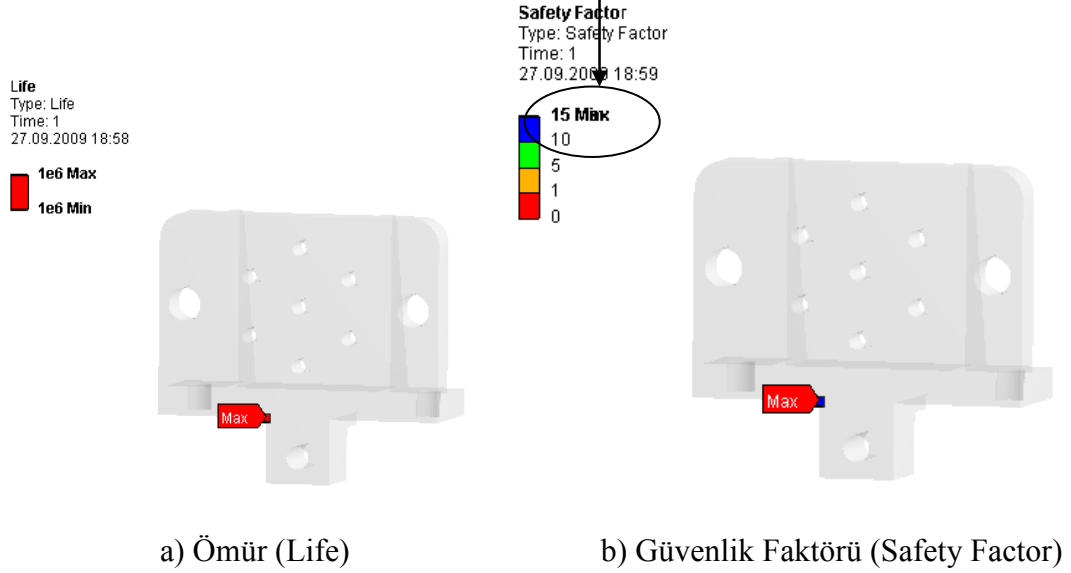
$$\sigma_{es-o} = 4.5 \text{ MPa olarak bulunur.}$$

Gevrek malzemelerin yorulma ömürlerinin analizinde Goodman diyagramından yararlanılır [40]. σ_{es-o} sabit bir ortalama gerilme değerinde yüklenecek titreşimli gerilmeye maruz bırakılan makine elemanı üzerindeki yorulma sınırı (σ_{SM}), statik dayanım sınırı ve eşdeğer değişken gerilme dikkate alınarak emniyet katsayısı (SF) Goodman denkleminde (Eşitlik 5.13) elde edilir [44].

$$\frac{\sigma_{es-D}}{\sigma_{SM}} + \frac{\sigma_{es-o}}{\sigma_{\phi}} = \frac{1}{SF} \quad (5.13)$$

$$\frac{4.5}{86.2} + \frac{4.5}{460} = \frac{1}{SF}$$

SF = **16.03** > 1 olduğu için yapı güvenlidir.



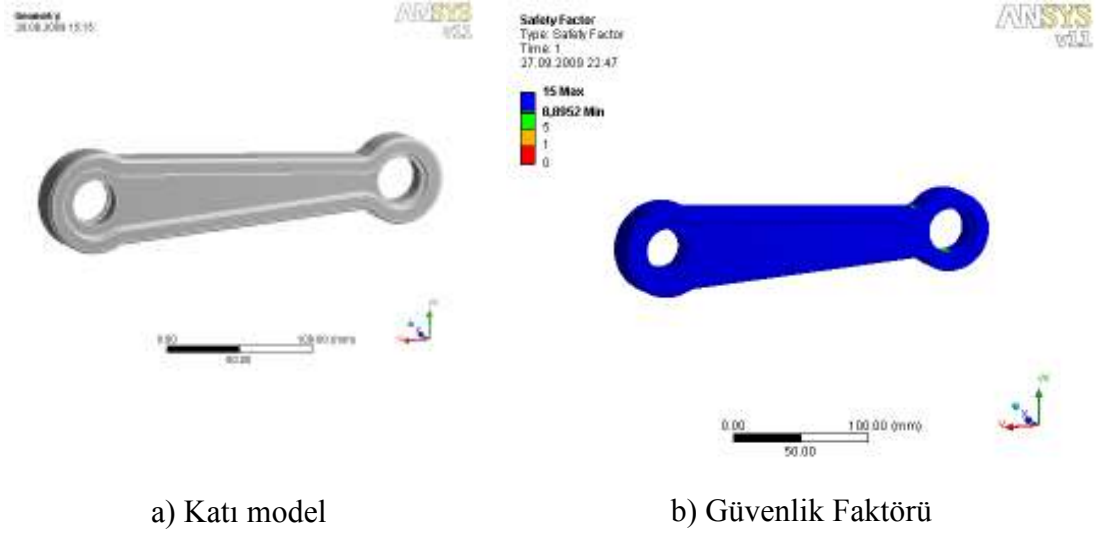
Şekil 5.18 Yorulma Analizi Sonuçları

ANSYS yorulma analizi sonuçlarına bakıldığında; ömür değerinin en az 10^6 yük tekrarına eşit olduğu görülmüştür. ANSYS ile güvenlik faktörünün değeri de Şekil 5.18 'de görüldüğü gibi 16.03 olarak bulunmuştur.

Güvenlik faktörünün değerinin birden büyük olması istenilen bir durumdur. Parçanın güvenle çalışacağını göstermektedir. Ayrıca el ile yapılan hesaplamalar ile ANSYS analiz programı sonucunda elde edilen güvenlik faktörü değeri karşılaştırılmış ve iki sonucun birbirini doğruladığı görülmüştür.

5.4.3.2 Krank Biyel Kolu

Modellenen krank biyel kolu Şekil 5.19-a 'da verilmiştir. Parça, delik iç yüzeyinden sabitlenmiş ve diğer tarafta bulunan delik iç yüzeyinden kuvvet uygulanmıştır. Makine parçasının imalatı için Ç1040 malzemesi seçilmiştir.



Şekil 5.19 Krank Biyel kolu

Krank biyel kolu için yapılan yorulma analizleri sonucunda; parçanın ömür ve hasar sonuçları 10^6 yük tekrarını sorunsuzca sağlayacağını göstermekte, ayrıca Şekil 5.19-b 'de güvenlik faktörünün $8.89 > 1$ olması da yapılacak yorulma deneyleri süresince, parçanın güvenilir bir şekilde çalışacağını göstermektedir.

Deney düzeneklerinin tasarlanması aşamasında gerekli hesaplamalar ve analizler yapılmış, sonuçta sistemlerin sorunsuz çalışacağı ispatlanmış ve üretimleri gerçekleştirilmiştir.

5.5 DeneYlerin Yapılması

Deney dzeneklerinde yapılan yorulma deneyleri sonucunda yayların işlevini yapamaz hale gelmelerine kadar geçen süre yani ömürleri belirlenmiştir. Yayların işlevini yapamama durumları, yay boyunda kısılmanın oluşması, yay yüzeyinde çatlakların oluşması ve kopma durumu olarak değerlendirilmektedir. şekil 5.20 'de yayların boylarında grlen kısıalma durumları, şekil 5.21 'de yay yüzeyinde oluşan çatlaklar ve şekil 5.22 'de de kırık yaylar görülmektedir.



şekil 5.20 Yay Boyunda Meydana Gelen Kısıalma Durumu



a) Dikdörtgen Kesitli Yayda Oluşan atlak b) Daire Kesitli Yayda Oluşan atlak

şekil 5.21 Yaylarda atlak Oluşumu



şekil 5.22 Kırık Yay rneklere



Şekil 5.22 Kırık Yay Örnekleri (devamı)

Yayların yorulma deneylerinden elde edilen verilerin uygunluğu Weibull Dağılımı ile değerlendirilmiştir.

5.5.1 Yorulma Verilerinin İstatistiksel Değerlendirilmesi

Mühendislikteki “güvenirlilik” terimi, bir ürünün veya sistemin, özel bir zaman periyodunda verilen çalışma şartları altındaki tasarım fonksiyonlarını yerine getirebilme olasılığına dayanır. Bu durum ise “hasara uğramadan çalışabileceği ömür olasılığı”, “kırılmadan çalışma olasılığı” veya “kırılmadan devam edebileceği çalışma yüzdesi” şeklinde açıklanır [39].

Güvenirlilik çalışmalarında en yaygın kullanım alanına sahip olasılık dağılımı Weibull Dağılımıdır. Özellikle “Güvenirlilik” başta olmak üzere deneysel sonuçların değerlendirilmesinde kullanılmaktadır. Weibull Dağılımı bozulma durumu uygulamalarında; bekleme modellerinde, yaşam tablolarının analizinde, salgın hastalıkların sürme zamanının bulunmasında, deprem riskinin saptanmasında ve finansal uygulamalarda; yani rastgele değişkenin pozitif değerler aldığı durumlarda kullanılabilirliğinden dolayı istatistiksel dağılımlar arasında popüler dağılımlardan biri haline gelmiştir [45, 46].

Yorulma verilerinin istatistiksel analizinde, ömür ve mukavemet parametrelerindeki değişimin daha gerçek bir sunumu olan Weibull Dağılımı ’ndan yararlanılmıştır.

5.5.1.1 Weibull Dağılımı Uygulama Süreci

Weibull Dağılımı, yorulma zorlanması olarak gerilimin kullanıldığı tek faktöre bağlı yorulma deneylerinde yaygın olarak kullanılmaktadır [47].

Weibull Dağılımına ait olasılık yoğunluğu fonksiyonu $F(x)$ Eşitlik (5.14) 'te, hasar olasılığı $F_f(x)$ Eşitlik (5.15) 'de ve ömrünü sürdürme olasılığı $F_s(x)$ Eşitlik (5.16) 'da verilmektedir.

$$F(x) = \frac{\alpha}{\beta} \left(\frac{x}{\beta}\right)^{\alpha-1} \exp\left\{-\left(\frac{x}{\beta}\right)^{\alpha}\right\} \quad (5.14)$$

$$F_f(x) = 1 - \exp\left\{-\left(\frac{x}{\beta}\right)^{\alpha}\right\} \quad (5.15)$$

$$F_s(x) = 1 - F_f(x) = \exp\left\{-\left(\frac{x}{\beta}\right)^{\alpha}\right\} \quad (5.16)$$

Burada,

α şekil parametresi ve Weibull doğrusunun eğimi ve β Weibull doğrusunun x eksenini kestiği noktada bulunan yerleşim parametresidir veya ömür dağılımdaki ölçek parametresidir. Ölçek parametresi arızalanma olasılığının % 63.2 olduğu duruma karşılık gelen gerilim veya zaman değerini göstermektedir. Şekil parametresi, arıza zamanları veya gerilimlerindeki dağılımların bir ölçüsüdür. Şekil parametresinin değeri büyüdükçe arıza gerilimi veya arıza zamanlarındaki dağılım azalacaktır. Sabit zorlanma altında yürütülen ömür deneylerinde bu katsayının değeri yaklaşık olarak 2 'ye eşittir. Ölçek parametresi genellikle zorlanmanın bir fonksiyonudur [39, 47].

Weibull doğrusunu çizmek için yorulma analizi sonucunda elde edilen veriler artan şekilde sıralanmakta ve her bir değer için ortalama sırası $F_f(x)$ Eşitlik (5.17) veya Eşitlik (5.18) ile hesaplanmaktadır.

$$F_f(x) = \frac{i}{n+1} \quad (5.17)$$

Daha gerçekçi sonuçlarda $F_f(x)$ değeri Eşitlik (5.18) ile bulunmaktadır.

$$F_f(x) = \frac{i-0.3}{n+0.4} \quad (5.18)$$

Burada, (i) hasar sıra numarası, n her testteki numunelerin toplam sayısıdır.

İzleyen aşamada her bir değer için $\ln(x)$ ve $\ln\left[\ln\left(\frac{1}{1-F(x)}\right)\right]$ değerleri hesaplanır.

$\ln(x)$ ve $\ln(\ln(1/1-F(x)))$ değerlerinin grafiği çizdirilir. Bu grafikten, doğru denklemi Eşitlik (5.19) ile elde edilir.

$$y = m x + b \quad (5.19)$$

Bu doğru denklemi Eşitlik (5.20-5.23) 'deki değerlere uygulanır. [39].

$$F(x) = 1 - e^{-\left(\frac{x}{\beta}\right)^\alpha} \quad (5.20)$$

$$\ln(1 - F(x)) = -\left(\frac{x}{\beta}\right)^\alpha \quad (5.21)$$

$$\ln\left[\frac{1}{1 - F(x)}\right] = \left(\frac{x}{\beta}\right)^\alpha \quad (5.22)$$

$$\ln\left[\ln\left(\frac{1}{1 - F(x)}\right)\right] = \ln\left[\alpha\left(\frac{x}{\beta}\right)\right] \quad (5.23)$$

$$\ln\left[\ln\left(\frac{1}{1 - F(x)}\right)\right] = \alpha \ln(x) - \alpha \ln(\beta) \quad (5.24)$$

Bu denklem basit çizgi denklemi olarak yazılırsa, denklemin sol tarafında $y = \ln(x)$ ile, $m = 1/\alpha$ ile ve $b = \ln(\beta)$ şeklinde yazılır. Burada lineer regresyon uygulanarak Weibull parametreleri bulunur. Burada doğrunun eğimi α 'dır. β parametresi ise Eşitlik (5.25) ile hesaplanır.

$$\beta = e^{-\left[\frac{b}{\alpha}\right]} \quad (5.25)$$

Weibull parametreleri, Microsoft Excel kullanılarak hesaplanabilmektedir. Veriler tablo halinde çalışma sayfasına girilmekte ve $\ln(\text{Gerilme})$ ve $\ln(\ln(1/1-F(x)))$ değerlerine göre Weibull diyagramı elde edilmektedir. Elde edilen grafikten doğrunun denklemi ve Weibull parametreleri belirlenebilmektedir. İşe yaramama olasılığı WEIBULL fonksiyonu ile hesaplanabilirken, güvenilirlik olasılığı 1-WEIBULL fonksiyonu ile hesaplanabilmektedir [39,48].

5.5.1.2 Weibull Dağılımı Uyumluluk Testleri

Bir veri grubunun Weibull Dağılımına sahip olduğunu belirlemek için çeşitli yöntemler bulunmaktadır. Bu yöntemlerden Grafik Yöntem ve Mann Testi aşağıda açıklanmıştır.

5.5.1.2.1 Weibull Grafik Yöntemi

Weibull grafik yöntemi; bir örnekteki verilerin iki parametrelili Weibull Dağılımına uyumunun grafiksel olarak test edildiği bir yöntemdir. Weibull grafiğinde; x ve y eksenleri öyle ölçeklendirilmiştir ki çizilen grafik üzerinde veriler Weibull Dağılımı takip ediyorlarsa, doğrusal veya yaklaşık doğrusal bir yol izlerler.

Gözlem verilerine karşılık gelen $F(x)$ değerleri hesaplanır ve grafik noktaları:

$$\left(\ln(x_i), \ln \left(\ln \left(\frac{1}{1 - \hat{F}(x_i)} \right) \right) \right)$$

olarak belirlenir. Bu nokta çiftleri bir grafikte yaklaşık doğrusal yol izlerlerse veriler Weibull Dağılımı takip ediyor anlamına gelir.

5.5.1.2.2 Weibull Dağılımı için Mann Uyumluluk Testi

Mann Uyumluluk Testi, Weibull hata dağılımı için, Mann v.d tarafından geliştirilen özel bir testtir.

Hipotezler;

H_0 : Hata zamanları Weibull Dağılımına uygundur.

H_1 : Hata zamanları Weibull Dağılımına uygun değildir.

Mann test istatistiği Eşitlik (5.26) ile hesaplanır.

$$M = \frac{k_1 \cdot \sum_{i=k_1+1}^{n-1} [(\ln(x_{i+1}) - \ln(x_i)) / M_i]}{k_2 \cdot \sum_{i=1}^{k_1} [(\ln(x_{i+1}) - \ln(x_i)) / M_i]} \quad (5.26)$$

Burada;

$$k_1 = \frac{n}{2}, \quad k_2 = \frac{n-1}{2} \quad \text{ve} \quad n: \text{ örnek adetini gösterir. } M_i \text{ ve } Z_i \text{ değerleri}$$

Eşitlik (5.27) ve Eşitlik (5.28) ile bulunur.

$$M_i = Z_{i+1} - Z_i \quad (5.27)$$

$$Z_i = \ln \left[-\ln \left(1 - \left(\frac{(i-0.5)}{(n+0.25)} \right) \right) \right] \quad (5.28)$$

Mann istatistiği, V_1 , V_2 parametrelerine sahip F dağılımını takip eder. V_1 ve V_2 dağılıma ait serbestlik dereceleri olup $V_1 = 2k_1$ ve $V_2 = 2k_2$ 'dir. Eğer $M > F_{V_1, V_2, \alpha}$ ise H_1 hipotezi kabul edilir [39,49].

5.5.1.3 Kollu Testere Tezgahından Dönüştürülmüş Mekanik Yay Yorulma Düzeneği Verileri

Mekanik Yay Yorulma Düzeneğinde dikdörtgen kesitli yaylar ve belirlenen birinci grup yaylar için deneyler yapılmış ve elde edilen deney verilerinin Weibull Dağılımına uygunluğu analiz edilmiştir. İlk grup yay için Weibull analizi detaylı açıklanmış, diğer yay grupları için sadece ulaşılan sonuç belirtilmiştir.

5.5.1.3.1 Yorulma Testleri Yapılan Dikdörtgen Kesitli Yaylar

Dikdörtgen kesitli yayların kuvvet, gerilme değerleri ve %50 ve %38 oranında sıkıştırılmaları ile yapılan deneyler sonucunda elde edilen yük tekrar sayıları Tablo 5.7 'de verilmiştir.

Tablo 5.7 Dikdörtgen Kesitli Yayların % 50 ve % 38 Sıkışma Oranındaki Verileri

Kırıldığı Andaki Yük Tekrar Sayısı		Kuvvet (N)		Gerilme (N/mm ²)	
% 50 sıkışma oranı	% 38 sıkışma oranı	% 50 sıkışma oranı	% 38 sıkışma oranı	% 50 sıkışma oranı	% 38 sıkışma oranı
126742	232540	816	507	1575	980
126722	128590	788	588	1521	1135
132902	131670	698	585	1347	1130
193347	219912	682	585	1317	1129
165302	219894	687	601	1326	1159
133369	220682	768	592	1483	1142
136115	259182	781	588	1508	1136
126742	134678	778	594	1502	1146

Yayların rijitlik değerleri farklı olduğu için, Eşitlik (3.1) 'den yaylar için kuvvet değerleri hesaplanmaktadır. Kuvvet değerlerinin bulunması ile her bir yayda meydana gelen gerilme değerleri bulunmaktadır.

Dikdörtgen kesitli yaylar için meydana gelen gerilmeler Eşitlik (5.29) ve Eşitlik (5.30) yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$\tau = \tau_b + \tau_k = \frac{F \times \frac{D_0}{2}}{W_p} + \frac{F}{A} \quad (5.29)$$

$$\tau = \frac{F \times \frac{D_0}{2}}{c_2 \times b \times h^2} + \frac{F}{b \times h} = \frac{F \times \frac{D_0}{2}}{0.208 \times b \times h^2} + \frac{F}{b \times h} \quad (5.30)$$

c_2 değeri $\frac{b}{h}$ oranına bağlı bir faktördür [23].

Daire kesitli yaylar için gerilme değerleri Eşitlik (5.31) ile hesaplanmaktadır.

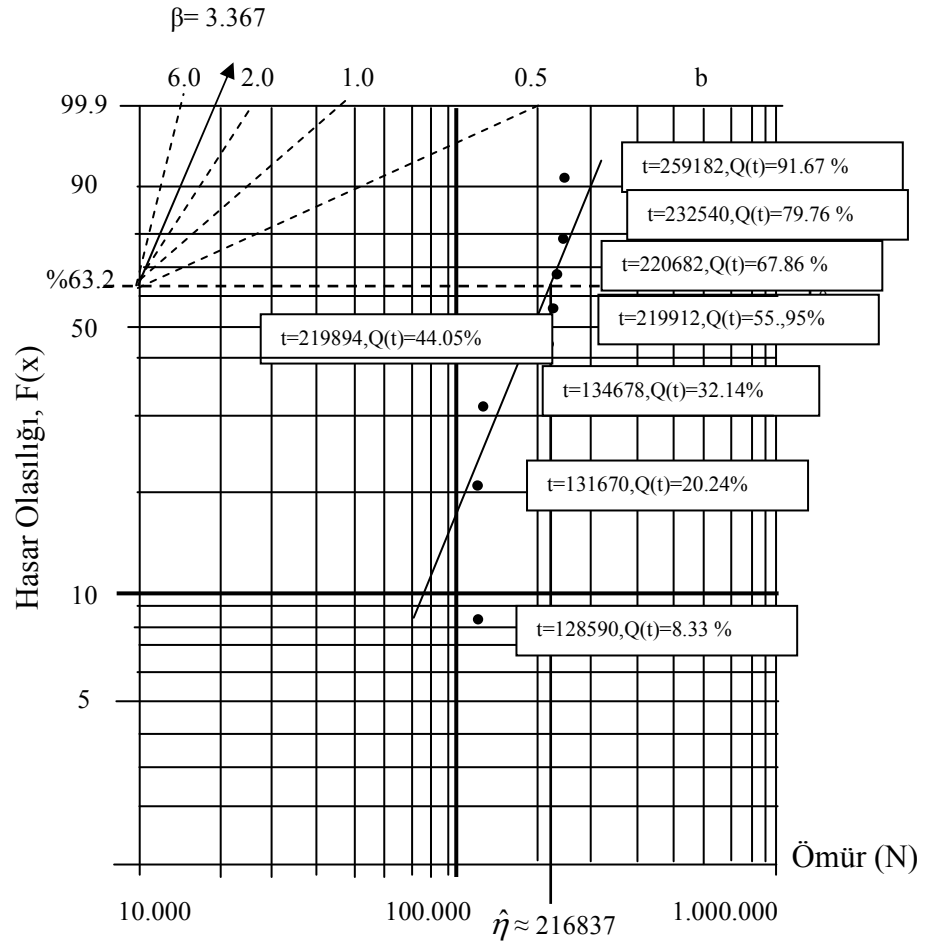
$$\tau = \tau_b + \tau_k = \frac{F \times \frac{D_0}{2}}{\frac{\pi \times d^3}{16}} + \frac{F}{\frac{\pi \times d^2}{4}} \quad (5.31)$$

%38 sıkıştırma oranı için yapılan testler sonucunda elde edilen verilerin Weibull Dağılımına uygunluğu araştırılmıştır. Yayların kırıldığı andaki yük tekrar sayısı verileri artan şekilde sıralanmış ve sıra ortancaları belirlenmiştir. Teste tabi tutulan yaylarda oluşan gerilme değerlerinin ortalaması alınmış ve Tablo 5.8 'de verilmiştir.

Tablo 5.8 1409 N/mm² Gerilme Değerine Göre Sıra Ortancalar

GERİLME σ (N/mm ²)	YÜK TEKRARI (ARTAN ŞEKİLDE)	SIRA NO	SIRA ORTANCASI (%) $F(x)\% = \frac{i-0.3}{n+0.4} * 100$
1409	128590	1	8.33
	131670	2	20.24
	134678	3	32.14
	219894	4	44.05
	219912	5	55.95
	220682	6	67.86
	232540	7	79.76
	259182	8	91.67

Şekil 5.23 'de testlerden elde edilen yayların yük tekrar sayıları yani ömür değerleri weibull kağıdının yatay eksenine ve tekrar sayılarına karşılık gelen hata olasılıkları yani hesaplanan sıra ortancaları dikey eksene yerleştirilir. Bu noktalardan bir doğru geçirilir. Dikey eksende % 63.2 noktasından başlayan ve elde edilen doğruya paralel bir doğru çizilir. Bu doğrunun b çizgisini kestiği nokta β değerini belirler. Yatayda % 63.2 noktasından elde edilen doğruyu kestiği noktadan dikey çizgi çizilir ve % 63.2 noktasına karşılık gelen ömür değeri belirlenir.



Şekil 5.23 1409 N/mm² İçin Elde Edilen Weibull Kağıdı

Verilerin Weibull Dağılımına uygunluğu belirlenirken weibull parametrelerinden yararlanılır. Bu parametreler weibull kağıdına verilerin yerleştirilmesi ile belirlenebildiği gibi en küçük kareler yöntemi ile de belirlenebilmektedir. Bu yöntem için ömür değerlerinden (X) ve hasar olasılıklarından (F(X)) yararlanılır. Y

değeri $\left(\ln \left(\ln \left(\frac{1}{1 - \hat{F}(x_i)} \right) \right) \right)$ ile hesaplanır.

Tablo 5.9 En Küçük Kareler Yöntemi

n	X	Ln(X)	F(X)	Y	(LnX) ²	Y ²	(LnX)*Y
1	128590	11.7644	0.0833	-2.4417	138.4007	5.9620	-28.7253
2	131670	11.7881	0.2024	-1.4867	138.9582	2.2102	-17.5250
3	134678	11.8106	0.3214	-0.9474	139.4913	0.8975	-11.1889
4	219894	12.3009	0.4405	-0.5436	151.3122	0.2955	-6.6865
5	219912	12.3010	0.5595	-0.1986	151.3142	0.0394	-2.4426
6	220682	12.3045	0.6786	0.1266	151.4002	0.0160	1.5579
7	232540	12.3568	0.7976	0.4685	152.6909	0.2195	5.7892
8	259182	12.4653	0.9167	0.9102	155.3833	0.8285	11.3463
Toplam	1547148	97.0915	4.0000	-4.1125	1178.9510	10.4686	-47.8747

En küçük kareler yöntemine göre Weibull parametreleri; $\hat{\beta} = \hat{b}$ Eşitlik (5.32) 'den, \hat{a} Eşitlik (5.33) 'den ve $\hat{\eta}$ Eşitlik (5.34) 'den hesaplanır.

$$\hat{b} = \frac{\sum_{i=1}^n (\ln x_i) y_i - \left(\sum_{i=1}^n \ln x_i \right) \left(\sum_{i=1}^n y_i \right) / n}{\sum_{i=1}^n (\ln x_i)^2 - \left(\sum_{i=1}^n \ln x_i \right)^2 / n} \quad (5.32)$$

$$\hat{\beta} = \hat{b} = 3.367$$

$$\hat{a} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n} - \hat{b} \frac{\sum_{i=1}^n \ln x_i}{n} \quad (5.33)$$

$$\hat{a} = -41.37$$

$$\hat{\eta} = e^{-\frac{\hat{a}}{\hat{b}}} \quad (5.34)$$

$$\hat{\eta} = 216837 \quad (\% 63.2 \text{ 'ye karşılık gelen değer})$$

Ömür ve hasar olasılığı değerleri arasındaki ilişkiyi belirlemek için korelasyon sayısına ihtiyaç duyulur. Korelasyon sayısı Eşitlik (5.35) ile bulunur.

$$r = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \cdot \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}} \quad (5.35)$$

$$r = 0.90$$

En küçük kareler yöntemine göre Weibull parametreleri bulunmuş, korelasyon sayısı hesaplanmış ve Y 'deki değişikliğin % 81 'inin X tarafından açıklanabileceği görülmüştür.

Doğru denklemi $Y = 3.367X - 41.37$ olarak elde edilmiştir.

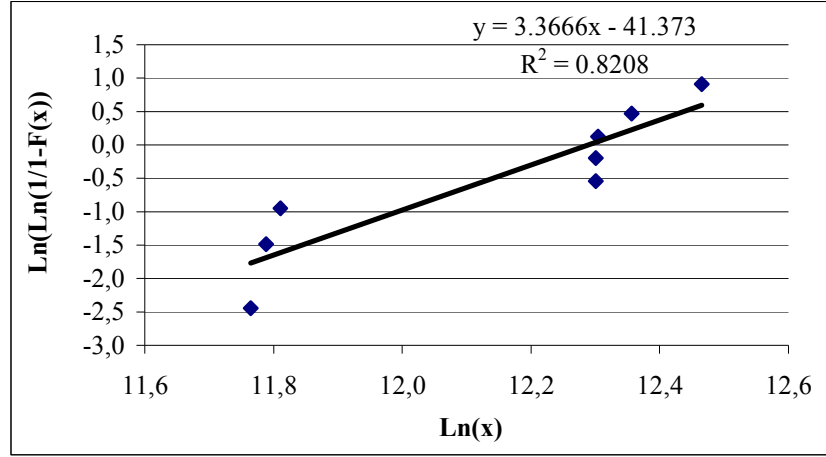
1. Weibull Grafik Yöntemi ile Uyumluluk Testi

Verilerin Weibull Dağılımına uygunluğunu belirlemek için grafik yönteminden yararlanır. Grafik yöntem için gerekli olan veriler Tablo 5.10 'da verilmiştir.

Tablo 5.10 Grafik Yöntem İçin Nokta Çiftlerinin Listesi

n	X	Ln(X)	F(X)	Y
1	128590	11.7644	0.0833	-2.4417
2	131670	11.7881	0.2024	-1.4867
3	134678	11.8106	0.3214	-0.9474
4	219894	12.3009	0.4405	-0.5436
5	219912	12.3010	0.5595	-0.1986
6	220682	12.3045	0.6786	0.1266
7	232540	12.3568	0.7976	0.4685
8	259182	12.4653	0.9167	0.9102

Tablo 5.10'da verilen nokta çiftleri Şekil 5.24 'de yerleştirilmiş ve bu noktalardan geçen en uygun doğru elde edilmiştir. Şekil üzerinde doğru denklemi ve korelasyon katsayısı da görülmektedir.



Şekil 5.24 Nokta Çiftlerinin Grafik Üzerinde Gösterimi

Şekil 5.24 'de verilen serpilme diyagramına bakıldığında, nokta çiftlerinin yaklaşık olarak doğrusal bir yol izlediği ve bu nedenle, yorulma analizi sonucunda elde edilen kırılma anına kadar geçen süre verilerinin Weibull Dağılımına uygun olduğu söylenebilir.

2. Mann Uyumluluk Testi

Weibull Dağılımına uygunluğu belirlemek için kullanılan bir diğer yöntem Mann Uyumluluk testi için gerekli veriler Tablo 5.11 'de verilmiştir.

Tablo 5.11 Mann Uyumluluk Testi için Veriler

n	X	Ln(X)	F(X)	Y	ln(x _{i+1})-ln(x _i)	(ln(x _{i+1})-ln(x _i))/M _i
1	128590	11.7644	0.0833	-2.4417	0.0237	0.0203
2	131670	11.7881	0.2024	-1.4867	0.0226	0.0385
3	134678	11.8106	0.3214	-0.9474	0.4903	1.1542
4	219894	12.3009	0.4405	-0.5436	0.0001	0.0002
5	219912	12.3010	0.5595	-0.1986	0.0035	0.0105
6	220682	12.3045	0.6786	0.1266	0.0523	0.1519
7	232540	12.3568	0.7976	0.4685	0.1085	0.2488
8	259182	12.4653	0.9167	0.9102		

Mann istatistiği için iki hipotez kurulur. Bu hipotezler;

H₀ : Kırılma zamanları Weibull Dağılımına uygundur.

H₁ : Kırılma zamanları Weibull Dağılımına uygun değildir.

Mann istatistik değerini belirlemek için, k₁ ve k₂ değerleri hesaplanır.

$$k_1 = \frac{n}{2} = 4 \quad \text{ve} \quad k_2 = \frac{n-1}{2} = 3$$

Elde edilen veriler Eşitlik (5.26)'da yerine yazılarak Mann istatistik değeri, M = 2.68 olarak bulunur.

F tablo değeri için;

$$V_1 = 2k_1 = 8 \quad \text{ve} \quad V_2 = 2k_2 = 6 \quad \text{olarak hesaplanır}$$

ve

1- α =0.95 serbestlik düzeyi için F tablo değeri bulunur. F_{8, 6, 0.5} = 3.58

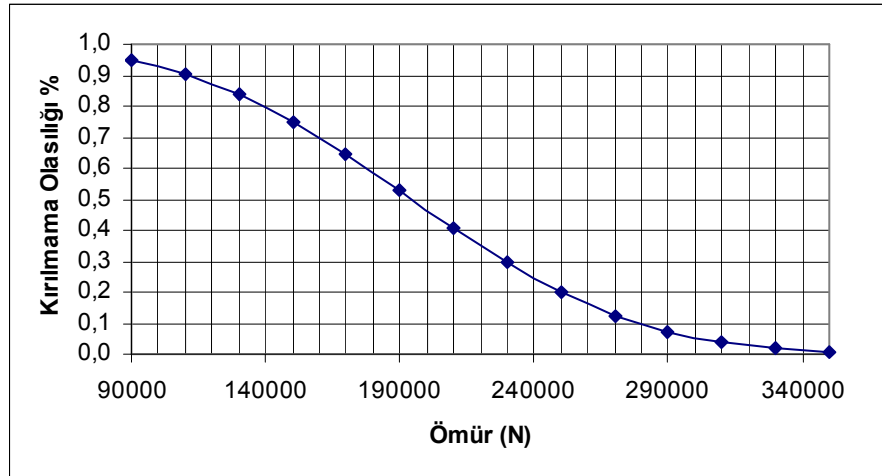
F > M olduğundan H₁ hipotezi red edilir. H₀ hipotezi kabul edilir. Yani, kırılma zamanları Weibull Dağılımına uygundur.

Elde edilen ömür değerlerinin bulunduğu veri aralığı Excel sayfasına girilmiş, Excel'in Weibull fonksiyonundan yararlanılarak işe yarama ve güvenilirlik değerleri hesaplanmış ve Tablo 5.12 'de verilmiştir.

Tablo 5.12 Microsoft Excel ile Hesaplanmış Weibull Parametreleri ve Güvenirlik Değerleri

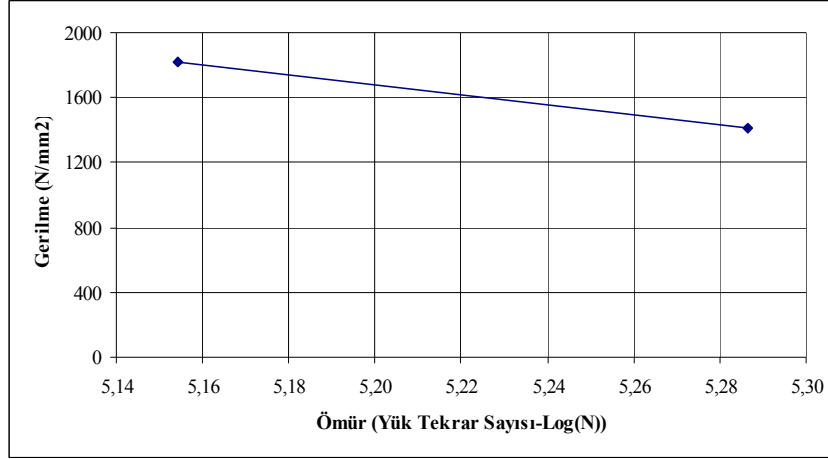
Beta	Alfa	Kırılma Süresi	İşe Yaramama	Güvenirlik
β	α	x	F(x)	$R(x) = 1 - F(x)$
3.367	216837	90000	0.0505	0.9495
		110000	0.0968	0.9032
		130000	0.1636	0.8364
		150000	0.2511	0.7489
		170000	0.3564	0.6436
		190000	0.4732	0.5268
		210000	0.5925	0.4075
		230000	0.7046	0.2954
		250000	0.8011	0.1989
		270000	0.8766	0.1234
		290000	0.9302	0.0698
		310000	0.9643	0.0357
		330000	0.9836	0.0164
		350000	0.9934	0.0066

Tablo 5.12 'de elde edilen verilerden uygulanan gerilmeye bağlı olarak kırılmama (ömrünü sürdürme) için Şekil 5.25 'deki grafik çizilebilir.



Şekil 5.25 1409 N/mm² Gerilme Değerindeki Dikdörtgen Kesitli Yayın % 38 Sıkışma Oranında Gerilmeye Karşı – Kırılmama (Ömrünü Sürdürme) Grafiği

Dikdörtgen kesitli yayın % 50 ve % 38 sıkışma oranına göre yapılan deney sonuçlarından elde edilen veriler ile ömür-gerilme diyagramı Şekil 5.26 'daki gibi oluşturulmuştur.



Şekil 5.26 Dikdörtgen Kesitli Yaylar İçin Gerilme-Ömür Diyagramı

5.5.1.3.2 Birinci Grup Daire Kesitli Yayların Yorulma Testleri

Dikdörtgen kesitli yaylar için iki farklı sıkıştırma oranında yapılan testler, aynı koşullarda birinci grup daire kesitli yaylar için de yapılmıştır. Elde edilen veriler Tablo 5.13 'de verilmiştir.

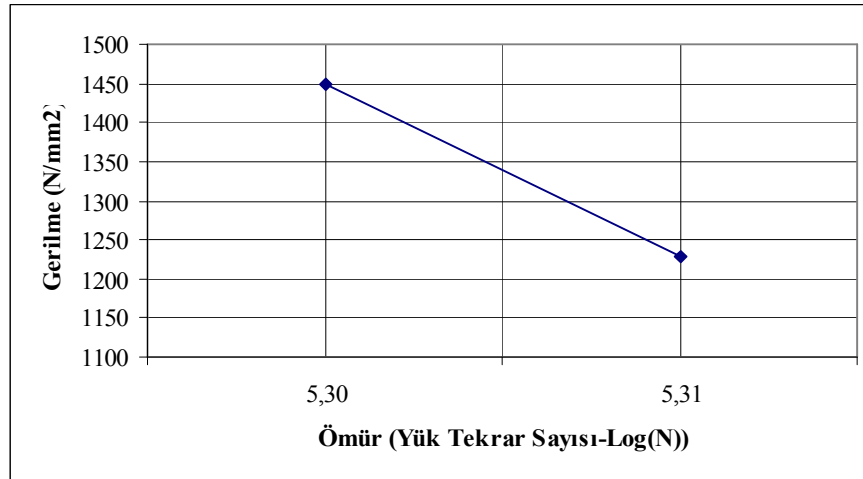
Tablo 5.13 Birinci Grup Daire Kesitli Yayların %50 ve %38 Sıkışma Oranındaki Verileri

Kırıldığı Andaki Yük Tekrar Sayısı		Kuvvet (N)		Gerilme (N/mm ²)	
% 50 sıkışma oranı	% 38 sıkışma oranı	% 50 sıkışma oranı	% 38 sıkışma oranı	% 50 sıkışma oranı	% 38 sıkışma oranı
175945	175396	663	492	1540	1144
179892	182634	596	507	1386	1179
188410	186468	598	595	1389	1382
198516	192387	636	520	1478	1209
199852	207922	645	539	1499	1251
214609	212125	602	518	1399	1204
216066	223925	638	544	1482	1264
217231	240548	607	517	1410	1201

En küçük kareler yöntemine göre Weibull parametreleri bulunmuştur. % 38 sıkıştırma oranı için korelasyon sayısı hesaplanmış ve Y 'deki değişikliğin % 91 'inin X tarafından açıklanabileceği görülmüştür. Doğru denklemi $Y= 9.577X-117.49$ olarak elde edilmiştir.

Yapılan uyumluluk testleri ile verilerin Weibull Dağılımına uygun olduğu belirlenmiştir.

Birinci grup daire kesitli yaylar için iki farklı sıkıştırma oranında yorulma testleri yapılmış ve elde edilen ömür-gerilme diyagramı Şekil 5.27 'de verilmiştir.



Şekil 5.27 Birinci Grup Daire Kesitli Yaylar İçin Gerilme-Ömür Diyagramı

5.5.1.4 Pnömatik Tahrikli Mekanik Yay Yorulma Cihazı Verileri

5.5.1.4.1 Yorulma Testleri Yapılan Dikdörtgen Kesitli Yaylar

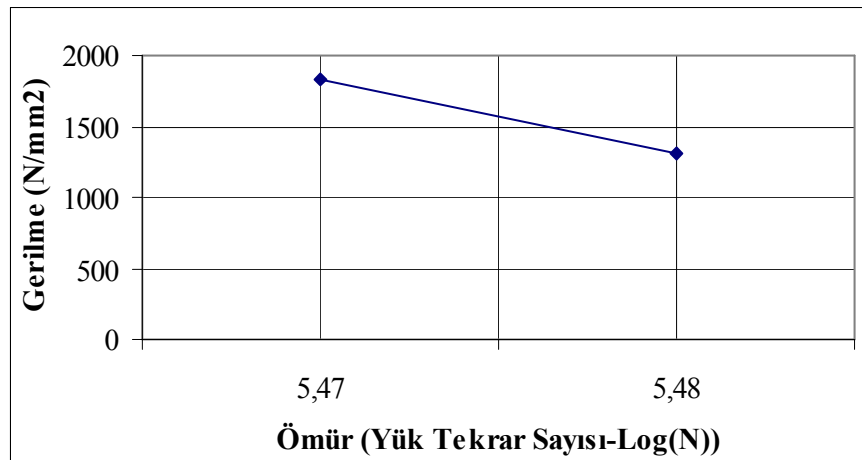
Dikdörtgen kesitli yayların kuvvet, gerilme değerleri ve % 50 ve % 38 oranında sıkıştırılmaları ile yapılan deneyler sonucunda elde edilen yük tekrar sayıları Tablo 5.14 'de verilmiştir.

Tablo 5.14 Dikdörtgen Kesitli Yayların % 50 ve % 38 Sıkıştırma Oranındaki Verileri

Kırıldığı Andaki Yük Tekrar Sayısı		Kuvvet (N)		Gerilme (N/mm ²)	
% 50 sıkıştırma oranı	% 38 sıkıştırma oranı	% 50 sıkıştırma oranı	% 38 sıkıştırma oranı	% 50 sıkıştırma oranı	% 38 sıkıştırma oranı
268084	268872	657	499	1268	964
285779	289903	776	535	1498	1032
293565	355181	778	503	1502	971
327792	438478	794	630	1533	1217
487618	475975	697	514	1345	992
493023	589581	776	524	1498	1011
521698	645062	768	515	1482	995
599881	663784	765	616	1477	1188

Deney sonuçlarından elde edilen verilerle en küçük kareler yöntemine göre Weibull parametreleri bulunmuştur. % 38 sıkıştırma oranı için korelasyon sayısı hesaplanmış ve Y 'deki değişikliğin % 95 'inin X tarafından açıklanabileceği görülmüştür. Doğru denklemi $Y = 3.015X - 39.708$ olarak elde edilmiştir. Yapılan uyumluluk testleri ile verilerin Weibull Dağılımına uygun olduğu belirlenmiştir.

% 38 ve % 50 sıkıştırma oranlarında yapılan testler sonucunda dikdörtgen kesitli yaylar için elde edilen ömür-gerilme diyagramı Şekil 5.28 'de verilmiştir.



Şekil 5.28 Dikdörtgen Kesitli Yaylar İçin Gerilme-Ömür Diyagramı

5.5.1.5 Elektromekanik Yay Yorulma Cihazı Verileri

Elektromekanik yay yorulma cihazında öncelikle % 38 sıkıştırma oranında dikdörtgen kesitli yaylar teste tabi tutulmuş ve ardından da daire kesitli alternatif yay grupları test edilmiştir. Yapılan yorulma deneyleri sonucunda elde edilen yayların ömür değerleri Tablo 5.15 ve 5.16 'da verilmiştir.

Tablo 5.15 Dikdörtgen Kesitli Yayların % 38 Sıkışma Oranı için Yük Tekrar Sayıları

Dikdörtgen Kesitli Yaylar
435240
588597
593985
855903
888305
903032
1414802
1544409
Ortalama: 1121290

Tablo 5.16 Daire Kesitli Yayların % 38 Sıkışma Oranı için Yük Tekrar Sayıları

1.GRUP	2.GRUP	3.GRUP	4.GRUP	5.GRUP
183604		156599		91804
183598		205208		175497
172803	BOYDA KISALMA	220861	BOYDA KISALMA	175504
234907	NEDENİYLE	221406	NEDENİYLE	175512
314819	DENEYE DEVAM	164711	DENEYE DEVAM	407698
234905	EDİLMEDİ	165778	EDİLMEDİ	179232
263513		181413		213249
309422		196779		223127
Ortalama:237196		Ortalama:189094		Ortalama:205203
6.GRUP	7.GRUP	8.GRUP	9.GRUP	10.GRUP
83698	112329	91804	126897	86403
89104	128515	91776	135003	86409
116108	133380	126904	137702	89098
118799	136077	162001	140406	175508
151213	162004	83709	138986	177117
138467	165774	105296	139326	178211
129764	146798	105303	129204	105794
139496	132564	148502	132495	158448
Ortalama:120831	Ortalama:139680	Ortalama:114412	Ortalama:135002	Ortalama:132124
11.GRUP	12.GRUP	13.GRUP	14.GRUP	15.GRUP
105302	183598	81011	151197	77223
121499	378011	86402	272698	97202
121485	380695	85315	202495	99893
229507	496803	82763	264606	117185
139297	386119	85146	197876	123120
142333	368627	83964	218863	142018
131540	298417	82377	232959	171717
164624	385942	82678	241295	226803
Ortalama:144448	Ortalama:359777	Ortalama:83707	Ortalama:222749	Ortalama:131895

Tablo 5.16 'dan da görüldüğü üzere dikdörtgen kesitli yayların sağladığı ömür değerini belirlenen daire kesitli yay gruplarından hiçbirisi sağlayamamıştır. Çalışmanın devamında gerilme-ömür diyagramını elde edebilmek için ikinci bir sıkıştırma oranında deneylerin yapılması gerekmektedir. Yay boyunun % 50 'si kadar sıkıştırma yapılarak ikinci tur deneyler yapılacaktır. Ancak tüm daire kesitli yay grupları için deneyleri tekrarlamamanın bir anlamı olmadığından sadece dikdörtgen kesitli yayların ömür değerine yakın olan gruplar belirlenmiş ve onlar ile deneylere devam edilmiştir. Bunlar; birinci, onikinci ve ondördüncü grup yaylardır.

İzleyen aşamada, belirlenen bu yay grupları için % 38 ve % 50 sıkıştırma oranı için yapılan deney sonuçları ve elde edilen verilen Weibull Dağılımına uygunluğu araştırılmıştır.

5.5.1.5.1 Yorulma Testleri Yapılan Dikdörtgen Kesitli Yaylar

Elektromekanik yay yorma cihazında, dikdörtgen kesitli yaylar için % 38 ve % 50 sıkıştırma oranlarında yapılan yorulma testleri sonucunda elde edilen yük tekrar sayıları, bu yayların kuvvet ve gerilme değerleri Tablo 5.17'de verilmiştir.

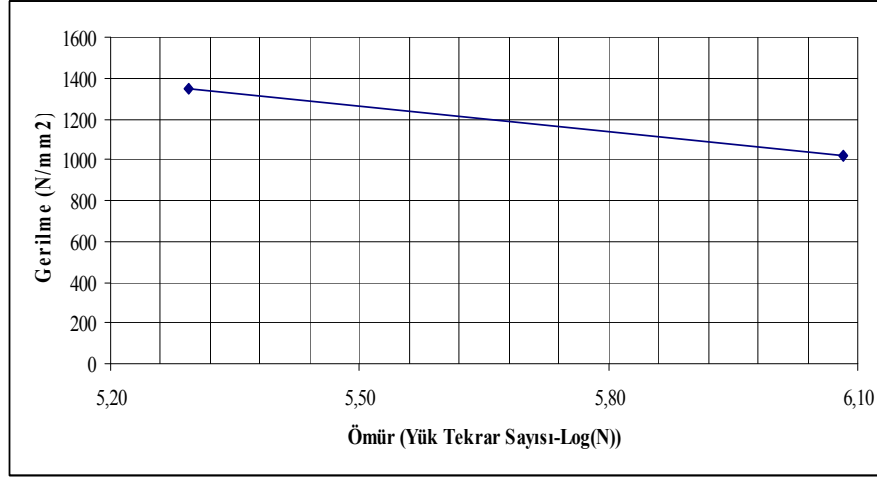
Dikdörtgen kesitli yayların % 38 sıkıştırma oranında yapılan deneyler sonucunda elde edilen verilerden ilk üç değer diğer değerlere göre çok düşük olduğundan, değerlendirmeye alınmamıştır.

Tablo 5.17 Dikdörtgen Kesitli Yayların % 50 ve % 38 Sıkıştırma Oranındaki Verileri

Kırıldığı Andaki Yük Tekrar Sayısı		Kuvvet (N)		Gerilme (N/mm ²)	
% 50 sıkıştırma oranı	% 38 sıkıştırma oranı	% 50 sıkıştırma oranı	% 38 sıkıştırma oranı	% 50 sıkıştırma oranı	% 38 sıkıştırma oranı
158189	435240	656	501	1328	1016
168949	588597	676	515	1371	1043
178304	593985	673	517	1363	1047
189683	855903	657	497	1332	1008
195743	888305	663	501	1344	1014
213298	903032	663	500	1344	1013
228416	1414802	675	500	1367	1013
243415	1544409	665	503	1348	1019

En küçük kareler yöntemine göre Weibull parametreleri bulunmuştur. % 38 sıkıştırma oranı için korelasyon sayısı hesaplanmış ve Y 'deki değişikliğin % 74 'ünün X tarafından açıklanabileceği görülmüştür. Doğru denklemi $Y=3.137x-44.084$ olarak elde edilmiştir. Yapılan uyumluluk testleri ile verilerin Weibull Dağılımına uygun olduğu belirlenmiştir.

Dikdörtgen kesitli yayın % 38 ve % 50 sıkıştırma oranında elde edilen gerilme ve yük tekrar sayılarına göre gerilme-ömür diyagramı Şekil 5.29 'daki gibi oluşturulmuştur.



Şekil 5.29 Dikdörtgen Kesitli Yaylar İçin Gerilme-Ömür Diyagramı

5.5.1.5.2 Birinci Grup Daire Kesitli Yayların Yorulma Testleri

Birinci grup daire kesitli yayların elektromekanik yay yorulma cihazında yapılan test sonuçları, kuvvet ve gerilme değerleri Tablo 5.18 'de verilmiştir.

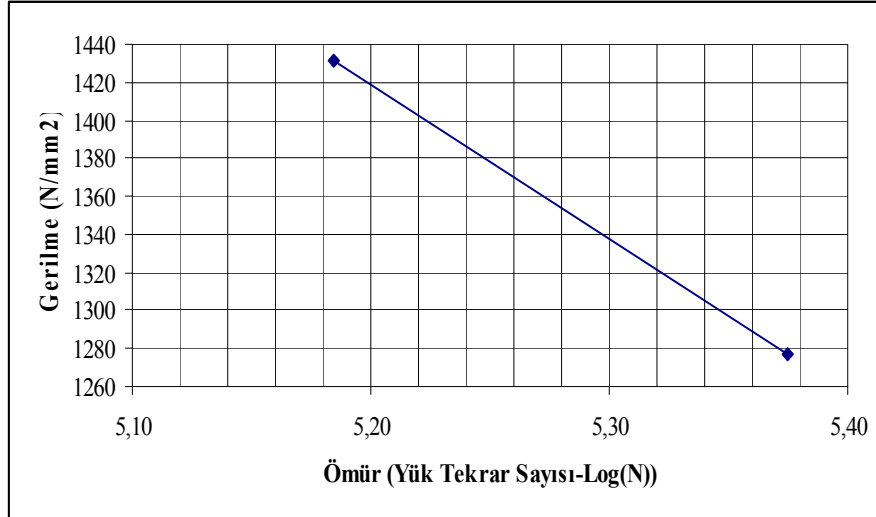
Tablo 5.18 Birinci Grup Daire Kesitli Yayların % 50 ve % 38 Sıkışma Oranındaki Verileri

Kırıldığı Andaki Yük Tekrar Sayısı		Kuvvet (N)		Gerilme (N/mm ²)	
% 50 sıkışma oranı	% 38 sıkışma oranı	% 50 sıkışma oranı	% 38 sıkışma oranı	% 50 sıkışma oranı	% 38 sıkışma oranı
217081	183604	663	521	1561	1227
114489	183598	636	516	1498	1217
159303	172803	598	542	1408	1277
137165	234907	596	553	1405	1272
138246	314819	575	560	1356	1299
156607	234905	584	540	1375	1302
147419	263513	603	552	1422	1320
152897	309422	607	552	1430	1300

En küçük kareler yöntemine göre Weibull parametreleri bulunmuştur. % 38 sıkıştırma oranı için korelasyon sayısı hesaplanmış ve Y 'deki değişikliğin % 89 'unun X tarafından açıklanabileceği görülmüştür. Doğru denklemi $Y= 4.37X-54.504$ olarak elde edilmiştir.

Yapılan uyumluluk testleri ile verilerin Weibull Dağılımına uygun olduğu belirlenmiştir.

İki farklı sıkıştırma oranında elde edilen ömür ve gerilme değerleri Şekil 5.30 'da verilmiştir.



Şekil 5.30 Birinci Grup Daire Kesitli Yaylar İçin Gerilme-Ömür Diyagramı

5.5.1.5.3 Onikinci Grup Daire Kesitli Yayların Yorulma Testleri

Alternatif olarak belirlenen onikinci grup daire kesitli yayın % 38 ve % 50 sıkıştırma oranındaki kuvvet, gerilme ve yük tekrar sayıları Tablo 5. 19 'da görülmektedir.

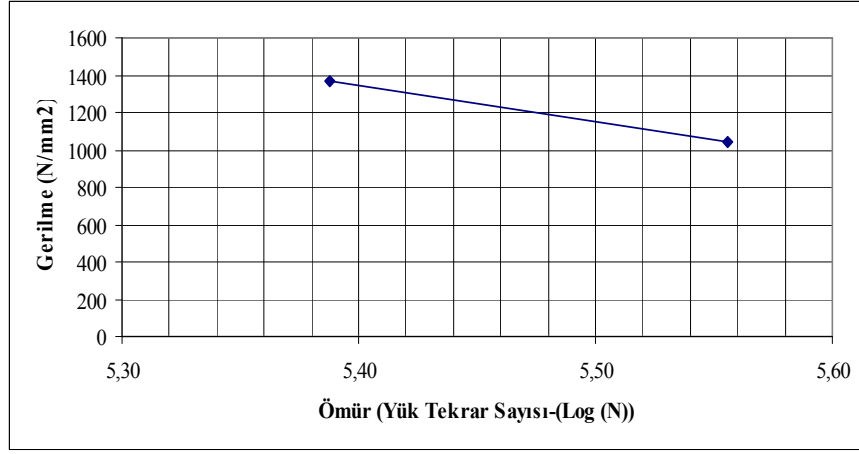
Tablo 5.19 Onikinci Grup Daire Kesitli Yayların % 50 ve % 38 Sıkışma Oranındaki Verileri

Kırıldığı Andaki Yük Tekrar Sayısı		Kuvvet (N)		Gerilme (N/mm ²)	
% 50 sıkışma oranı	% 38 sıkışma oranı	% 50 sıkışma oranı	% 38 sıkışma oranı	% 50 sıkışma oranı	% 38 sıkışma oranı
243004	183598	831	630	1380	1046
245721	378011	816	617	1354	1024
244972	380695	819	621	1359	1031
243984	496803	811	641	1346	1064
246812	386119	831	632	1380	1048
242786	368627	823	624	1367	1036
245672	298417	826	621	1371	1031
241949	385942	832	630	1381	1046

En küçük kareler yöntemine göre Weibull parametreleri bulunmuştur. % 38 sıkıştırma oranı için korelasyon sayısı hesaplanmış ve Y 'deki değişikliğin % 80 'inin X tarafından açıklanabileceği görülmüştür. Doğru denklemi $Y = 2.83X - 33.785$ olarak elde edilmiştir.

Yapılan uyumluluk testleri ile verilerin Weibull Dağılımına uygun olduğu belirlenmiştir.

Onikinci grup daire kesitli yaylar için elde edilen ömür-gerilme diyagramı Şekil 5.31 'de verilmiştir.



Şekil 5.31 Onikinci Grup Daire Kesitli Yaylar İçin Gerilme-Ömür Diyagramı

5.5.1.5.4 Ondördüncü Grup Daire Kesitli Yayların Yorulma Testleri

Dikdörtgen kesitli yaylara eşdeğer olabileceği düşünülen ondördüncü grup daire kesitli yayların % 38 ve % 50 sıkıştırma oranları için kuvvet, gerilme ve bu sıkıştırma oranlarındaki yük tekrar sayıları Tablo 5.20 'de verilmiştir.

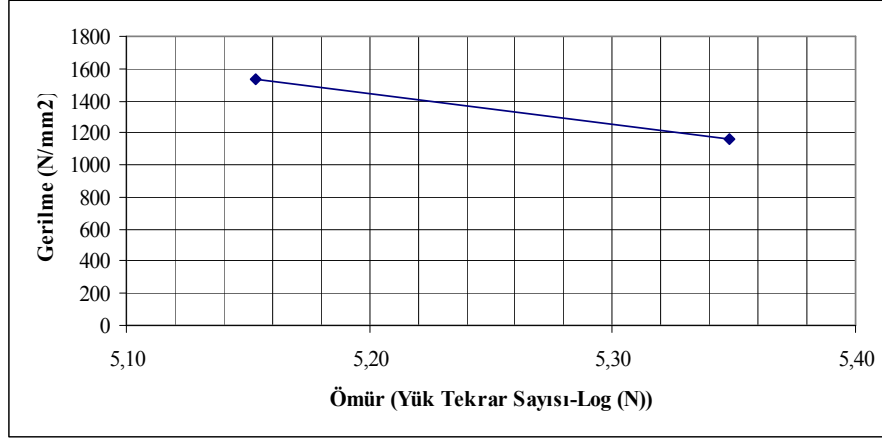
Tablo 5.20 Ondördüncü Grup Daire Kesitli Yayların % 50 ve % 38 Sıkıştırma Oranındaki Verileri

Kırıldığı Andaki Yük Tekrar Sayısı		Kuvvet (N)		Gerilme (N/mm ²)	
% 50 sıkıştırma oranı	% 38 sıkıştırma oranı	% 50 sıkıştırma oranı	% 38 sıkıştırma oranı	% 50 sıkıştırma oranı	% 38 sıkıştırma oranı
140411	151197	972	759	1523	1190
143109	272698	980	754	1536	1181
142328	202495	974	730	1526	1144
141864	264606	977	716	1531	1122
143006	197876	969	737	1519	1154
141897	218863	977	740	1531	1160
142756	232959	975	743	1528	1164
143121	241295	981	738	1537	1156

En küçük kareler yöntemine göre Weibull parametreleri bulunmuştur. % 38 sıkıştırma oranı için korelasyon sayısı hesaplanmış ve Y 'deki değişikliğin % 97 'sinin X tarafından açıklanabileceği görülmüştür. Doğru denklemi $Y= 5.68X-70.487$ olarak elde edilmiştir.

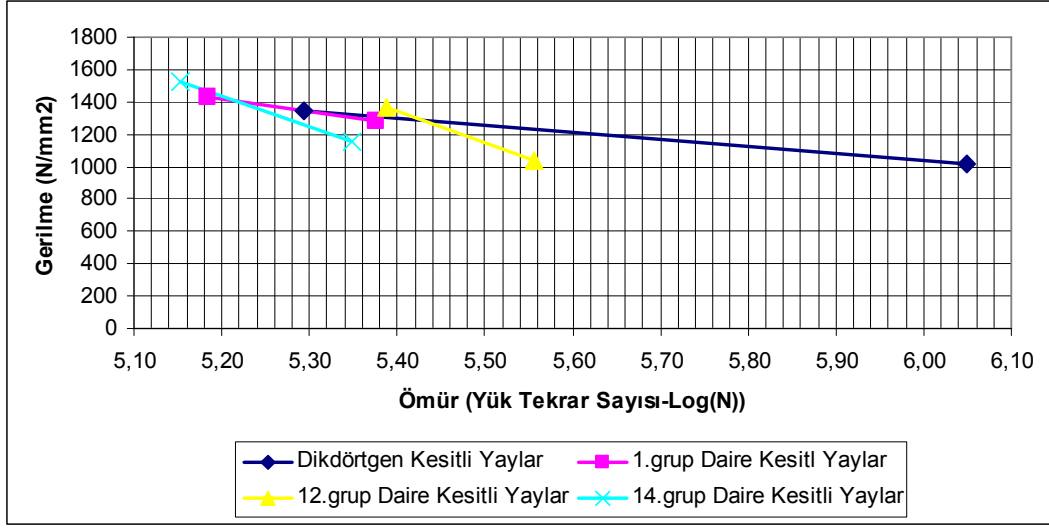
Yapılan uyumluluk testleri ile verilerin Weibull Dağılımına uygun olduğu belirlenmiştir.

Ondördüncü grup daire kesitli yayların % 38 ve % 50 sıkıştırma oranları için yapılan testler sonucunda ulaşılan ömür-gerilme diyagramları Şekil 5.32 'deki gibidir.



Şekil 5.32 Ondördüncü Grup Daire Kesitli Yaylar İçin Gerilme-Ömür Diyagramı

Şekil 5.33 'de, yapılan yorulma deneyleri sonucunda dikdörtgen kesitli yaylar ve bu yaylara eşdeğer olabileceği düşünülerek belirlenen birinci, onikinci ve ondördüncü grup daire kesitli yayların % 38 ve % 50 sıkıştırma oranı için elde edilen ömür-gerilme diyagramları karşılaştırma kolaylığı sağlaması amacıyla aynı grafik üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 5.33 Dikdörtgen Kesitli Yaylar ve Birinci-Onikinci ve Ondördüncü Grup Daire Kesitli Yayların Gerilme-Ömür Diyagramı

Şekil 5.33 'den de görüldüğü üzere dikdörtgen kesitli yayların göstermiş olduğu ömür değerini sağlayan daire kesitli yay bulunmamaktadır. Alternatifi olabileceği düşünülen daire kesitli yay gruplarına bakıldığında birinci ve onikinci grubun diğer gruba göre daha uzun süre dayandığı gözlenmiştir. Yayların kısa sürede kırılmalarına yaylar ile klavuz pimler arasındaki temas nedeniyle oluşan aşınmaların etkin olduğu düşünülmüştür. Bu nedenle, yaylar ile klavuz pimlerin temasını azaltmak için Şekil 5.34 'te görüldüğü şekilde yayların klavuzlanması yapılmıştır. Yayları klavuzlamak amacıyla yayın iki ucuna mekanik, fiziksel, kimyasal ve elektriksel özelliklerinden dolayı tüm sanayi kollarında çok kullanılan döküm poliamid (ticari adı:kestamid) parça konulmuştur. Alüminyum, bakır, bronz, çelik, fiber, pirinç ve diğer metallerin kullanıldığı birçok ortamda bu metallerin yerine kullanılmaktadır. Bu metallerden daha ucuz, daha hafif, daha dayanıklı ve daha uzun ömürlü olduğu için kestamid malzeme tercih edilmiştir. Yüksek aşınma ve darbe dayanımı, kestamidi uzun ömürlü kılmaktadır [50].

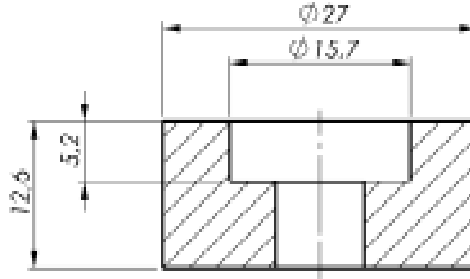
Kestamid ince bir silindir şeklinde kesilmiş ve merkezinden pim geçecek şekilde delik açılmıştır. Yayın iki ucuna kestamid parçasının takılabilmesi için, kestamid yayın dış çapı

kadar bir miktar delinmiştir. Yay, iki ucundan hazırlanan kestamid parçaların içine yerleştirilmekte ve yayın deneyler esnasında cihazdan çıkmasını engellemek için içerisinden pim geçirilerek Şekil 5.34 'te gösterildiği gibi deney cihazına bağlanmaktadır.



Şekil 5.34 İki Ucu Kestamid ile Kılavuzlanmış Yay Örneği

Kestamid parçanın kesit görünüşü Şekil 5.35 'te görülmektedir.



Şekil 5.35 Kestamid Parçanın Kesit Görünüşü

Yayların iki ucuna kestamid parça konularak yorulma deneyleri yay boyunun % 38 ve % 50 sıkışma oranı için tekrarlanmış ve elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir.

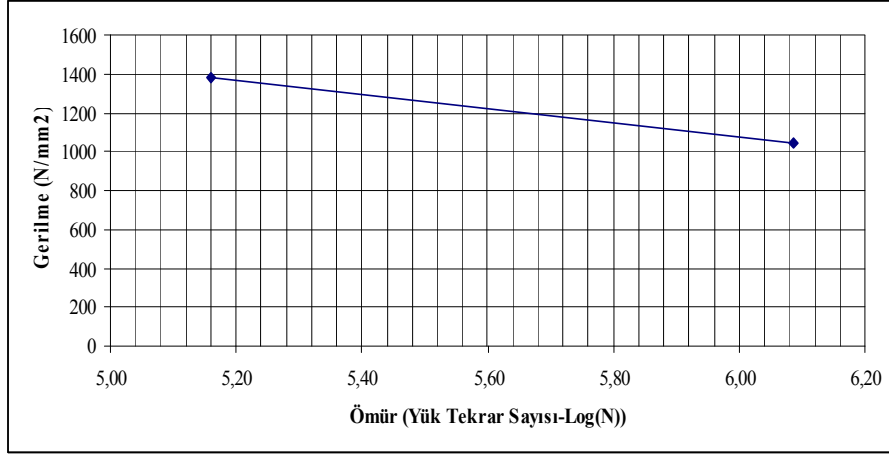
5.5.1.5.5 Kestamid ile Kılavuzlanan Birinci Grup Daire Kesitli Yaylar

Birinci grup daire kesitli yayların iki ucuna kestamid parça konularak yapılan yorulma testleri sonucunda elde edilen veriler Tablo 5. 21 'de verilmiştir.

Tablo 5.21 Birinci Grup Daire Kesitli Yayların % 50 ve % 38 Sıkıştırma Oranındaki Verileri

Kırıldığı Andaki Yük Tekrar Sayısı		Kuvvet (N)		Gerilme (N/mm ²)	
% 50 sıkıştırma oranı	% 38 sıkıştırma oranı	% 50 sıkıştırma oranı	% 38 sıkıştırma oranı	% 50 sıkıştırma oranı	% 38 sıkıştırma oranı
145811	1182060	543	467	1281	1100
143117	1313822	644	467	1516	1099
146920	1154529	612	412	1441	971
142251	1196801	600	464	1413	1093
142081	1238617	577	439	1359	1035
149226	1136823	591	436	1393	1027
144271	1210932	585	464	1378	1092
142038	1300844	595	439	1403	1033

Kestamid parça ile kılavuzlanan birinci grup daire kesitli yayların % 38 ve % 50 sıkıştırma oranında yapılan yorulma testleri sonucunda elde edilen ömür-gerilme diyagramı Şekil 5.36 'da görülmektedir.



Şekil 5.36 Kestamid ile Kılavuzlanan Birinci Grup Daire Kesitli Yaylar İçin Gerilme-Ömür Diyagramı

5.5.1.5.6 Kestamid ile Kılavuzlanan Onikinci Grup Daire Kesitli Yaylar

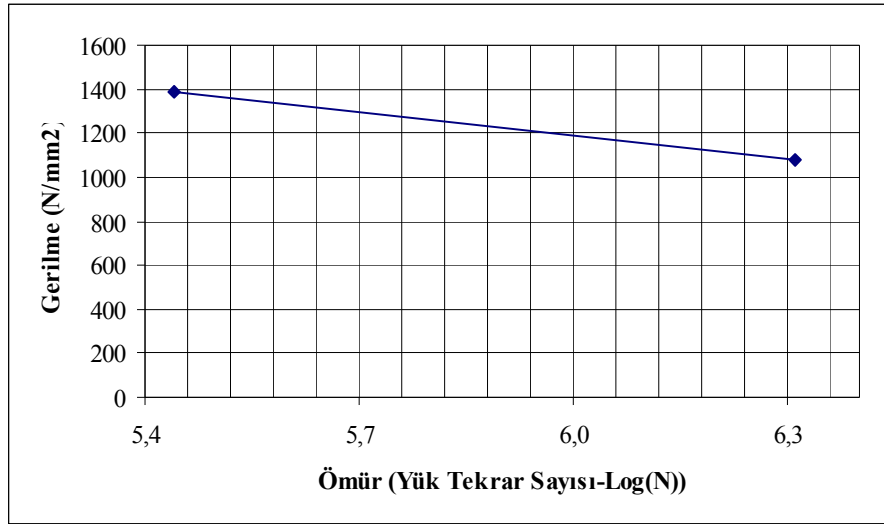
Onikinci grup daire kesitli yaylar için kestamid parça ile kılavuzlama yapılarak gerçekleştirilen % 38 ve % 50 sıkıştırma oranlarındaki yorulma testlerinden elde edilen yük tekrar sayıları, kuvvet ve gerilme değerleri Tablo 5.22 'de verilmiştir.

Tablo 5.22 Onikinci Grup Daire Kesitli Yayların % 50 ve % 38 Sıkıştırma Oranındaki Verileri

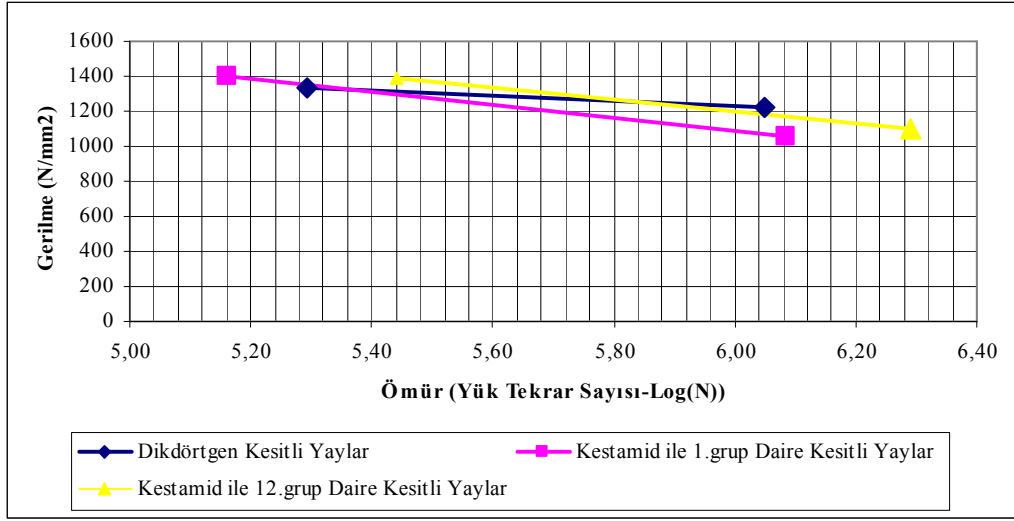
Kırıldığı Andaki Yük Tekrar Sayısı		Kuvvet (N)		Gerilme (N/mm ²)	
% 50 sıkıştırma oranı	% 38 sıkıştırma oranı	% 50 sıkıştırma oranı	% 38 sıkıştırma oranı	% 50 sıkıştırma oranı	% 38 sıkıştırma oranı
259218	1919700	932	674	1547	1119
264596	2592000	783	632	1299	1048
280797	1360800	810	649	1345	1076
286203	1863437	819	655	1360	1087
276417	1856615	831	647	1379	1073
269951	1840755	825	673	1368	1117
283092	2041152	819	630	1360	1046
285190	2185543	870	652	1444	1083

Kestamid parça ile kılavuzlama yapılarak gerçekleştirilen deney sonuçlarının Weibull Dağılımına uygunluğunu belirlemek amacıyla, en küçük kareler yöntemi ile Weibull parametreleri bulunmuştur. % 38 sıkıştırma oranı için korelasyon sayısı hesaplanmış ve Y 'deki değişikliğin % 88 'inin X tarafından açıklanabileceği görülmüştür. Doğru denklemi $Y= 5.64X-82.237$ olarak elde edilmiştir. Gerilme-ömür diyagramı oluşturulurken, % 38 sıkıştırma oranı için üçüncü gözlem değeri diğer değerlerden çok düşük olduğu için dikkate alınmamıştır.

Şekil 5.37 'de onikinci grup daire kesitli yaylar için % 38 ve % 50 sıkıştırma oranlarında yapılan yorulma testlerinden elde edilen ömür ve gerilme değerleri görülmektedir.



Şekil 5.37 Kestamid ile Kılavuzlanan Onikinci Grup Daire Kesitli Yaylar İçin Gerilme-Ömür Diyagramı



Şekil 5.38 Dikdörtgen Kesitli Yaylar ve Kestamid Parça ile Kılavuzlanan Birinci ve Onikinci Grup Daire Kesitli Yayların Gerilme-Ömür Diyagramı

Şekil 5.38 'de kestamid parça ile kılavuzlama yapılarak gerçekleştirilen Birinci ve onikinci grup yayların deney sonuçları değerlendirildiğinde, kestamid parça konulmasının yayların ömürlerini arttırdığı gözlenmiştir. Birinci ve onikinci grup daire kesitli yayların kestamid parça ile kılavuzlanarak yapılan deneyler sonucunda ömür değerlerinin bir milyon tekrarı geçtiği görülmüştür. İki grup yay arasından onikinci grup daire kesitli yayın birinci grup daire kesitli yaya göre ömür değerinin daha fazla olması, bu yay grubunu dikdörtgen kesitli yaya eşdeğer olabilecek yay önerisinde ön plana çıkarmaktadır. Yapılan yorulma deneyleri sonucunda, onikinci grup daire kesitli yayların kılavuzlanması ile dikdörtgen kesitli yayların sağladığı ömür değerine ulaşacaklarını ve hatta bu ömür değerinden daha uzun süre işlevlerini yerine getirebilecekleri söylenebilmektedir.

Kestamid parçanın rijitlik üzerine etkisi araştırılmış ve hesaplamalar aşağıda verilmiştir.

Yay ve kestamid seri bağlı olduğundan rijitlik Eşitlik (5.36) ile hesaplanır.

$$\frac{1}{c} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \frac{1}{c_3} \quad (5.36)$$

Kestamid parçanın elastisite modülü $E = 4000 \text{ MPa}$ 'dır.

Aynı sıkıştırma oranında kuvvet değerini rijitliğin değişimi etkileyebilir. Bu nedenle rijitlik Eşitlik (5.37) 'den bulunur.

$$c = \frac{A \times E}{l} \quad (5.37)$$

$$A = 143.25 \text{ mm}^2$$

Kestamid parçanın rijitlik değeri Eşitlik (5.37) 'den hesaplanır.

$$c = \frac{143.25 \times 4000}{12.6} = 45476.19 \text{ N/mm}$$

Ortalama rijitlik formülü Eşitlik (5.36) 'dan,

$$\frac{1}{c} = \frac{1}{45476.16} + \frac{1}{21.773} + \frac{1}{45476.16}$$

$$c = 21.753 \text{ olarak bulunur.}$$

Deneysel olarak kestamid ile kılavuzlanan yayın rijitliği ölçülmüş ve elde edilen sonuca göre yayın rijitliğinde çok küçük bir değişiklik görülmüştür. Bu değer çok küçük olduğundan kestamid parçanın uygulanan kuvveti etkilemediği söylenebilir.

Yayların kestamid ile kılavuzlanması nedeniyle ömürlerinin yüksek oluşunun kılavuzlama etkisiyle mi yoksa kestamidin sönümlenme etkisiyle mi olduğunu değerlendirmek amacıyla yayların uçlarına Şekil 39 'da görüldüğü gibi pirinç malzemedeki kılavuz yapılarak bir Wöhler Eğrisi oluşturulmuştur. Pirinç malzeme ile kılavuzlama yapılan onikinci yayın % 50 ve % 38 sıkıştırma oranındaki kuvvet, gerilme

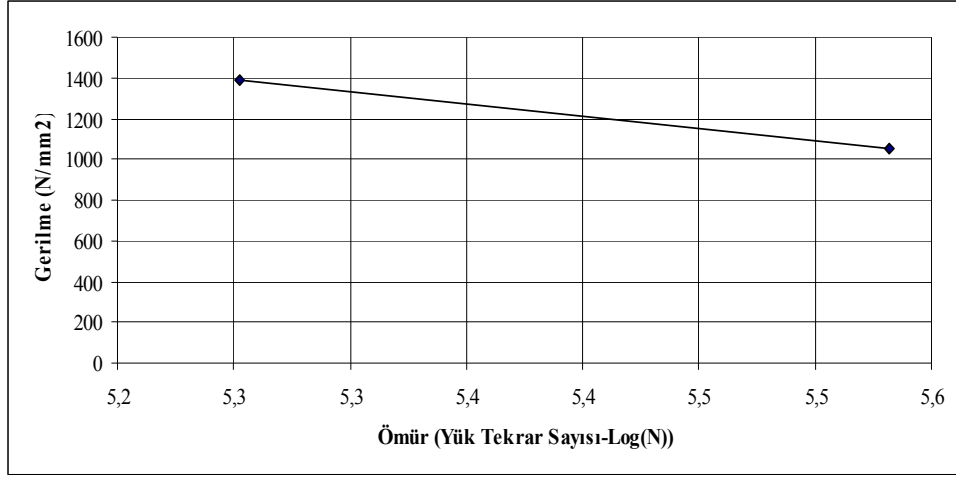
ve kırıldıkları ana kadar olan yük tekrar sayıları Tablo 5.23 'de ve oluşturulan Wöhler Eğrisi Şekil 40 'da görülmektedir.



Şekil 39 İki Ucu Pirinç ile Kılavuzlanmış Yay Örneği

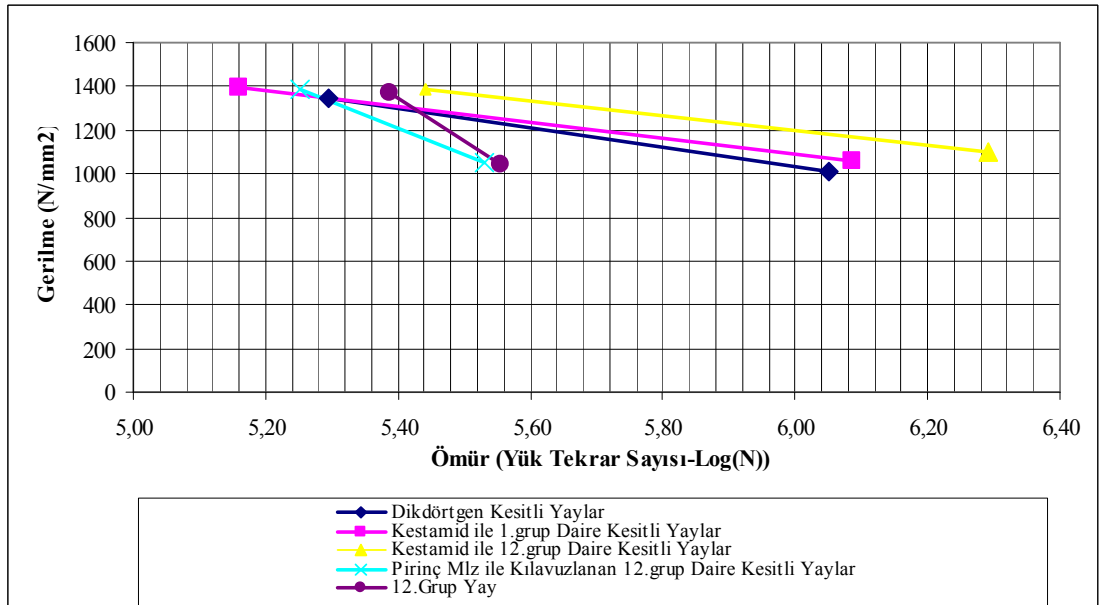
Tablo 5.23 Pirinç ile Kılavuzlanan Onikinci Grup Daire Kesitli Yayların % 50 ve % 38 Sıkışma Oranındaki Verileri

Kırıldığı Andaki Yük Tekrar Sayısı		Kuvvet (N)		Gerilme (N/mm ²)	
% 50 sıkışma oranı	% 38 sıkışma oranı	% 50 sıkışma oranı	% 38 sıkışma oranı	% 50 sıkışma oranı	% 38 sıkışma oranı
250891	295496	831	630	1379	1045
164024	387165	859	651	1425	1080
151832	379412	831	630	1380	1046
148329	299184	828	628	1375	1042



Şekil 40 Pirinç ile Kılavuzlanan Yayın Wöhler Eğrisi

Şekil 40 'da görüldüğü gibi, dikdörtgen kesitli yay, kestamid ile kılavuzlanan birinci ve onikinci grup yaylar ve pirinç malzeme ile kılavuzlanan yayların karşılaştırmalı olarak ömür diyagramı Şekil 41 'de verilmiştir.



Şekil 41 Dikdörtgen Kesitli Yaylar, Kestamid Parça ile Kılavuzlanan Birinci ve Onikinci Grup Daire Kesitli Yaylar ve Pirinç ile Kılavuzlanan Onikinci Grup Daire Kesitli Yayların Gerilme-Ömür Diyagramı

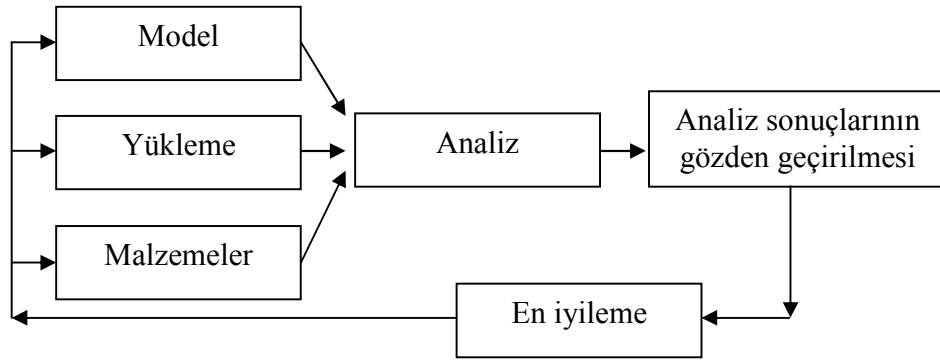
Şekil 41 'den de görüldüğü üzere; yayların, pirinç ve kestamid malzemelerle kılavuzlama yapılarak deneylere tabi tutulması sonucunda, kestamid malzeme ile kılavuzlama yapılarak gerçekleştirilen deneylerde yayın yorulma ömrünün dikdörtgen kesitli yaylardan yüksek olduğu görülmüştür. Pirinç malzeme ile kılavuzlama yapılan yayların yorulma deneyleri sonuçları, kılavuzlama yapılmadan elde edilen yorulma sonuçlarıyla karşılaştırıldığında yayların ömürlerinde değişme görülmemiştir. Yapılan deneyler sonucunda, kılavuzlama yapmanın yay yorulma ömrünü etkilemediği, ancak sönümlenme özelliği yüksek olan kestamid malzeme ile kılavuzlama yapılması durumunda, yay ömrünün dikdörtgen kesitli yayın ömrünün yaklaşık 1.5 katı olduğu görülmüştür.

Farklı yay grupları için, farklı sıkıştırma oranlarında yorulma deneyleri yapılmış ve elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir. Deney yapılan yayların parametrelerinin değiştirilmeleri durumunda, yorulma deneyleri tekrarlanacaktır. Deneylerin uzun sürmesi nedeniyle deney yapılmadan elde edilen veriler kullanılarak, değiştirilen durum için sonlu elemanlar analizi yardımıyla bir sonuca ulaşılabılır.

5.6 Solidworks Simülasyon Modülü ile Yapılan Analiz Sonuçları

Yapılan deneylerden elde edilen sonuçları karşılaştırmak ve/veya doğrulamak için, yayların Solidworks Yazılımı Simülasyon Modülü ile yorulma analizleri yapılmıştır.

Yaygın olarak kullanılan yorulma analizi prosedürü Şekil 5.42 'de verilmiştir. Analizin model, malzeme ve yükleme olmak üzere üç girdisi vardır. Model oluşturulup, malzeme seçimi yapıldıktan sonra, yüklemeler ve sınır koşullarına göre analiz gerçekleştirilir. Analiz sonuçları gözden geçirilerek en uygun sonuç elde edilir [40].

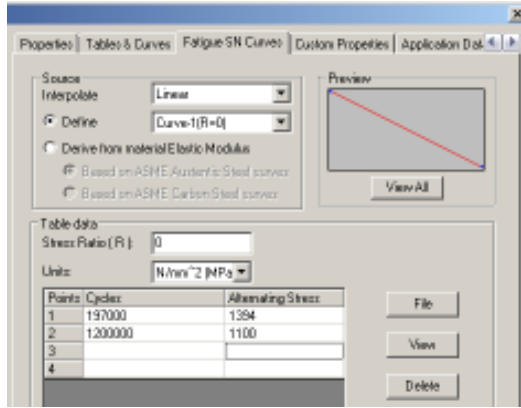


Şekil 5.42 Klasik Bir Yorulma Analizi Süreci

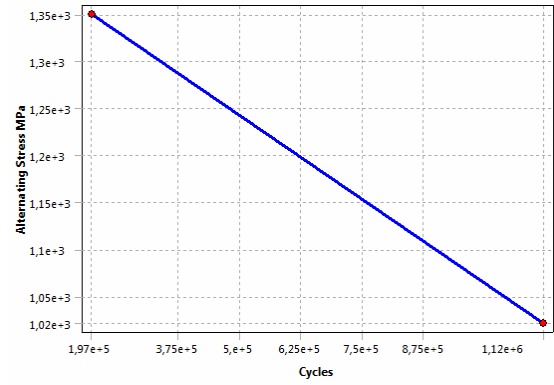
Çalışmada yay modeli Solidworks yazılımında oluşturulmuş ve simulation modülü kullanılmıştır. Malzeme tanımlanmış, yükleme ve sınır koşulları verilerek gerilme analizi yapılmıştır. Simulation modülü ile yapılan analiz sonuçları aşağıda verilmiştir.

5.6.1 Dikdörtgen Kesitli Yayların Sonlu Elemanlar Analizi

Analiz yapılacak dikdörtgen kesitli yayın özellikleri; uzunluk 76 mm, dış çap 15.7 mm, en-boy 3.4x2.2 mm ve rijitliği 17.8 N/mm 'dir. Yay malzemesi olarak DIN 17222 soğuk haddelenmiş çelik seçilmiştir. Çekme değeri 1860 MP_a, Elastisite Modülü 200000 MP_a ve Poisson Oranı 0.3 olarak verilmiştir. Sonlu elemanlar yöntemiyle yorulma analizi yapabilmek için öncelikle ömür-gerilme eğrilerine ihtiyaç duyulmaktadır. Yapılan deneysel çalışmalar ile elde edilen Ömür-Gerilme değerleri Şekil 5.43-a 'da görüldüğü üzere SEY yazılımına tanıtılmış ve yazılım tarafından Şekil 5.43-b 'de verilen grafik oluşturulmuştur .



a)



b)

Şekil 5.43 Dikdörtgen Kesitli Yay için Ömür-Gerilme Diyagramı

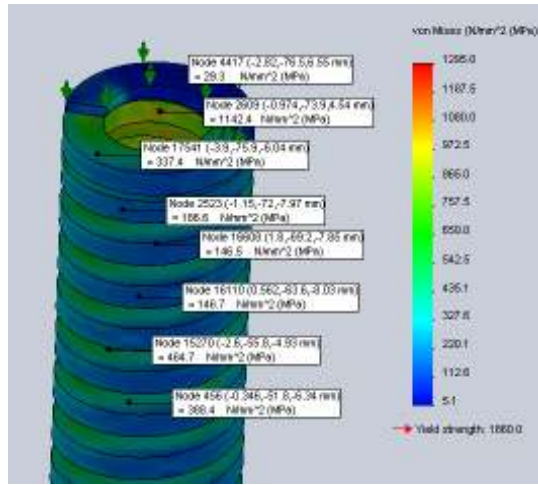


Şekil 5.44 Dikdörtgen Kesitli Yay için Sınır Koşulları ve Yükleme Şartları

Yay, Şekil 5.44 'de görüldüğü gibi alt yüzeyinden sabitlenmiş ve üst yüzeyinden sıkıştırma oranı kadar (yay boyunun % 38 'si) şekil değiştirmesini sağlayan yer değiştirme miktarı verilmiştir.

Yükleme şartları ve sınır koşullarına göre yayda meydana gelen eşdeğer gerilme değerleri Şekil 5.45 'de görülmektedir. Maksimum eşdeğer gerilme 1295 MPa olarak bulunmuştur. Yay telinin çekme mukavemeti 1860 MPa 'dır. Oluşan maksimum

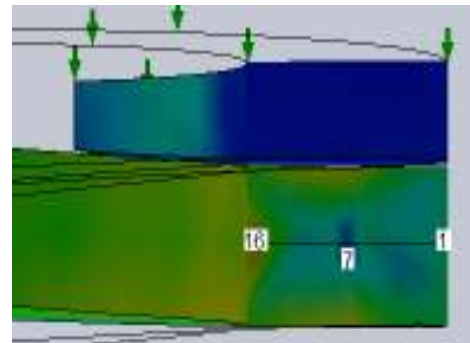
gerilme değeri bu sınırın altındadır. Şekil 5.46 'da gerilmelerin daha çok yayın iç yüzeylerinde olduğu görülmüştür. Deneyler sonucunda yay teli kırılmalarının yayın iç kısmında olduğu gözlenmiş olup SEY sonuçlarıyla deney sonuçları örtüşmektedir. Şekil 5.46 'de verilen grafik, yay telinin dış kenarından iç kenarına kadar 16 noktada alınan gerilme değerlerini göstermektedir. Şekilde 7 numaralı nokta, yay telinin merkezi olup bu noktadaki gerilmeler en küçük değere sahiptir.



Şekil 5.45 Dikdörtgen Kesitli Yay için Eşdeğer Gerilme ve Çeşitli Düğüm Noktalarındaki Gerilme Değerleri



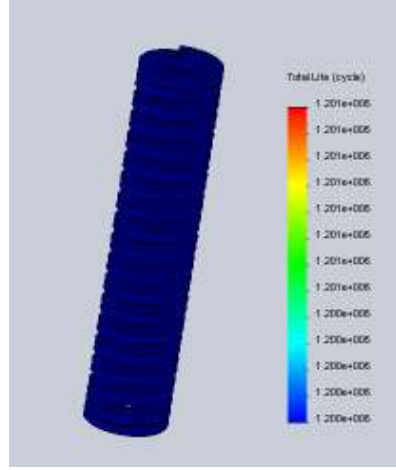
a



b

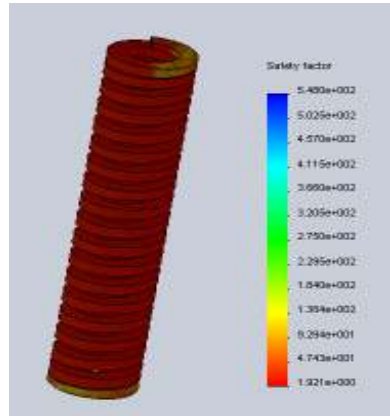
Şekil 5.46 Yay Telindeki Gerilme Değişimi

Şekil 5.47 'de Dikdörtgen kesitli yay için yapılan yorulma analizinde ömür değeri değerlendirilmiştir. Burada elde edilen sonuçlar, yorulma deneyleri sonucunda elde edilen ömür-gerilme diyagramına bağlıdır. Ömür değeri, yay yüzeyinde en az kaç yük tekrarından sonra çatlak oluşumunun başlayacağı ve sonuçta kırılmanın gerçekleşebileceğini göstermektedir.



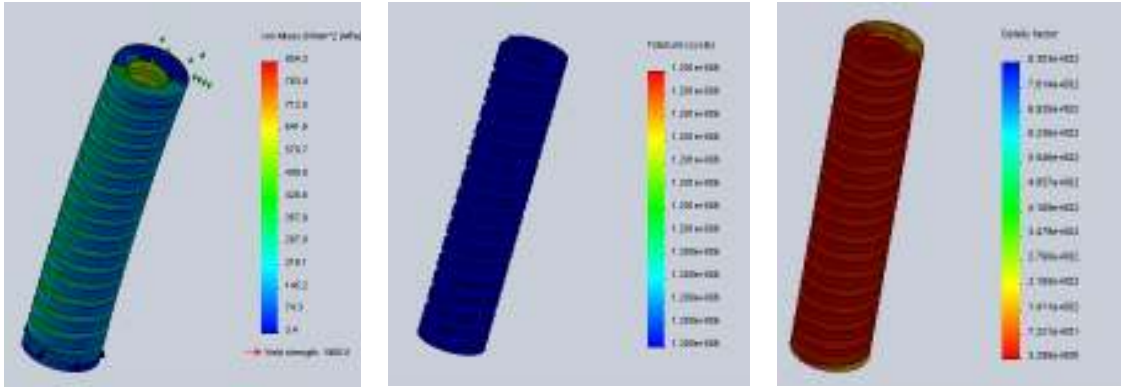
Şekil 5.47 Dikdörtgen Kesitli Yay için Ömür

Şekil 5.48 'de analiz sonucunda dikdörtgen kesitli yayın en az 1.2×10^6 yük tekrarı yapabildiği ve 1 milyon tekrarını 1.921 kat güvenli bir şekilde yapacağı görülmüştür.



Şekil 5.48 Dikdörtgen Kesitli Yay için Güvenlik Faktörü

Deneysel verilere bağılı olarak oluşturulan ömür-gerilme diyagramı yardımıyla; farklı gerilme değerleriyle yüklenen yaylar için de ömür tahmini yapılabilmektedir. % 25 sıkıştırma oranı için Şekil 5.49-a 'dan gerilme değerleri, 5.49-b 'den bu sıkıştırma oranı için yayın kaç yük tekrarından sonra kırılabileceğini gösteren ömür değerleri ve Şekil 5.49-c 'den bu ömrü 3.298 kat emniyetle sağlayacağını belirten güvenlik faktörü değerleri elde edilebilir.



a) Gerilme

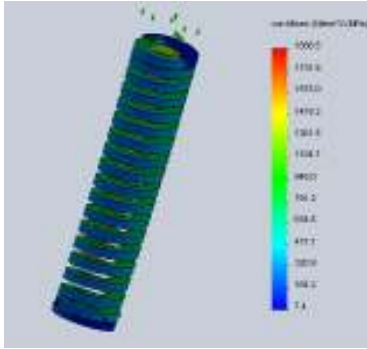
b) Ömür

c) Güvenlik Faktörü

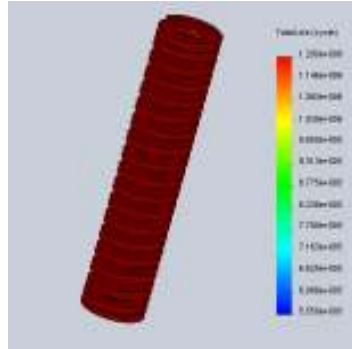
Şekil 5.49 %25 Sıkıştırma Oranı için Dikdörtgen Kesitli Yayın Gerilme, Ömür ve Güvenlik Faktörü

Yorulma deneyleri sonucunda elde edilen ömür-gerilme diyagramına göre, sıkıştırma oranının yay boyunun % 50 'den fazla olması durumu için yayda oluşacak gerilme değerleri Şekil 5.50-a 'da verilmiştir. Bu gerilme değeriyle yayın 10^6 yük tekrar sayısına ulaşamayacağı, 5.55×10^5 yük tekrar sayısından sonra kırılabileceği söylenebilir. Şekil 5.50-c 'de güvenlik faktörünün 1.081 olduğu görülmektedir. Bu değer, 5.55×10^5 yük tekrar sayısı için geçerlidir.

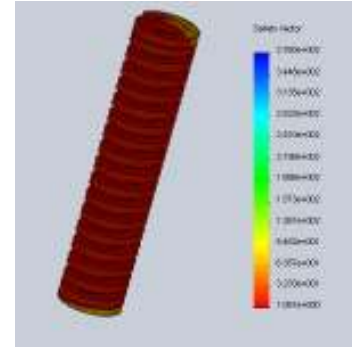
Şekil 5.51-a 'da tel kesit ölçüsü 2.8x1.9 mm olarak değiştirildiğinde elde edilen maksimum gerilme değeri 1814 MPa olarak bulunmuştur. Şekil 5.51-b 'de yayın en az 197000 yük tekrarı yapabileceği ve Şekil 5.51-c 'den de bu yük tekrarını 0.868 kat güvenle gerçekleştireceği söylenebilir.



a) Gerilme

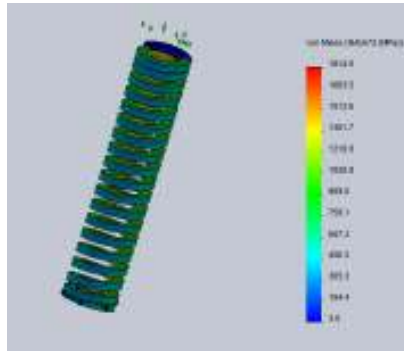


b) Ömür

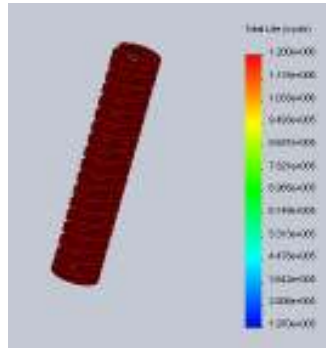


c) Güvenlik Faktörü

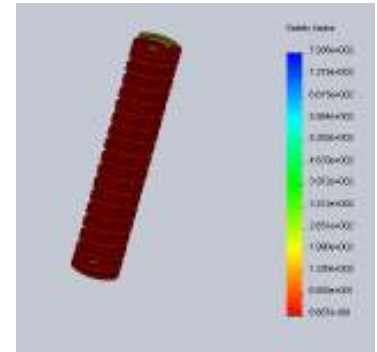
Şekil 5.50 % 50'den Fazla Sıkıştırma Oranı için Dikdörtgen Kesitli Yayın Gerilme, Ömür ve Güvenlik Faktörü



a) Gerilme



b) Ömür



c) Güvenlik Faktörü

Şekil 5.51 Tel Kesiti Değiştirilen Dikdörtgen Kesitli Yay için Gerilme, Ömür ve Güvenlik Faktörü

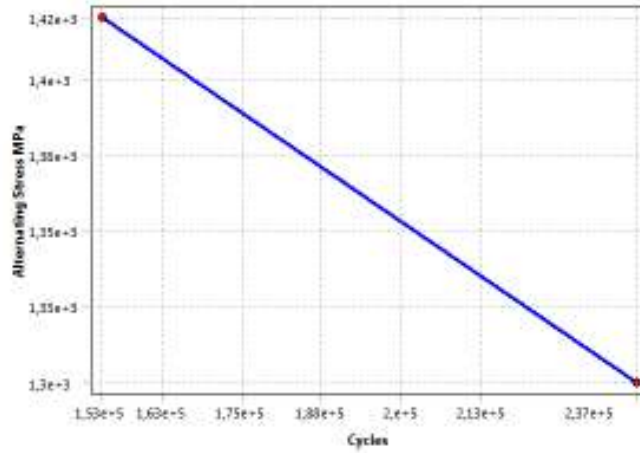
5.6.2 Birinci Grup Daire Kesitli Yayların Sonlu Elemanlar Analizi

Sonlu elemanlar analizi yapılacak birinci grup daire kesitli yayın özellikleri aşağıda verilmiştir.

Uzunluk (L)	= 76 mm
Dış çap (D_d)	= 15.7 mm
Tel çapı (d)	= 2.5 mm
Rijitlik (c)	= 17.8 N/mm

Malzeme olarak DIN 17223 soğuk çekilmiş yuvarlak yay teli seçilmiştir. Çekme mukavemeti değeri 1860 MPa, Elastisite Modülü 200.000 MPa ve Poisson Oranı 0.3 olarak verilmiştir.

Yapılan yorulma deneylerinden elde edilen Ömür-Gerilme diyagramı Şekil 5.52 'de ve sınır koşulları ve yükleme şartları Şekil 5.53 'de görülmektedir.

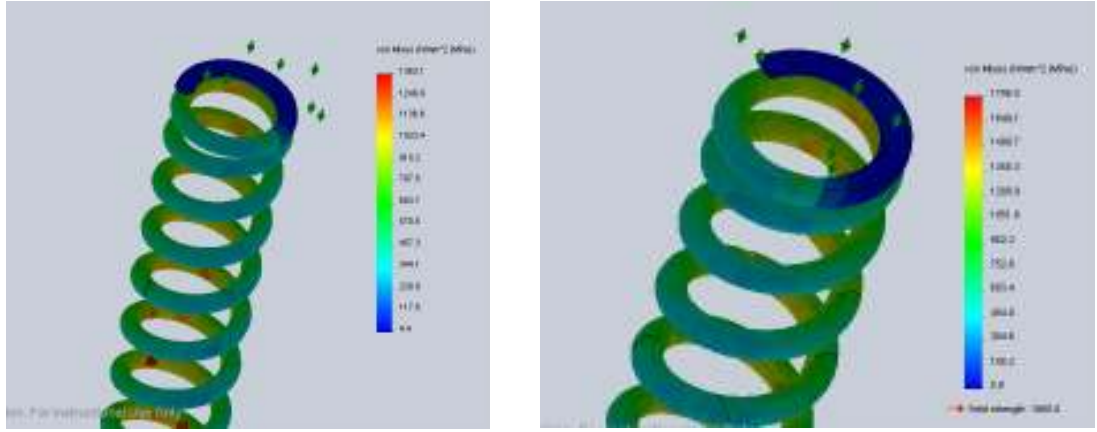


Şekil 5.52 Birinci Grup Daire Kesitli Yay için Ömür-Gerilme Diyagramı

Yay, Şekil 5.53 'de alt yüzeyinden sabitlenmiş ve diğer yönlerdeki hareketleri kısıtlanarak sadece sıkıştırma miktarı kadar ilerleyecek şekilde yer değiştirme uygulanmıştır. Tüm veriler girildikten sonra yayda oluşan eşdeğer gerilmeye bakılmıştır. Şekil 5.54-a 'da % 38 sıkıştırma oranı için elde edilen maksimum gerilme değeri 1363 MPa ve Şekil 5.54-b 'de % 50 sıkıştırma oranı için elde edilen maksimum gerilme değeri 1798 MPa olarak bulunmuştur. Gerilmelerin en fazla yayın iç yüzeyinde olduğu gözlenmiştir.



Şekil 5.53 Birinci Grup Daire Kesitli Yay İçin Sınır Koşulları ve Yükleme Şartları

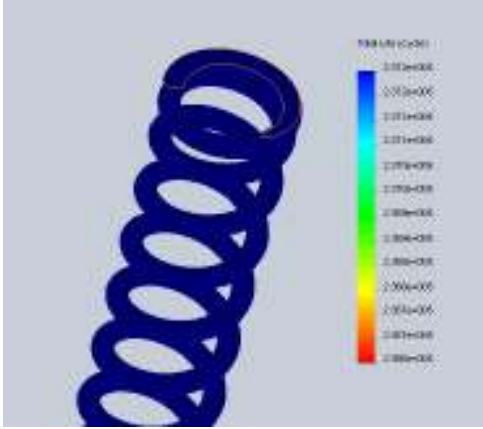


a) % 38 Oranında Sıkıştırma

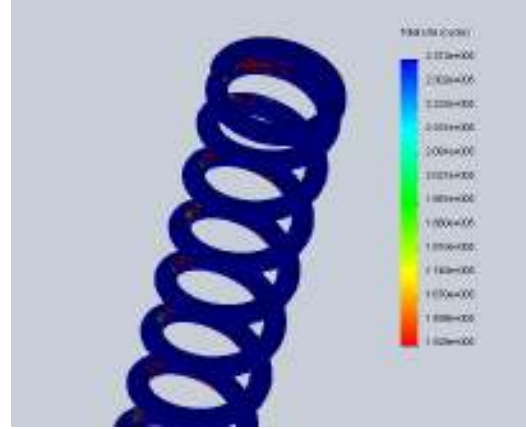
b) % 50 Oranında Sıkıştırma

Şekil 5.54 Birinci Grup Daire Kesitli Yay için Eşdeğer Gerilme

Şekil 5.55 'de yayların kırılmadan işlevini yapacağı tekrar sayısını belirlemek için ömür sonucuna bakılmış ve tanımlanan ömür-gerilme değerlerine göre; % 38 sıkıştırma oranı için en küçük ömür değeri 236600 ve % 50 sıkıştırma oranı için de 152900 olarak bulunmuştur.

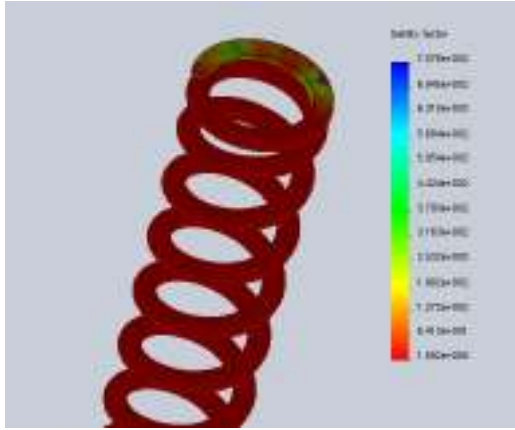


a) % 38 Sıkıştırma Oranı

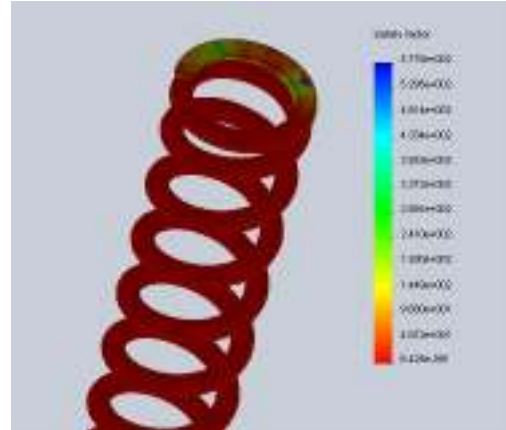


b) % 50 Sıkıştırma Oranı

Şekil 5.55 Birinci Grup Daire Kesitli Yay için Ömür



a) % 38 Sıkıştırma Oranı



b) % 50 Sıkıştırma Oranı

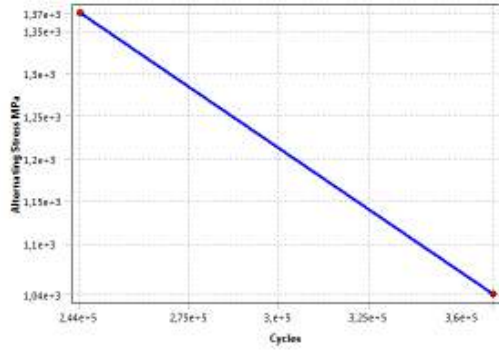
Şekil 5.56 Birinci Grup Daire Kesitli Yay için Güvenlik Faktörü

Çalışmada daha uygun sonuçlar alınan birinci grup daire kesitli yayın güvenlik faktörü değerleri Şekil 5.56 'da verilmiştir. % 38 sıkıştırma oranı için yayın en küçük güvenlik faktörü değeri $1.092 > 1$ olarak bulunmuştur. Girilen ömür-gerilme değerlerinde bu yayın % 38 sıkıştırma oranında güvenle çalışacağını göstermektedir. % 50 sıkıştırma oranı

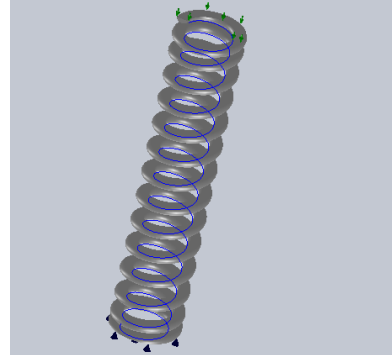
için en küçük güvenlik faktörü $0.6425 < 1$ olduğundan yayın beklenen ömrü sağlamayacağı sonucu çıkarılır.

5.6.3 Onikinci Grup Daire Kesitli Yayların Sonlu Elemanlar Analizi

Sonlu elemanlar analizi yapılacak olan onikinci grup daire kesitli yayın uzunluğu 76 mm, dış çapı 15.7 mm, tel çapı 2.8 mm ve sarım sayısı 14 olarak verilmiştir. Bu yaylar için de yay yapım malzemesi olarak DIN 17223 soğuk çekilmiş yuvarlak yay teli seçilmiştir. Akma değeri 1830 MPa, Çekme değeri 1830 MPa, Elastisite Modülü 200000 MPa ve Poisson Oranı 0.3 olarak verilmiştir. Yapılan yorulma deneylerinden elde edilen Ömür-Gerilme diyagramı Şekil 5.57 'de görülmektedir.

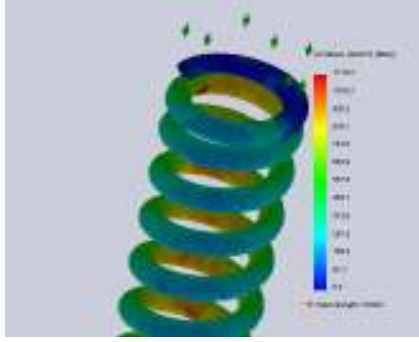


Şekil 5.57 Onikinci Grup Daire Kesitli Yay için Ömür-Gerilme Diyagramı

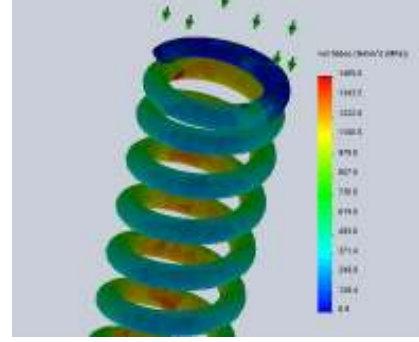


Şekil 5.58 Onikinci Grup Daire Kesitli Yay İçin Sınır Koşulları ve Yükleme Şartları

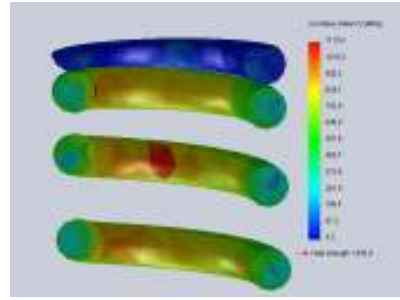
Yayın yükleme şartları ve sınır koşulları Şekil 5.58 'de görüldüğü gibi uygulanmıştır. Yay, alt yüzeyinden sabitlenmiş ve diğer yönlerdeki hareketleri kısıtlanarak sadece sıkışma miktarı kadar ilerleyecek şekilde yer değiştirme verilmiştir. Tüm veriler girildikten sonra yayda oluşan eşdeğer gerilmeye bakılmıştır. Şekil 5.59 'da % 38 ve % 50 sıkıştırma oranları için yayda oluşan eşdeğer gerilme değerleri verilmiştir.



a) % 38 Sıkıştırma Oranı



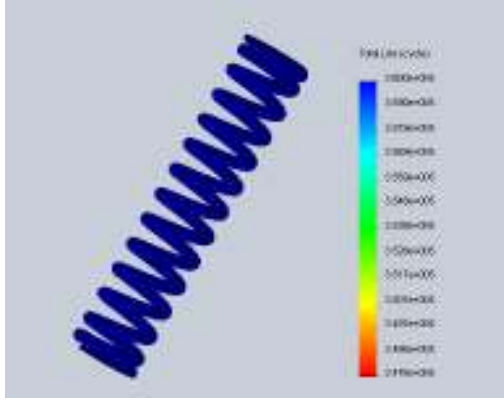
b) % 50 Sıkıştırma Oranı



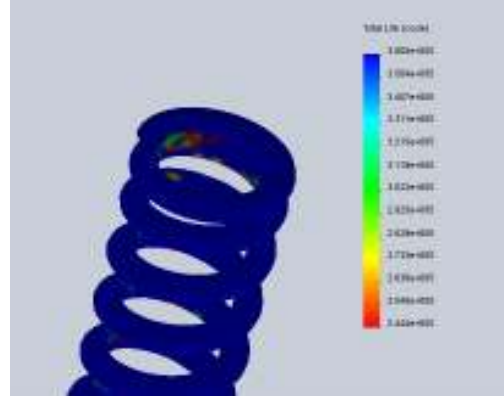
c) % 38 Sıkıştırma Oranında Oluşan Gerilmenin Kesitteki Görünüşü

Şekil 5.59 Onikinci Grup Daire Kesitli Yay İçin Eşdeğer Gerilme Değerleri

Maksimum gerilme değeri Şekil 5.59-a 'da % 38 sıkıştırma oranı için 1110 MPa ve % 50 sıkıştırma oranı için Şekil 5.59-b 'de 1465 MPa olarak bulunmuştur. Şekil 5.59-c 'de en büyük gerilmelerin yayın iç yüzeylerinde olduğu görülmektedir. Şekil 5.60 'da yayın her iki sıkıştırma oranı için ömür değerleri değerlendirilmiştir. % 38 sıkıştırma oranı için 347600 yük tekrarından sonra ve % 50 sıkıştırma oranı için de 244400 yük tekrarından sonra yayın kırılabileceği söylenebilir. Güvenlik faktörüne bakıldığında; Şekil 5.61-a 'da % 38 sıkıştırma oranı için $1.284 > 1$ olarak bulunmuştur. Bu değer, yayın girilen ömür-gerilme değerlerini belirlenen sıkıştırma oranında 1.284 kat güvenle gerçekleştirebileceğini gösterir. Şekil 5.61-b 'de % 50 sıkıştırma oranı için güvenlik faktörü $0.79 < 1$ olduğundan yay, boyunun % 50 sıkıştırılması durumunda, beklenen ömür değerini sağlayamadığı söylenebilir.

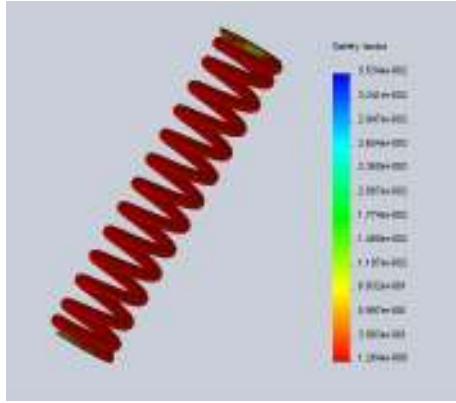


a) % 38 Sıkıştırma Oranı

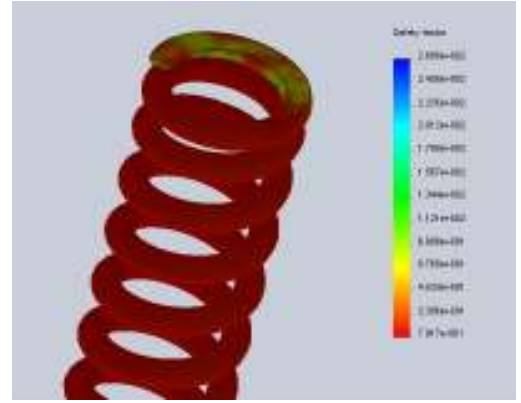


b) % 50 Sıkıştırma Oranı

Şekil 5.60 Onikinci Grup Daire Kesitli Yay için Ömür



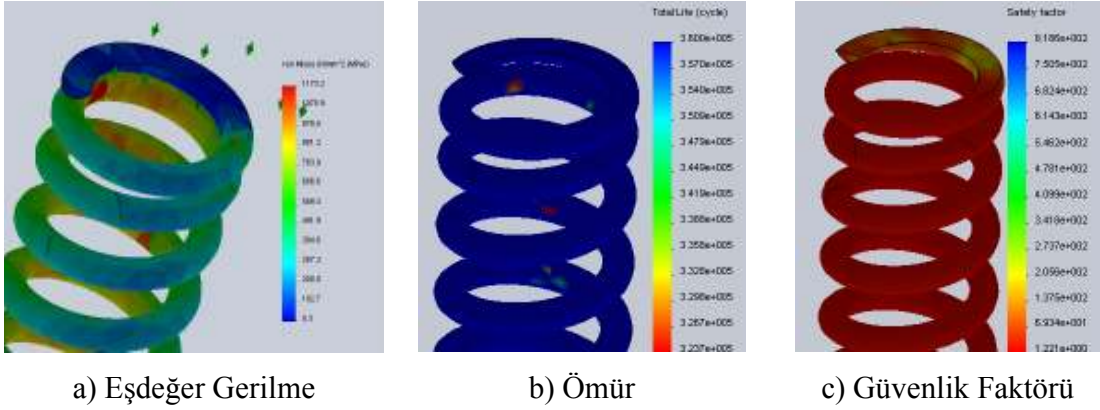
a) % 38 Sıkıştırma Oranı



b) % 50 Sıkıştırma Oranı

Şekil 5.61 Onikinci Grup Daire Kesitli Yay için Güvenlik Faktörü

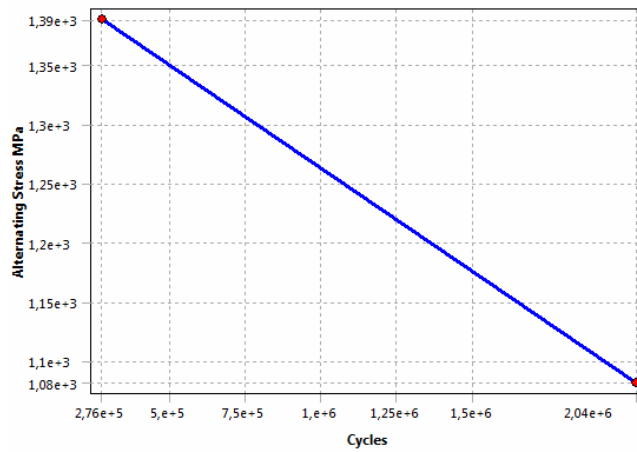
Onikinci grup daire kesitli yayın özellikleri değiştirilmeden sadece tel çapı 2.8 mm yerine 2.5 mm olursa yayda oluşacak gerilme değerleri Şekil 5.62-a 'da verilmiştir. Maksimum gerilme değeri 1173 MPa olarak bulunmuştur. Tel çapı azaldıkça yay üzerinde oluşan gerilmenin arttığı görülmektedir. Şekil 5.62-b 'de ömür değeri 2.5 mm tel çapı için 323700 'e düşmüş olup, Şekil 5.62-c 'de görüldüğü gibi güvenlik faktörü 1.221 olarak değişmiştir.



Şekil 5.62 Tel Çapı 2.5 mm Olarak Değiştirilen Onikinci Grup Daire Kesitli Yay için Eşdeğer Gerilme, Ömür ve Güvenlik Faktörü

5.6.4 Kestamid Parça ile Kılavuzlama Yapılan Onikinci Grup Daire Kesitli Yayın Sonlu Elemanlar Analizi

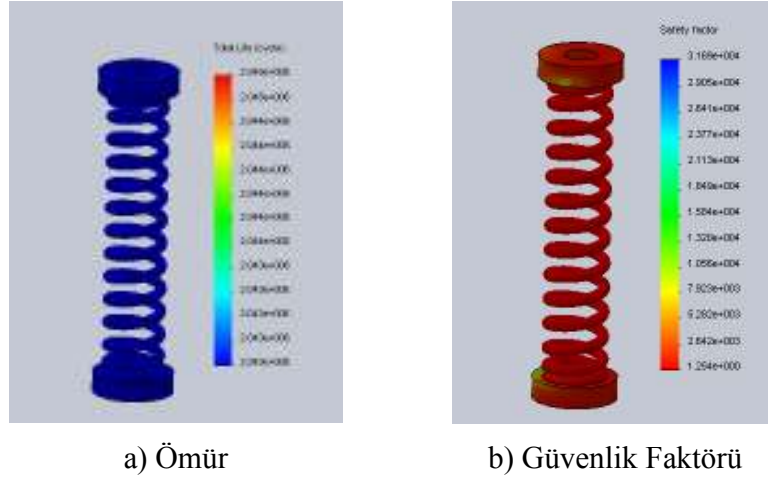
Şekil 5.38’de verilen kestamid parça ile kılavuzlama yapılarak gerçekleştirilen yorulma deneyleri sonucunda oluşturulan ömür-gerilme diyagramında en uzun ömrü onikinci grup daire kesitli yay gösterdiğinden sadece bu yay için Ömür-Gerilme değerleri SEY yazılımına tanıtılmış ve yazılımın oluşturduğu grafik Şekil 5.63 ’de verilmiştir.



Şekil 5.63 Kestamid Parça ile Kılavuzlanan Onikinci Grup Daire Kesitli Yay için Ömür-Gerilme Diyagramı

Kestamid parça ile kılavuzlanan 12. grup daire kesitli yay, iki ucunda bulunan kestamid parçaların birinin yüzeyinden sabitlenmiş ve diğerinin yüzeyinden tam boyun %38 'i kadar yer değiştirme verilmiştir.

Şekil 5.64-a 'da kestamid parça ile kılavuzlanan 12. Grup Daire Kesitli Yay için Ömür değerleri görülmektedir. Bu yükleme şartları altında kestamid ile klavuzlanan yayın sağlayacağı ömür değeri ortalama olarak 2.043×10^6 ve güvenlik faktörü Şekil 5.64-b 'de görüldüğü gibi 1.254 olarak bulunmuştur. Yayın sıkıştırma oranı % 38 'in altına düştüğünde elde edilen ömrün ve güvenlik katsayısının daha yüksek olacağı açıktır. Kestamid ile kılavuzlanan yaylarda 2.5×10^6 yük tekrar sayılarına ulaşılmış olup, deneylerin ortalaması 2.043×10^6 yük tekrar sayısıdır.



Şekil 5.64 Kestamid Parça ile Kılavuzlanan Onikinci Grup Daire Kesitli Yay için SEY Analiz Sonuçları

6. DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

Çalışmada amaç, kalıplarda kullanılan dikdörtgen kesitli yayların yerine, daire kesitli yaylarının kullanılabilirliğinin araştırılmasıdır. Bu nedenle, belirli kısıtlar dahilinde alternatif olabilecek daire kesitli yay grupları belirlenmiştir. Amaç, dikdörtgen kesitli yaylara alternatif olarak belirlenen daire kesitli yay gruplarından en uygununu seçmektir. En uygun seçimin yapılabilmesi için 0-1 Tamsayılı Programlama'dan yararlanılmıştır.

Uygulamada çoğu doğrusal programlama problemlerinde bölünebilirlik varsayımı geçerli olmadığı gibi bazı problemlerin “evet” veya “hayır” kararları ile ilişkili olduğu görülmektedir. Bu tür kararlarda iki olanaklı seçim sadece evet veya hayırdır. Sadece iki seçenekli kararlar, değerleri 0 ve 1 ile kısıtlanan karar değişkenleri ile gösterilir. Bu tür değişkenlere ikili (binary) değişkenler (veya 0-1 değişkenleri) adı verilir.

Tamsayılı programlama problemindeki tüm değişkenlerin ikili değişkenler yani 0 veya 1'e eşit olması istendiğinde, bu tür tamsayılı programlama problemine *ikili tamsayılı programlama* veya *0-1 tamsayılı programlama problemi* denir [51].

0-1 Tamsayılı programlama problemlerinde;

- Amaç fonksiyonu yazılırken, bütün katsayılar negatif olmama koşuluna uymalıdır.
- Amaç fonksiyonu en küçükleme olarak verilir. En büyükleme ise; -1 ile çarpılarak en küçükleme yapılır.
- Kısıtların tümü (\leq) şeklinde verilmelidir. Daha sonra bu kısıtlar, dolgu değişkenleri kullanılarak eşitlik haline getirilir [52, 53].

Belirlenen dikdörtgen kesitli yaya, eşdeğer olabilecek daire kesitli yayın özelliklerinin belirlenmesinde, yapılan yorulma deneyleri sonucunda elde edilen verilerden yararlanılmıştır. Amaç fonksiyonu oluşturulurken, yayların ömür değerleri dikkate alınmış ve ömür değerinde etkili olabilecek değişkenler belirlenmiştir. Bu değişkenler;

- Tel çapı (2.5 mm, 2.8 mm ve 3 mm)
- Dış çap (14.3 mm, 14.9 mm, 15.3 mm ve 15.7 mm)
- Rijitlik (15 ile 25 N/mm arası, 25 ile 35 N/mm arası ve 35 ile 45 N/mm arası)
- Sarım sayısı (8, 10, 12 ve 14) 'dir.

Burada yay ömrünü maksimize eden değişkenler seçilecektir. Belirlenen değişkenlere göre yayların ömür değerlerinin ortalamaları alınarak Amaç Fonksiyonu Eşitlik (6.1) 'deki gibi belirlenmiştir.

$$\max = A+B+C+D; \quad (6.1)$$

Burada,

- A : Tel çapı için ömür,
- B : Dış çap için ömür,
- C : Rijitlik için ömür,
- D : Sarım sayısı için ömür'dür.

Amaç fonksiyonu ile, alternatif olarak belirlenen daire kesitli yay grupları arasından tel çapına, dış çapa, rijitliğe ve sarım sayısına göre en uzun ömür değerini sağlayan daire kesitli yayın özelliklerinin belirlenmesi amaçlanmaktadır.

Tel çapları X, dış çaplar Y, rijitlik değerleri W ve sarım sayıları Z değişkeni ile gösterilmiştir. Tel çaplarına göre yaylar üç gruba ayrılmış ve her bir grup için yayların ömür değerlerinin ortalaması alınmıştır. Elde edilen değerler karar değişkenleri ile çarpılmış ve toplamları alınarak amaç fonksiyonunun tel çapına bağlı kısmı oluşturulmuştur. Aynı işlemler dış çap, rijitlik ve sarım sayısı için de yapılmıştır.

$A=X1*(148177)+X2*(205948)+X3*(129243);$
 $B=Y1*(190071)+Y2*(111694)+Y3*(168581)+Y4*(135002);$
 $C=W1*(211574)+W2*(154104)+W3*(129243);$
 $D=Z1*(132124)+Z2*(155117)+Z3*(141171)+Z4*(257207);$

Kısıt olarak, belirlenen karar değişkenlerinin uygun olması durumu için 1 değeri verilmiştir.

$X1+X2+X3=1;$
 $Y1+Y2+Y3+Y4=1;$
 $W1+W2+W3=1;$
 $Z1+Z2+Z3+Z4=1;$

ve tüm karar değişkenlerinin ikili değişken olduğu belirtilmiştir.

Çözüm için Lingo11.0 demo versiyonu kullanılmıştır.

Global optimal solution found.

Objective value:	864800.0
Extended solver steps:	0
Total solver iterations:	0

Variable	Value	Reduced Cost
A	205948.0	0.000000
B	190071.0	0.000000
C	211574.0	0.000000
D	257207.0	0.000000
X1	0.000000	-148177.0
X2	1.000000	-205948.0
X3	0.000000	-129243.0
Y1	1.000000	-190071.0
Y2	0.000000	-111694.0
Y3	0.000000	-168581.0
Y4	0.000000	-135002.0
W1	1.000000	-211574.0
W2	0.000000	-154104.0
W3	0.000000	-129243.0
Z1	0.000000	-132124.0
Z2	0.000000	-155117.0
Z3	0.000000	-141171.0
Z4	1.000000	-257207.0

Row	Slack or Surplus	Dual Price
1	864800.0	1.000000
2	0.000000	1.000000
3	0.000000	1.000000
4	0.000000	1.000000
5	0.000000	1.000000
6	0.000000	0.000000

7	0.000000	0.000000
8	0.000000	0.000000
9	0.000000	0.000000

Elde edilen sonuçlara bakıldığında, amaç fonksiyonunu maksimum yapan yay seçimi için uygun olan değişkenler 1 değerini almıştır. Bunlar; tel çapı 2.8 mm olan X_2 , dış çapı 15.7 mm olan Y_1 , rijitlik değeri 15 ile 25 N/mm arasında olan W_1 ve sarım sayısının 14 olduğu Z_4 değişkenleridir.

Yapılan deneyler sonucunda da önerilen daire kesitli yayın özelliklerinin 0-1 Tamsayılı programlama ile ulaşılan sonuca uygun olduğu görülmüştür. Deneyler sonucunda belirlenen gruplar arasından dikdörtgen kesitli yayın yerine önerilen daire kesitli yayın özellikleri aşağıda verilmiştir.

Uzunluk L : 76 mm
Dış çap D_d : 15.7 mm
Tel çapı d : 2.8 mm
Rijitlik c : 21.8 N/mm

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

7.1 Sonuçlar

Dikdörtgen kesitli yayların yerine dairesel kesitli yayların kullanılabilirliğinin incelenmesi amacıyla yapılan deneylerde yay uzunlukları sabit tutulmuştur. Bazı numunelerde baz alınan dikdörtgen kesitli yayın dış çapı, bazı numunelerde de baz alınan yayın iç çapı ile aynı olacak şekilde tel çapları ve sarım sayıları değiştirilerek toplam onbeş farklı grup yay tasarımı yapılmış ve imalatı sağlanmıştır. Yay tasarımlarında baz alınan yayın rijitliği ve yay kesitinde meydana gelen gerilmelerin aynı olmasını sağlayacak tasarımlar da yapılmıştır. Tel kesitinde aynı gerilme değerini veren daire kesitli yay, beklenen ömür değerinden çok önce kırılmıştır. Rijitliklerin aynı olmasını sağlayacak daire kesitli yayın ömrü, deneye tabi tutulan diğer dairesel kesitli yaylara göre daha yüksek olmasına rağmen sadece hafif şiddetli yüklemeler altında 10^6 yük tekrar sayısını sağlayabilmiştir.

Çalışmanın ilk aşamalarında tasarlanıp üretimi gerçekleştirilen çift sıkıştırma oranlı yay yorulma cihazı ile aynı anda iki farklı sıkıştırma miktarında deneyler yapılabilmektedir. Bu deney düzeneğine, test için belirli sayıdan oluşan iki grup yay bağlanabilmekte ve aynı deney süresince bu iki gruba biri diğerinden farklı olacak şekilde iki sıkıştırma oranı uygulanabilmektedir. Bu özelliği ile literatürde karşılaşılan deney düzeneklerinden farklı olan bu deney düzeneğinin kullanılması halinde ilgili alanda çalışmalara ve araştırmacılara katkı sağlayabileceği değerlendirilmektedir. Bu çalışmanın ilk aşamasında yapımı gerçekleştirilen çift sıkıştırma oranlı yay yorulma cihazının yüksek frekanslarda çalışır hale getirilmesiyle deney süreleri oldukça kısalmaktadır. Aynı çalışma prensibi ile tasarlanıp üretimi gerçekleştirilen elektromekanik yay yorulma cihazı ile tek sıkıştırma oranında deneyler yapılabilmekte, ancak daha

yüksek hızla çalışabildiği için daha fazla deney daha kısa sürede gerçekleştirilebilmektedir.

Bu çalışmada, her iki yay grubu için de şiddetli (sıkıştırma miktarı % 50) ve orta şiddetli (sıkıştırma miktarı % 38) zorlamalar kullanılmıştır. Hafif şiddetli yüklemeler altında (sıkıştırma miktarı % 25) ilk yapılan testlerde % 25 sıkıştırma miktarı kullanılmış olup bu testlerde 10^6 yük tekrarlarına erişilmiştir. Ancak düşük frekanslı makineler ile yapılan bu denemelerde deney süresinin çok uzun oluşu ve yapılan çalışmada amaç her iki yayı aynı çalışma koşulları altında teste tabi tutup, elde edilen sonuçları karşılaştırmak olduğu için bu sıkıştırma miktarının kullanımından vazgeçilmiştir.

Tasarlanan ve üretimi gerçekleştirilen deney düzenekleri ile farklı sıkıştırma oranları (şiddetli ve orta şiddetli yükleme) için yapılan deneyler sonucunda; referans olarak alınan dikdörtgen kesitli yayların gösterdiği performansı sağlayacak daire kesitli yay olmadığı görülmüştür. İlk çalışma sonuçlarına göre hafif şiddetli yüklemelerde ise 10^6 yük tekrar sayılarına erişilebilmektedir.

Dikdörtgen kesitli yaylara göre 1.5 kat ve daha fazla yüksek rijitliğe sahip yaylar deneysel çalışma sırasında boyca aşırı kısalma göstermişlerdir.

Çalışmada, düşük frekans (~60 - 1/dakika) ile çalışan iki adet deney düzeneğinden ve yüksek frekans (540 - 1/dak) ile çalışan deney düzeneklerinden elde edilen sonuçlara göre, yüksek frekanslarda çalışan yayların yorulma ömürleri daha fazladır.

Deneysel yüklemelerde yüklemeler öngerilmeli ve öngerilmemiş olarak ayrı ayrı değerlendirilmiştir. Bu testlerden alınan sonuçlara göre; öngerilmeli yüklenen yayların ömürleri yüksek olmaktadır. Ön gerilmemiş yüklemelerde yayların daha önce kırılmasının nedeni; yaya titreşimli kuvvet uygulanmasıdır.

Dikdörtgen yaylar ile benzer rijitlik değerine sahip dairesel kesitli 2.5 ve 2.8 mm tel çaplı yayların yorulma ömürleri birbirine benzerlik göstermektedir. Ancak, deneysel

çalışmada belirlenen parametrelere uyum sağlayabilecek dairesel kesitli yayların hiç biri aynı çalışma koşullarında dikdörtgen kesitli yayların ömür değerini karşılayamamaktadır.

Daire kesitli yay gruplarının ömür değerlerinin dikdörtgen kesitli yayların ömür değerlerinden çok küçük olmasının nedeni olarak kılavuzlama yapılmaması, dolayısıyla burkulmanın oluşması düşünülmüştür. Yaylarda burkulmayı önlemek amacıyla kılavuzlama yapılması gerekmiş ve kılavuzlama yapmak için de kestamid parça tercih edilmiştir. Kestamid parça ile, daire kesitli yay grupları arasından ilk yapılan deneyler sonucunda en yüksek ömür değerini gösteren yay grupları kılavuzlanmış ve yorulma deneyleri gerçekleştirilmiştir.

Onikinci grup yayın kestamid ile kılavuzlanması sonucu, yapılan testlerde yorulma ömrü 2.5×10^6 yük tekrar sayısına kadar çıkmıştır. Dikdörtgen kesitli yayların ömür değerleri ile bu yayların ömür değerleri karşılaştırıldığında, kestamid ile kılavuzlanan onikinci grup dairesel kesitli yayın ömrünün, dikdörtgen kesitli yayın ömrünün yaklaşık 1.5-2 katı kadar daha fazla olduğu görülmektedir.

Ömür artışının kılavuzlama nedeniyle olup olmadığını görmek için, pirinç malzeme ile de kılavuzlama yapılmıştır. Pirinç malzeme ile kılavuzlama yapılan yayların yorulma deneyleri sonuçları, kılavuzlama yapılmadan elde edilen yorulma sonuçlarıyla karşılaştırıldığında yayların ömürlerinde değişme görülmemiştir. Pirinç malzemeyle yapılan deneyler sonucunda, kılavuzlama yapmanın yay yorulma ömrünü etkilemediği görülmüştür.

Yorulma testlerinden elde edilen S-N diyagramları, Sonlu elemanlar yazılımlarına (SEY) veri olarak kaydedilmiştir. 3B olarak modellenen daire kesitli ve dikdörtgen kesitli yayların SEY ile yorulma analizi deneysel verilere dayalı olarak yapılmıştır. SEY sonuçlarına göre aynı şartlarda modellenen (hatve, ortalama çap) çeşitli tel çaplarına sahip yayların yorulma ömürlerinin hesaplanması mümkün olmaktadır.

Sonuç olarak; yapılan deneyler sonucunda, referans alınan dikdörtgen kesitli kalıp yaylarının yerine, belirlenen daire kesitli yay grupları arasından aranılan özellikleri sağlayan onikinci grup dairesel kesitli yayların kestamid parça ile kılavuzlanarak kullanılması halinde daha yüksek ömre sahip olduğu görülmüştür.

Yorulma cihazı ile yaklaşık 2×10^7 yük tekrar sayısı yapılmış ve sistemde henüz bir hasar oluşmamıştır.

7.2 Çalışmanın Devamına İlişkin Öneriler

Bu konuda gelecekte yapılacak çalışmalarda aşağıdaki maddeler incelenebilir.

1. Deneyler artırılarak herhangi bir dikdörtgen kesitli yaya eşdeğer olarak kullanılacak daire kesitli yayın modelini verecek bağıntı üzerinde çalışılabilir.
2. Yamuk, elips vb. gibi farklı kesitli yaylar için yorulma deneyleri yapılabilir.
3. Kestamid gibi diğer plastik malzemelerin yay ömrü üzerine etkileri değerlendirilebilir. Kılavuzlama amacıyla kullanılan malzeme et kalınlığının ömür üzerine etkileri incelenebilir.
4. Kestamid ile kılavuzlanmış yaylar için kalıp tasarımları incelenebilir.

8. KAYNAKLAR

- [1] Solidworks 2009-2010 Education Version (2009)
- [2] Jiang, W.G., Henshalf, J.L., “A novel finite element model for helical springs”, *Finite Elements in Analysis and Design*, 35 (2000) 363-377
- [3] Yıldırım, V., “Free Vibration Of Uniaxial Composite Cylindrical Helical Springs With Circular Section”, *Journal of Sound and Vibration* (2001) 239 (2), 321-333
- [4] Mohazzabi, P., Shefchik, B.M., “A universal relationship between spring constant and torsion constant”, *Journal of Physics and Chemistry of Solids* 62 (2001) 677-681
- [5] Zubov, L.M., “The problem of the equilibrium of a helical spring in the non-linear three-dimensional theory of elasticity”, *Journal of Applied Mathematics and Mechanics* 71 (2007) 519-526
- [6] Chassie, G. G., Becker, L. E. and Cleghorn, W.L., “On The Buckling of Helical Springs Under Combined Compression and Torsion”, *International Journal of Mechanical Sciences* 39 (1997) 697-704
- [7] Forrester, M., K., *Stiffness Model of a Die Spring*, Thesis submitted to the Faculty of the Virginia Polytechnic Institute & State University, In partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science In Mechanical Engineering, Virginia, (2001)
- [8] Salwinski, J., Michalczyk, K., “Stress Analysis in Helical Springs With Closed End Coils Machined from cylindrical sleeves”, *Mechanics* (2006) vol.25, no.4
- [9] Durant, N. J., “Stress in a Dynamically Loaded Helical Spring”, *The Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics*, (1960) 13(2):251-256
- [10] L. Del Llano-Vizcaya ve ça, “Multiaxial fatigue and failure analysis of helical compression springs”, *Engineering Failure Analysis* 13 (2006) 1303-1313
- [11] L. Del Llano-Vizcaya ve ça, “Stress relief effect on fatigue and relaxation of compression springs”, *Materials and Design* 28 (2007) 1130-1134
- [12] Berger, C., Kaiser, B., “Results of very high cycle fatigue tests on helical compression springs”, *International Journal of Fatigue* 28 (2006) 1658-1663 (Technical note)

- [13] Todinov, M.T., “Maximum principal tensile stress and fatigue crack origin for compression springs”, *International Journal of Mechanical Sciences* 41 (1999) 357-3710
- [14] Kumar, B. R., Bhattacharya D.K., Das S.K., Chowdhury S.G., “Premature fatigue failure of a spring due to quench cracks”, *Engineering Failure Analysis* 7 (2000) 377-384
- [15] Shin, J.-C., Lee, S., Ryu, J. H., “Correlation of microstructure and fatigue properties of two highstrength spring steels”, *International Journal of Fatigue* 21 (1999) 571-579
- [16] Kaiser, B., Berger, C., “Fatigue behaviour of technical springs”, *Mat.-wiss. u. Werkstofftech* (2005), 36, No.11
- [17] Hirakata, H., “Anisotropic deformation of thin films comprised of helical nanosprings”, *International Journal of Solids and Structures* 44 (2007) 4030-4038
- [18] Tosun, N., ve Özler, L., “Laboratuar Tipi Bir Yay Yorma Makinesinin Tasarımı ve İmalatı”, *Umtik 2000, Ortadoğu teknik Üniversitesi*, (2000) Ankara,
- [19] Babalık, F. C., *Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri - Cilt 1*, Uludağ Üniversitesi, (1993)
- [20] Rende, H., *Makine Elemanları Hesap ve Konstrüksiyon - Cilt 1*, Seç Yayın Dağıtım, (1996)
- [21] Babalık, F.C., *Makine elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri*, Nobel Yayın Dağıtım, Ankara 2006
- [22] Güneş, A. T., “Yaylar”, *Mühendis ve Makine* (1977) Cilt 21, sayı 224, Mayıs
- [23] Hall, A., Holowenko, A. R., Laughkin H. G., McGraw-Hill Book Company, *Machine Design*, (1980)
- [24] Wahl, A.M., *Mechanical Springs*, McGraw-Hill Book Company, New York Toronto London, (1963)
- [25] Akkurt, M., Savcı M., *Makine Elemanları, Şirketi Mürettibiye Basımevi*, İstanbul, (1972)
- [26] Shigley, J. E., Mischke C. R., *Standard Handbook of Machine Design*, McGraw-Hill (1996)
- [27] Savcı, M., *Makine Elemanları Problemleri-Cilt 1*, Matbaa Teknisyenleri Basımevi, İstanbul, (1975)

- [28] Babalık, F.C.; Çavdar, K., Makine Bilimi ve Elemanları, Paradigma Akademi Yayın no:2, Bursa, (2003)
- [29] Adoline, J., W., “Die-Spring Evolution”, Metalforming, July (2002)
- [30]<http://archive.metalformingmagazine.com/2005/02/CoilSpringCombo.pdf>, 24.05.2005
- [31] http://www.asraymond.com/documents/ASRaymond_Die_Springs.pdf, 24.05.2005
- [32] http://www.umtik2008.org/eski_kongreler/2000/eng/sessions-t.htm, 26.06.2007
- [33] www.mmf.gazi.edu.tr/makina/laboratuvar/mek_muko_lab/yorulma.html, 26.06.2007
- [34]<http://www.mech.uwa.edu.au/DANotes/springs/intro/intro.html#top>, 28.12.2007
- [35] Mukhopadhyay, N.K. ve ça “Premature failure of a leaf spring due to improper materials processing”, Engineering Failure Analysis, (1997);4(3):161–70.
- [36] Lampman, S.R. editor, ASM Handbook: Volume 19, Fatigue and Fracture, ASM International (1996).
- [37] Akkurt, M., Makine Konstrüksiyonunda Güvenirliğin Esasları, Makine Müh. Odası Yayını, No.106, İstanbul, 1977
- [38] Omid, M., ve ça, “Fatigue Analysis of Connecting Rod of U650 Tractor in the Finite Element Code ANSYS”, Journal of Applied Sciences (2008) 8(23): 4338-4345,
- [39] Sakin, R., “Bilgisayar Destekli, Çok Numuneli Eğilme Yorulması Test Cihazı Tasarımı ve Cam-Fiber Takviyeli Polyester Kompozitlerde Eğilme Yorulması Davranışının İncelenmesi”, Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Doktora Tezi, Balıkesir (2004)
- [40] Bishop, NWM, Sherratt, F., Finite Element Based Fatigue Calculations, RLD Ltd, Hutton Roof, Farnham, UK, July (2000)
- [41] Akdeniz, F., Olasılık ve İstatistik, 13. Baskı, Nobel Kitabevi, (2007)
- [42] ANSYS Academic Teaching Introductory
- [43] <http://www.makinateknik.org/cad-cam-cae/ansys/index.php> 05.01.2007
- [44] Browell, R., Hancq, A., “Calculating and Displaying Fatigue Results”, March 29, (2006)

- [45] Atamer, Ş., “Makine Elemanlarında Güvenilirlik Ve Ömür Analizleri”, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans Tezi Bursa , (2009)
- [46] Lüküslü, D., “Modelleme Sürecinde Weibull Dağılımının Kullanılması”, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Matematik Anabilim Dalı Uygulamalı Matematik Programı Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, (2005)
- [47] İlhan, S., Özdemir, A., “Elektriksel Yalıtım Sistemleri’nde Yaşlanma, Yaşlanma Modelleri Ve İstatistiksel Veri Analizi”, ELECO ’2004, Bursa
(www.emo.org.tr/resimler/ekler/76ccd93ad68be51_ek.pdf , 12.07.2008
- [48] www.qualitydigest.com/jan99/html/weibull.html e.t, 13.01.2009
- [49] Elitok, Ö., “Weibull Dağılımı ve Uygulamaları”, Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Matematik Ana Bilim Dalı Yüksek Lisans Tezi, Kırıkkale, (2006)
- [50] <http://www.polikim.com.tr/kestamid.asp>, 25.05.2009
- [51] Öztürk, A., Yöneylem Araştırması, Ekin Basım Yayın Dağıtım, (2009)
- [52] Taha, H., Yöneylem Araştırması, Çeviren: Baray Ş. A., Esnaf Ş., Literatür Yatıncılık, (2000)
- [53] <http://www.sce.carleton.ca/faculty/chinneck/po/Chapter13.pdf>, 04.09.2009
- [54] Stamatis, D.H., Failure Mode and Effect Analysis FMEA from Theory to Execution, Quality Pres, Milwaukee (1995)
- [55] Potential Failure Mode and Effects Analysis in Design (Design FMEA) and Potential Failure Mode and Effects Analysis in Manufacturing and Assembly Processes (Process FMEA) Reference Manual-SAE J1739 JUL94 SAE Recommended Practice
- [56] Akın, B., ISO 9000 Uygulamasında İşletmelerde Hata Türü ve Etkileri Analizi, Bilim Teknik Yayınevi, (1998), sy:12-63
- [57] Gürkaynak, Y., Hizmet Kalitesi, Hata Modu ve Etkileri Analizi Açısından Hizmet İlişkilerinin İncelenmesi Üzerine Bir Çalışma, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü, Ekonometri Anabilim Dalı, İzmir (1999)
- [58] Boyacıoğlu, B, “Hata Etkileri Analizi-FMEA”, Elginkan Vakfı FMEA Semineri, Manisa, (2003)

EK 1

HATA TÜRÜ VE ETKİLERİ ANALİZİ

Hata Türü ve Etkileri Analizi (FMEA), müşteriye ulaşmadan önce sistem, tasarım, süreç ve/veya servisten gelen bilinen ve/veya olası hataları, sorunları belirlemek, tanımlamak ve yok etmek için kullanılan bir mühendislik tekniğidir [54].

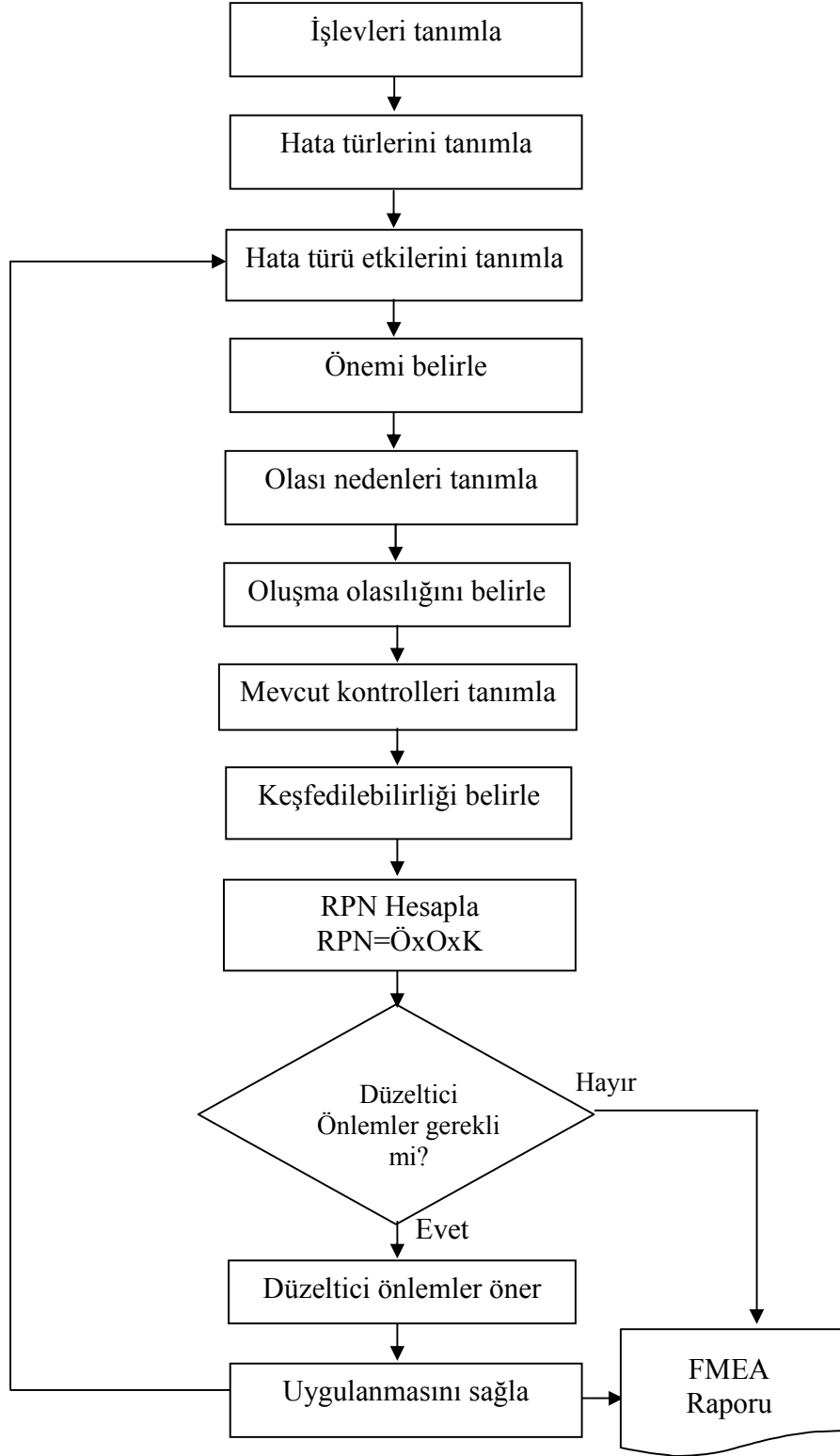
- Yeni sistemler, ürünler, süreçler veya servisler tasarlandığında,
- Mevcut sistemler, tasarımlar, ürünler, süreçler veya servisler nedene bakılmaksızın değiştiğinde,
- Sistemler, tasarımlar, ürünler, süreçler ve hizmetlerin mevcut durumları için yeni uygulamalar bulunduğu,
- Mevcut sistemler, tasarımlar, ürünler, süreçler ve servisler için ilerlemeler düşünüldüğünde FMEA çalışması yapılabilir.

Hata Türü ve Etkileri Analizinin Algoritması

FMEA uygulama sürecinin algoritma olarak ifadesi Şekil EK.1 'de gösterilmektedir. Öncelikle oluşturulan FMEA ekibi tarafından, ürünü oluşturan bileşenlerin ve bu bileşenlerin işlevlerinin belirtilmesi gerekmektedir. Bileşenlerin istenen özellikleri yerine getirememeleri ve sonuçta müşteri memnuniyetsizliği yaratacak olası hata türleri belirlenmelidir. Belirlenen hata türlerinin olası nedenleri, oluşmaları durumunda müşteri üzerinde yaratacağı etkiler listelenmelidir. Bu etkilerin önemlilik dereceleri FMEA Önem Değerlendirme Tablolarına göre saptanmalıdır. Önem değeri hatanın yaratacağı etki göz önüne alınarak belirlenmekte ve her hata nedeni için aynı değer kullanılmaktadır.

Hataların ne kadar sıklıkla meydana geldikleri ve uygulanan mevcut kontrol yöntemleri belirlendikten sonra, bu mevcut kontrol yöntemleri ile hataların firmadan çıkmadan yani müşteriye ulaşmadan fark edilebilirlikleri derecelendirilmelidir. Hataların sıklık değerleri FMEA Oluşma Olasılığı Değerlendirme Tablolarına, hataların keşfedilebilirlik değerleri de FMEA Keşfedilebilirlik Tablolarına göre verilmektedir. Belirlenen önem, oluşma olasılığı ve keşfedilebilirlik değerlerinin çarpımı ile risk öncelik sayısı (RPN) hesaplanmakta ve bu değerlere göre öncelikle önlem alınması gereken hatalar bulunmaktadır.

Önlem alınması gereken hatalar için FMEA ekibi tarafından düzeltici önleyici faaliyetler ve bu faaliyetleri gerçekleştirmekle sorumlu bölümler belirlenmektedir. Bu önleyici faaliyetlerin gerçekleştirilmesi sonucunda hatalara ait önem, oluşma olasılığı ve keşfedilebilirlik değerleri yeniden derecelendirilmekte ve bu değerlere bağlı olarak yeni RPN değerleri hesaplanmaktadır. Yapılan çalışmaya ait bir FMEA raporu oluşturulmalı ve yapılan değişikliklere ait bilgiler bir sonraki FMEA çalışmalarına aktarılmak üzere saklanmalıdır.



Şekil EK.1 FMEA Algoritması

FMEA'nın dört türü bulunmaktadır. Bunlar;

- Sistem FMEA
- Tasarım FMEA
- Süreç FMEA
- Servis FMEA'dır.

Pnömatik Tahrikli Mekanik Yay Yorulma Cihazı'ndan Elektromekanik Yay Yorulma Cihazı'na geçiş sürecinde, Tasarım ve Süreç FMEA çalışmaları yapılmıştır.

Tasarım FMEA; tasarım eksikliklerinden kaynaklanan hata türlerini ve bunların ortak nedenlerini belirlemek için, üretime başlamadan önce ürünlerin analiz edilmesinde kullanılan analitik bir teknik olarak tanımlanırken, Süreç FMEA; bir süreç geliştirilirken geçmişteki deneyim ve endişelere dayanarak ve ters gidebileceği varsayılarak her bir konunun analizinin yapılması şeklinde tanımlanır.

Bir Tasarım FMEA;

- Tasarım geliştirme faaliyetleriyle ilgili öncelikleri belirlemekte,
- Tasarım gereksinimleri ve seçeneklerinin gelişmesine destek olmakta,
- Risk azaltıcı faaliyetlerin önerilmesi ve izlenmesi için bir form oluşturmaktadır.

Bir Süreç FMEA;

- Ürün ve süreçle ilgili olası hata türlerini tanımlamakta
- Olası hataların müşteri üzerindeki etkilerini belirlemekte
- Olası hata türlerini sıralayan bir liste geliştirmekte, böylece öncelikle önlem alınması gereken faaliyetleri belirlemekte
- Sonuçları dokumante etmektedir [55-58].

TASARIM FMEA ANALİZ FORMU

Ürün: Pnömatik Tahrikli Mekanik Yay Yorulma Cihazı Tasarım Yükümlülüğü: A. Oral FMEA Gerçekleşme Tarihi: Rev No:
 Ekip Üyeleri: D. Gönen, A. Oral, M.C. Çakır Planlanan Tamamlanma Tarihi: Sayfa: 1

İşlevler	Olası Hatalar	Hataların Olası Etkileri	Önem	Sınıf	Hatanın Olası Nedenleri	Oluşma	Mevcut Kontroller	Keşfedilebilirlik	RPN	Önerilen Düzeltici Önlemler	Sorumlular ve Hedef Tamamlanma Tarihi	Düzeltici Faaliyet Sonuçları			
												Düzeltici Önlem Sonucu	Önem	Oluşma	Keşfedilebilirlik
Yay yerleşim düzeneği	Yay yerleşim düzeneğinin ayarlanmamış olması	Yaylarda farklı gerilmeler oluşması	8		Tasarım aşamasında gerilme analizlerinin yapılmaması	8	Kontrol yok	8	512	Yay yerleşim düzeninin doğruluk merkezine göre yapılması Gerilme analizlerinin yapılması		6	3	3	54

EK 1 Pnömatik Tahrikli Yay Yorulma Cihazı için Tasarım FMEA Formu

SÜREÇ FMEA ANALİZ FORMU

Ürün: Mekanik Yay Yorulma Cihazı Tasarım Yüklümlüğü: A. Oral FMEA Gerçekleşme Tarihi: Rev No:
 Ekib Üyeleri: D. Gönen, A. Oral, M.C. Çakır Planlanan Tamamlanma Tarihi: Sayfa: 1

İşlevler	Olası Hatalar	Hataların Olası Etkileri	Önem	Sınırlama	Hatanın Olası Nedenleri	Oluşma	Mevcut Kontroller	Keşfedilebilirlik	RPN	Önerilen Düzeltici Önlemler	Sorumlular ve Hedef Tamamlanma Tarihi	Düzeltici Faaliyet Sonuçları			
												Düzeltici Önlem Sonucu	Önem	Oluşma	Keşfedilebilirlik
Destek elemanı	Destek elemanının bağlanması zorluğu	Yayların bağlanmasındaki işleminin tek kişinin yapamaması	6		Prototip Kontrol olmayışı	8	Kontrol yok	8	96	Alt kısımdan sonsuz vida mekanizması ile parçanın ileri geri hareketinin sağlanması		3	4	6	72
Tekrar sayısı	pistonun ileri geri hareketinin yavaş olması	Zaman kaybı	5		Prototip Kontrol olmayışı	7	Devir sayısı için gerekli hesaplamaların yapılması	7	245	Elektrik Motor ile çalışacak daha hızlı bir sistem Gerekliliği hesaplamaların yapılarak motor gücünün belirlenmesi		3	5	4	60

EK 2 Pnömatik Tahrirli Yay Yorulma Cihazı için Süreç FMEA Formu

Pnömatik tahrikli mekanik yay yorulma cihazı için yapılan Tasarım FMEA çalışmasında, yay yerleşim yerlerinin gerilmeler dikkate alınarak ayarlanmaması hatası ile karşılaşmıştır. Deney esnasında kırılan bir yay çıkarıldığında, yayların yerleri belli bir sistematiğe göre değiştirilmez ise yaylarda oluşacak gerilme artacaktır. Tasarım aşamasında, modellenen düzeneğin gerilme analizleri yapılır ve ağırlık merkezi değişmeyecek şekilde bir yerleştirme düzeni oluşturulursa, herhangi bir yayın kırılması durumunda kalan yaylarda oluşacak gerilme değişmeyecektir. Önerilen bu sistemin gerçekleştirilmesi ile hatanın önemi, oluşma olasılığı azalacak ve gerilme analizlerinin yapılması ile de keşfedilebilirlik yani hatanın müşteriye gitmeden yakalanma olasılığı artacaktır. Önem, oluşma olasılığı ve keşfedilebilirlik değerlerinin çarpımı ile hesaplanan risk öncelik değeri de önerilen durumda azalacaktır.

Yapılan Süreç FMEA çalışmasında, iki hata üzerinde durulmuştur. Bunlardan ilki, destek elemanının bağlanması güçlüğüdür. Yayların deney düzeneğine konulması ile yayların rijitliğinden dolayı, destek elemanının belirlenen sıkıştırma miktarına göre bağlanmasını tek kişi yapamamaktadır. Bu durum için sonsuz vida mekanizması düşünülmüştür. Sonsuz vida mekanizması ile destek elemanı kolay bir şekilde istenilen sıkıştırma miktarına göre ileri-geri hareket ettirilebilmektedir. Bu hata kullanıcıda yarattığı memnuniyetsizlik açısından önemlidir. Önerilen sistem ile kişi tek başına deney düzeneği üzerinde gerekli işlemleri yapabilecektir.

Diğer bir hata, dakikadaki yük tekrar sayılarının düşük olmasıdır. Çok fazla deney yapılacak ise zaman kaybına neden olmaktadır. Kullanıcı açısından değerlendirildiğinde önemli bir hatadır ve düzeltilmesi gerekmektedir. Bu hata için, dakikadaki yük tekrar sayısını arttıracak motor ile çalışan yeni bir deney cihazı düşünülmüştür. Gerekli hesaplamaların yapılması ile belirlenen parametrelere göre üretilen bu deney cihazı ile çok fazla sayıda yayın yorulma deneyleri daha kısa zamanda yapılabilecektir.

Tablo EK.1 Tasarım FMEA “Önem” Değerlendirme [54]

Etki	Değerlendirme	Ölçüt
Yok	1	Etkisi yok
Çok hafif	2	Müşteriye sıkıntı ulaşmadı. Sistem ve ürün performansını çok az etkiler. Ara sıra önemsiz hatalar gözükür.
Hafif	3	Müşteriye çok az sıkıntı ulaştı. Sistem ve ürün performansını hafifçe etkiler. Çoğu zaman önemsiz hatalar görülür.
Önemi az	4	Müşteri rahatsızlık duyuyor. Sistem veya ürün performansı üzerine az etki. Hataya müdahaleye gerek yok ama daima önemsiz hatalar mevcut.
Orta	5	Müşterinin bazı memnuniyetsizlikleri var. Sistem veya ürün performansı üzerine orta etkisi var.
Mühim	6	Müşteri rahat değil. Ürün performansı düşük ama güvenli ve işleme girer.
Önemli	7	Müşteri isteksizliği. Ürün performansı ciddi biçimde bozulur, ama işlevsel ve güvenlidir.
Aşırı	8	Müşteri çok isteksiz. Ürün işleme girmez ama güvenilir.
Ciddi	9	Potansiyel tehlikeli etki. Zamana bağımlı talihsizlik dışında ürünü durdurabilecek hata.
Tehlikeli	10	Tehlikeli etki. Güvenlikle ilgili ani hata.

Tablo EK.2 Tasarım FMEA “Oluşma Olasılığı” Değerlendirme [54]

Teşhis	Değerlendirme	Ölçüt
Hemen hemen hiçbir zaman	1	Hata olası değil. Deneyimler hata göstermiyor.
Uzak	2	Olası hataların sayısı nadir.
Çok hafif	3	Çok küçük hatalar olası.
Hafif	4	Küçük hatalar olası.
Düşük	5	Ara sıra olan hataların sayısı olası.
Orta	6	Hata olasılığının sayısı orta.
Ortanın üstü	7	Çok az yüksek sayıda hata olası.
Yüksek	8	Yüksek sayıda hata olası.
Çok yüksek	9	Çok yüksek sayıda hata olası.
Hemen hemen kesin	10	Hatalar hemen hemen kesin.

Tablo EK.3 Tasarım FMEA “Keşfedilebilirlik” Değerlendirme [54]

Teşhis	Değerlendirme	Ölçüt
Hemen hemen kesin	1	Her uygulanabilen kategoride en yüksek etkiye sahip
Çok yüksek	2	Çok yüksek etkiye sahip.
Yüksek	3	Yüksek etkiye sahip.
Orta üstü	4	Ortanın üstü derecede etkiye sahip.
Orta	5	Orta derecede etkiye sahip
Düşük	6	Düşük derecede etkiye sahip.
Az	7	Çok düşük derecede etkiye sahip
Çok az	8	Her uygulanabilir kategoride en düşük etkiye sahip
Uzak	9	İspat edilmiş veya güvenilir veya etkisi bilinmez
Hemen hemen olası değil	10	Tasarım teknikleri mevcut değil veya bilinmiyor ve/veya hiçbiri planlanmamış

Tablo EK.4 Süreç FMEA “Önem” Değerlendirmesi [54]

Etki	Değerlendirme	Ölçüt
Çok az	1	Müşteri hatayı bulamayacaktır
Düşük	2-3	Müşteri ürün ve/veya hizmette çok az bir kötüleşme hisseder
Orta	4-6	Müşteri memnuniyetsizliğine neden olur. Müşteri rahatsızdır ve hatayı fark etmiştir. Performanstaki düşüklük fark edilecek düzeydedir
Yüksek	7-8	Güvenlik ve yönetim talimat konularının olmaması, yani yüksek derecede müşteri memnuniyetsizliği
Çok yüksek	9-10	Güvenlik konularının yönetim talimatları ile ilgisi olması veya uyması önemsenmediğinde çok yüksek değerlendirmedir.

Tablo EK.5 Süreç FMEA “Oluşma Olasılığı” Değerlendirmesi [54]

Teşhis	Değerlendirme	Ölçüt
Hemen hemen mümkün değil	1	Hata olası değil. Eski veriler hata göstermiyor
Uzak	2	Nadir sayıda hata olasıdır
Çok az	3	Çok az hata olası
Az	4	Az hata olası
Düşük	5	Şans eseri olan hatalar olası
Orta	6	Orta sayıda hata olası
Yükseğe yakın	7	Sürekli olarak yüksek hata olasıdır
Yüksek	8	Yüksek sayıda hata olası
Çok yüksek	9	Çok yüksek sayıda hata olası
Hemen hemen kesin	10	Hemen hemen hata kesin.

Tablo EK.6 Süreç FMEA “Keşfedilebilirlik” Değerlendirmesi [54]

Etki	Değerlendirme	Ölçüt
Çok yüksek	1	Ürün veya hizmetin verilmesi uzak olasılıktır. Teşhis güvenilirliği en az % 99.99
Yüksek	2-5	Ürün veya hizmetin gönderilmesi düşük olasılık. Hata kesindir. Teşhis güvenilirliği en az % 99.80
Orta	6-8	Ürün veya hizmetin hatalı olarak gönderilmesi orta olasılıktır. Hata kolayca tanımlanabilir. Teşhis güvenilirliği en az % 98.00 'dir.
Düşük	9	Yüksek olasılıkla ürün veya hizmet hatalı olarak gönderilecektir. Hatanın anlaşılması güçtür. Teşhis güvenilirliği % 90 'nın üstündedir
Çok az	10	Çok yüksek olasılıkla ürün veya hizmet hatalı olarak gönderilecektir. Hata süreç ve/veya hizmette gözükmeyen ve belirti göstermeyecek şekildedir. Teşhis olasılığı % 90