



**KALIP YAYLARI İÇİN YORULMA DENEY CİHAZI
TASARIMI**

HAKAN HOCAOĞLU



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KALIP YAYLARI İÇİN YORULMA DENEY CİHAZI TASARIMI

HAKAN HOCAOĞLU

Doç. Dr. Kadir ÇAVDAR

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2015

Her Hakkı Saklıdır.

TEZ ONAYI

Hakan HOCAOĞLU tarafından hazırlanan “Kalıp Yayları İçin Yorulma Deney Cihazı Tasarımı” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Doç. Dr. Kadir ÇAVDAR

Başkan : Doç. Dr. Kadir ÇAVDAR
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

İmza

Üye : Prof. Dr.
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

İmza

Üye : Yrd. Doç. Dr.
Bursa Teknik Üniversitesi
Doğa Bilimleri, Mimarlık ve
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım.
Prof. Dr. Ali Osman DEMİR
Enstitü Müdürü
.../.../2015

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

01/12/2015

Hakan HOCAOĞLU

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi
KALIP YAYLARI İÇİN YORULMA DENEY CİHAZI TASARIMI

Hakan HOCAOĞLU

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Kadir ÇAVDAR

Bilindiği gibi yaylar, makine elamanı arasında çok büyük öneme sahiptirler. Endüstride, geniş bir kullanım alanları vardır. Genellikle, makine parçalarını aynı konumda tutmak, darbeleri, titreşimleri azaltmak ve parçalara hareket sağlamak amacıyla kullanılırlar. Yaylar, zorlu çalışma koşulları altında çalışma esnasında maruz kaldığı yükler nedeniyle aniden kırılırlar. Bu yayların çalışması esnasında, yorulmanın ne gibi etkisinin olduğu bilinmediğinden, kırılmalar tahmin edilenden daha önce olmaktadır. Ancak günümüzde yorulma davranışının anlaşılmasıyla ilgili birçok çalışma yapılmaktadır. Bu tür sorunların azaltılması için yayların yorulma ömrünün doğru bir şekilde belirlenip, yorulma faktörünün yay tasarım aşamasında devreye sokulup buna göre yayların yeniden tasarlanması gerekmektedir.

Bu çalışmada kalıp yayları ve helisel bası yayları esas alınmıştır. Yaylarla ilgili yapılan yorulma araştırmaları incelenmiş ve yorulma davranışı analizi yapılmıştır. Bununla birlikte bu yorulma araştırmalarının yapıldığı test makineleri incelenmiştir. Bu test makinelerinin yapısı incelenmiş ve daha avantajlı yönleri olan yay yorma makinesi tasarımı yapılmıştır. Kalıp yayları ile ilgili mevcut tablolar incelenmiş ve buna göre test edilebilecek yaylar belirlenmiştir. Ardından, çalışma esnasında oluşan yükler hesaplanarak yeni tasarımın analizleri yapılmıştır. Bu çalışmada tasarlanan makinede, yüksek rijitlik, boy, sarım çapı ve tel kesiti gibi değişken parametrelerde daha fazla çeşitliliğe sahip olduğu görülmüştür. Bu çeşitlilik sayesinde, daha fazla yayın test edilebileceği, bu tasarımda çalışma sırasında iş güvenliği açısından daha emniyetli ve daha sessiz çalışma ortamı sağlanabileceği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Kalıp Yayları, Helisel Yaylar, Yorulma, Sonlu Elemanlar Yöntemi, Yorulma Ömrü

2015, viii+ 100sayfa.

ABSTRACT
MSc Thesis
DESIGN OF THE FATIGUE TEST DEVICE FOR DIE SPRINGS
Hakan HOCAOĞLU
Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering
Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Kadir ÇAVDAR

As it is known, springs have great importance among the machine components. There are many usage areas in industry. Generally; springs are used in order to fix components of machines, to reduce impacts, vibrations and to help movement of the parts. Due to the loads which are exposed to springs during the operations under harsh conditions, some failures occur in the springs. During the operations of these springs, because of unknown impact of fatigue effect, these failures occur before the estimated lifetime. But nowadays, many studies have made regarding to the understanding of fatigue behaviours. To reduce such problems, the fatigue life of the springs should be correctly identified, springs fatigue should be considered at the design stage and springs should be redesigned.

In this study, mould springs and the helical compression springs were considered. The studies on fatigue that done about springs was investigated and fatigue behaviour analysis was performed. In addition to this, machines that the fatigue tests were done on those researches were examined. Structure of this fatigue testing machines have been examined and machine that more advantageous aspects have designed. Current mould springs tables were examined and according to these tables, springs that can be tested were determined. And then, the loads that occurred during operation of the analysis were calculated and new design was made. The machine that designed in this study, it was observed that variable parameters such as high rigidity, length, coil diameter and wire section, have more ranges. With help of these ranges, it was seen that more springs can be tested; safety conditions can be better and more silent work environment can be provided during operation of this design.

Key Words: Mould Springs, Helical Springs, Fatigue, Finite Element Methods, Fatigue Life.

2015, viii+ 100 pages.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
İÇİNDEKİLER	iii
TEŞEKKÜR	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ	viii
1.GİRİŞ	1
2.MATERYAL VE YÖNTEM	3
2.1. Yaylar Hakkında Genel Bilgiler	3
2.2. Yayların Sınıflandırılması	5
2.3. Yay Karakteristiği	5
2.4. Yay Sistemlerinde Rijitlik	6
2.4.1. Paralel Bağlı Yaylar	6
2.4.2. Seri Bağlı Yaylar	7
2.5. Helisel Yay Çeşitleri.....	7
2.5.1. Helisel Bası Yayları.....	7
2.5.1.1. Yay parametreleri.....	8
2.5.1.2. Helisel bası yay hesaplama parametreleri.....	9
2.5.1.3. Yay Uçlarının Detayları	9
2.5.1.4. Yay sapması	10
2.5.1.5. Helisel yay karakteristiği	11
2.5.1.6. Helisel baskı yaylarındaki gerilmeler	11
2.5.1.7. Helisel bası yaylarının burkulması	13
2.5.1.8. Helisel baskı yaylarının titreşimi	13
2.6. Yaylarda Malzeme Seçimi	14
2.6.1. Yayların sahip olması gereken özellikler	15
2.6.2. Yay teli malzemeleri	17
2.7. Malzemelerde Yorulma Ve Yorulma Analiz Çalışmaları	17
2.7.1. Çevrimli Yüklemenin Tanımı	20
2.7.2. Gerilme-Ömür (σ -N) Eğrileri	21
2.7.2.1. Zaman mukavemet bölgesi	22
2.7.2.2. Sürekli mukavemet bölgesi.....	22
2.7.3. Yorulma Mekanizması.....	24
2.7.3.1. Çatlak başlaması	25

2.7.3.2. Kayma bandı çatlak gelişimi	26
2.7.3.3. Yüksek çekme gerilmesine sahip düzlemlerde çatlak gelişimi	27
2.7.3.4. Kopma.....	27
2.7.4. Çatlağın İlerlemesi	29
2.7.5. Yorulmayı Etkileyen Faktörler	29
2.7.5.1. Gerilme Yoğunlaşması.....	29
2.7.5.2. Boyut.....	30
2.7.5.3. Yüzey etkileri.....	30
2.7.5.4. Sıcaklık	32
2.7.5.5. Frekans	32
2.7.6. Metalurjik Değişmeler	32
2.7.6.1. Tane boyutu	32
2.7.6.2. Alaşımlama	32
2.7.6.3. İkinci fazlar	33
2.7.6.4. Isıl işlem.....	33
2.7.7. Yorulma Araştırmaları	33
3. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE BULGULAR	59
3.1. Yay Yorma Test Cihazı Tasarımı Ve Aşamaları	60
3.1.1. Makinenin Tasarımı	60
3.1.2. Tasarımdaki aşamalar	61
3.1.3. Mekanik Tasarımcının Sorumluluğu	62
3.1.4. Tasarım Ve Ömür Hesapları	63
3.1.4.1 Kayış Kasnak Hesapları	65
3.1.4.2. Rulman Ömür Hesabı	69
3.1.4.3. Motor Hesabı	71
3.1.5. Tasarlanan Yay Yorma Makinesi	71
3.1.5.1. Yay Yorma Makinesi Teknik Resimleri Ve Parça Bilgileri	75
3.1.6. Tasarlanan Cihaz İçin Yapılan Analizler	81
3.1.6.1. Modal Analiz	81
3.1.6.2. Statik Analiz.....	87
3.1.6.3. Kinematik Analiz	89
4. SONUÇ	95
4.1. Tasarlanan Cihazdaki Aksaklıklar Ve İyileştirmeler	95
4.2. Değerlendirmeler ve karşılaştırmalar.....	95
4.3. Öneriler	96
5.KAYNAKLAR	97
ÖZGEÇMİŞ	100

TEŐEKKÖR

Bu tez alıŐmamn hazırlanması sűresince bana her konuda yardımcı olan ve beni yetiŐtiren deęerli danıŐman hocam Doç. Dr. Kadir ÇAVDAR' a teŐekkűr ederim.

Tezin yazım kısmında desteklerini esirgemeyen ArŐ. Gűr. Oęuz DOęAN' a teŐekkűr ederim.

Buęűnlere gelmemde bűyűk emeęi olan aileme ve eęitim hayatım boyunca emeklerini ve desteklerini esirgemeyen tűm hocalarıma teŐekkűr ederim.

Hakan HOCAOğLU
05/12/2015

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Çeşitli yay örnekleri	3
Şekil 2.2. Yayların sınıflandırılması	5
Şekil 2.3. Çeşitli yay karakteristikleri	6
Şekil 2.4. Helisel bası yayları.....	8
Şekil 2.5. Helisel bası yayı uzunlukları.....	9
Şekil 2.6. Helisel bası yayına uygulanan kuvvet.....	10
Şekil 2.7. Helisel yay karakteristikleri	11
Şekil 2.8. Yayda oluşan gerilmeler	12
Şekil 2.9. Helisel bası yayında burkulma tipleri ve ilgili burkulma katsayıları	13
Şekil 2.10. Gerilme-uzama eğrisi	15
Şekil 2.11. Yorulma kırılması meydana gelmiş parça yüzeyi.....	19
Şekil 2.12. Yorulma parametreleri	21
Şekil 2.13. Wöhler eğrisindeki süreli ve sürekli bölgeler	22
Şekil 2.14. Wöhler eğrisinin yorumlanması	23
Şekil 2.15. Orta mukavemetli çelikler için σ -N eğrisi	24
Şekil 2.16. Yorulma hasar örnekleri	25
Şekil 2.17. Yorulma kırığı yüzeyi	26
Şekil 2.18. Yorulma hasarı çatlak gelişimi	27
Şekil 2.19. Çatlak oluşunun şematik olarak gösterilmesi	28
Şekil 2.20. Çeliklerin yorulma özelliklerinde yüzey şartlarının etkisi.....	31
Şekil 2.21. Yay yorma makinesi ve test edilen yay tipleri.....	35
Şekil 2.22. Tasarım eğrisini gösteren dayanım sınırı	36
Şekil 2.23. Elektronik Mikroskop ile kırık yüzeyi analizi	37
Şekil 2.24. Elektron Mikroskobu Taraması ile kırık yüzeyi ve çatlak başlangıcı.....	38
Şekil 2.25. Farklı malzemelerde 1, 2, 3, 5 ve 8 mm tel çapında helisel yay numuneleri	39
Şekil 2.26. (a) Dalga izleri, ilerleme yönü ve çatlak başlangıcı (A) hızlı kırılma (F), (b) büyütülmüş görünüm, (c) korozyon belirtileri	40
Şekil 2.27. (a) Eksenel yüklemeli helisel yay ve (b) Yay için serbest cisim diyagramı .	41
Şekil 2.28. Farklı ısı işlem sıcaklığı ve süresinin yorulmaya etkisi.....	42
Şekil 2.29. Yorulma sınırı ve gerilme giderme durumu	43
Şekil 2.30. Dikdörtgen ve dairesel kesitli yayların deneylerinde kullanılan cihaz	49
Şekil 3.1. Tasarımdaki aşamalar	61
Şekil 3.2. Dikdörtgen kesitli kalıp yayları için yükleme ve strok durumu	64
Şekil 3.3. Yay yorma makinesi	73

Şekil 3.4. Yay yorma makinesi ön görünüş	75
Şekil 3.5. Makine test bölmesi detay görünümü	75
Şekil 3.6. Makine tahrik bölümü kesiti	76
Şekil 3.7. Makine üstten görünümü	76
Şekil 3.8. Test bölmesi	77
Şekil 3.9. Mil kesit görünümü	77
Şekil 3.10. Test bölmesi yay baskı plakası	77
Şekil 3.11. Yay baskı aparatı	78
Şekil 3.12. Model ağ yapısı genel görünüm	82
Şekil 3.13. Model ağ yapısı yan görünümü	83
Şekil 3.14. Makine için sabitleme yerlerinin tanımlanması	83
Şekil 3.15. Mod 1 analizi	84
Şekil 3.16. Mod 2 analizi	85
Şekil 3.17. Mod 3 analizi	85
Şekil 3.18. Mod 4 analizi	86
Şekil 3.19. Mod 5 analizi	86
Şekil 3.20. Mod 6 analizi	87
Şekil 3.21. Vidalı ayar mekanizması statik analizi	88
Şekil 3.22. Vidalı ayar mekanizması ağ yapısı	88
Şekil 3.23. Vidalı ayar mekanizması statik analiz sonucu	89
Şekil 3.24. Kinematik analiz uygulanan mekanizma geometrisi	90
Şekil 3.25. Temas noktaları tanımlamaları	91
Şekil 3.26. Kinematik analiz dönme hareketi tanımları	91
Şekil 3.27. Yataklar için toplam kinematik analiz sonuçları	92
Şekil 3.28. Üst bağlantı noktası kinematik analizi	92
Şekil 3.29. Üst bağlantı noktası toplam kinematik analiz sonuçları	93
Şekil 3.30. Alt bağlantı civatası kinematik analizi	93
Şekil 3.31. Alt bağlantı civatası toplam kinematik analiz sonuçları	94

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 2.1. Helisel bası yay parametreleri ve açıklamaları	8
Çizelge 2.2. Helisel bası yaylarının uç biçimleri ve sarım sayıları	10
Çizelge 2.3. ASTM standart malzemelere göre oranlar	17
Çizelge 2.4. Goodman diyagramı ömür hesap parametreleri	45
Çizelge 2.5. İncelenen makalelerde kullanılmış olan malzemeler	51
Çizelge 2.6. İncelenen makalelerde kullanılmış olan yay tel çapları	52
Çizelge 2.7. İncelenen makalelerde uygulanmış frekanslar	53
Çizelge 2.8. İncelenen makalelerde bulunmuş P_s değerleri	54
Çizelge 2.9. İncelenen makalelerdeki test baskı aralıkları	55
Çizelge 2.10. İncelenen makalelerde kullanılmış analiz ve yöntemler	56
Çizelge 2.11. İncelenen makalelerdeki yüzey sertleştirme ve ısıl işlemler	57
Çizelge 3.1. Kalıp yayları sınıflandırılması	63
Çizelge 3.2. Test Cihazında deney yapılabilecek yaylar	64
Çizelge 3.3. Yeşil kalıp yayı $D_h=20$ mm için katalog değerleri	65
Çizelge 3.4. SPA 1 kanallı kasnak katalog değerleri	66
Çizelge 3.5. Standart dar V kayış boyları ve bunlara karşılık gelen C_3 boy faktörleri ..	67
Çizelge 3.6. Sarılma açıları ve bunlara karşılık gelen sarılma açısı faktörleri	68
Çizelge 3.7. Seçilen örnek rulman için katalog değerleri	69
Çizelge 3.8. Makine parçaları ve adetleri	74

1. GİRİŞ

Geniş kullanım alanı, çeşitlerinin artması ve fonksiyon açısından çok önemli makine elemanı olmaları yayların önemini daha da arttırmaktadır. Yayların daha verimli kullanılmaları ve yay davranışlarının belirlenmesi yıllardan beri araştırmacıların konusu olmuştur ve bu konuda birçok çalışma yapılmıştır. Günümüzde bu araştırmalar, yorulma davranışının anlaşılması, yayların ömrünün belirlenmesi gibi konulara yönelmiştir. Bununla birlikte, yorulmanın yayların tasarımı aşamasında göz önüne alınarak yayların tasarımının yapılabilmesi amaçlanmıştır.

Yaylar, bir kuvvetle basılarak veya çekilerek üzerine yüklenen yükün etkisi yönünde esneyerek bu etkiyi karşılayan ve üzerindeki yük kalktığında tekrar ilk durumunu alan makine elemanlarıdır. Yaylar, kendilerine uygulanan kuvvetin etkisi altında deformasyon gösteren ve bu deformasyon esnasında enerji biriktiren makine elemanlarıdır. Yayların endüstride geniş bir kullanım alanı vardır. Genellikle makine parçalarını aynı konumda tutmak, darbeleri, sarsıntıları ve titreşimleri azaltmak ve parçalara hareket sağlamak amacıyla kullanılır. Yay malzemesi olarak sıklıkla metal kullanılmasına rağmen plastik gibi farklı malzemelerden imal edilmiş yaylar da mevcuttur. Yaylar çeşitlerine göre, otomatik mekanizmalarda, ölçü aletlerinde, motorlu taşıtlarda, frenlerde, mekanik saatlerde, oyuncaklarda, kalıp endüstrisinde vb. yerlerde kullanılırlar (Burhan 2010).

Değişken gerilmelere maruz makine elemanlarında, gerilmelerin maksimum değerleri yerine bunların periyodik değişimi yani tekrarı önem taşır. Tekrarlanan kuvvetlerin oluşturduğu gerilmeler sonucu malzemedeki kopma olayı statik sınırların çok altında meydana gelebilir. Bu olaya *yorulma* denir. Eleman kırılıncaya dek geçen süreye de *elemanın ömrü* denir. Genellikle, elemanın ömrü gerilme değişim sayısı ile tarif edilir. Değişken zorlamada kopma, elemanın iç bünyede hata bulunan bölgesinden veya dış yüzeyde zayıf bir noktadan başlar. Bu nokta civarındaki malzeme önce yorulur ve daha sonra bir çatlak meydana gelir. Zamanla bu çatlak gittikçe derinleşir ve en sonunda çatlağın dışındaki bölgede gerilme mukavemet sınırını aşınca, malzeme yükü kaldıramaz olur ve burada aniden kırılır. Yayların şekil değiştirme ve yükleme

karakteristikleri, kullandıkları uygulama alanlarına göre değişim gösterirler. Yaylar boyutlandırılırken bu karakteristiklere göre yay teli çapı, sarım çapı gibi parametreleri uygun yaklaşımlara göre belirlenir. Ancak, yayların ömürleri konusunda henüz yeterli çalışma literatürde yer bulamamıştır. Dinamik yüklemeye maruz kalan yaylar için yapılan tasarımlar da bu nedenle eksik kalmakta ve yay kırılması nedeni ile makine fonksiyon kayıplarına sıklıkla rastlanmaktadır. Özellikle kalıp yayları bu çalışmada ele alınmış ömür tespitinin önemi ve bu alanda yapılabilecek çalışmalar vurgulanmıştır.



2. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde, ilk olarak genel metalik yaylar, yayların önemli özellikleri ile ilgili bilgiler verilmiştir. Ardından yayların sınıflandırılması, kullanım alanları gibi temel bilgilere değinilmiş daha sonra literatürde yer alan yayların yorulması ile ilgili yapılan araştırmalar ve bu araştırmalarda kullanılan test cihazları ile ilgili önemli noktalara yer verilmiştir.

2.1. Yaylar Hakkında Genel Bilgiler

Yaylar, kuvvetlerin etkisinde büyük elastik şekil değiştirme gösteren ve kuvvet kaldırıldığında eski haline dönen elemanlardır. Yaylar, yük altında şekil değiştirme sırasında bir enerji biriktirirler ve bunu yük kaldırıldığında kısmen geri verirler. Temel mekanizmaların olduğu gibi metal yayların ortaya çıkışı Bronz Çağına dayanır. Metal yaylar kullanılmadan önce ağaç gibi bitkisel ve hayvansal esaslı malzemelerden yapılmış esneklik kabiliyeti olan yaylar elde edilmiş ve ok yaylarında ve askeri mancınıklar gibi silahlarda kullanılmışlardır. Daha hassas yaylar 1400'lü yılların ortalarına doğru yeni ortaya çıkan mekanik saatlerin vazgeçilmez elemanı olmuşlardır. Daha sonraları yay kendi kendine gidebilen basit araçların tasarımında yer almaktadır.



Şekil 2.1. Çeşitli yay örnekleri (<http://www.ortaklaryay.com>, 2015)

Buhar makinelerinin ortaya çıktığı devirde yaylar mekanizmaların vazgeçilmez unsurudur. Tel ve şerit malzemelerden üretilmektedirler. Tekstil makinelerinde, preslerde, buhar makinelerinde, silahlarda kısaca otomatik hareketlerin bulunduğu her alanda kullanımı artmıştır. Yeni çeşitlerinde daha dayanımlı malzemeler kullanılmakta, hidrolik, pnömatik ve bilgisayar kontrollü tezgahlarda daha hassas, daha ekonomik ve uzun ömürlü olarak üretilmektedirler. Yayların kullanım alanları ve amaçları aşağıdaki şekilde sınıflandırılabilir:

1. Başlıca Kullanım Alanları:

- Makineler,
- Kavramalar – Frenler,
- Araçlar ve Süspansiyon Sistemleri,
- Tarım Aletleri,
- Elektrik, Elektronik Sanayi,
- Mobilya Sektörü,
- Demiryolları Sektörü,
- Savunma Sanayi,
- Havacılık Sektörü,
- Denizcilik Sektörü,
- Medikal ve Sağlık Sektörü.

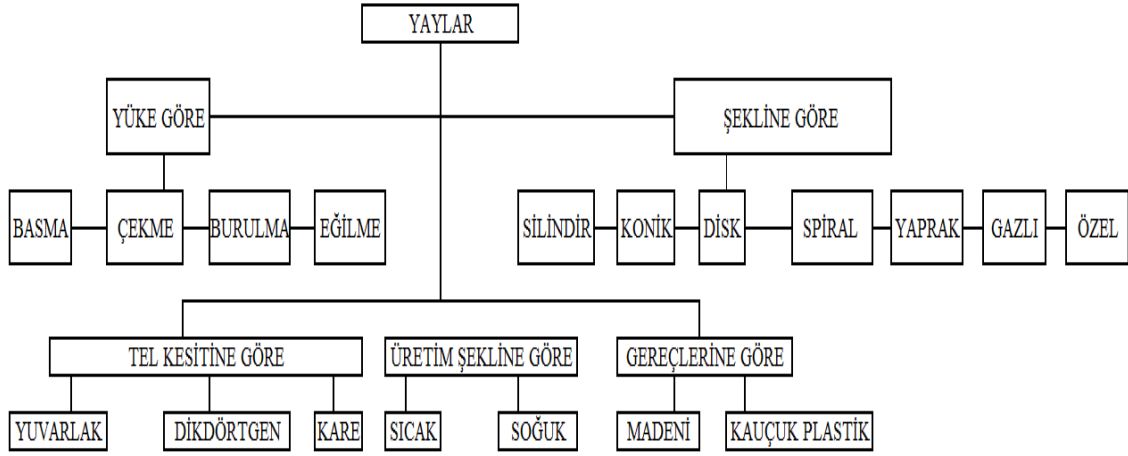
Yaylar, teknikte birçok değişik amaçlarla kullanılmaktadır. En belirgin kullanım amacı bir dereceye kadar esneyerek üzerlerine yüklenen kuvveti taşımak ve kuvvet kaldırılınca kısmen veya tamamen eski konumuna gelerek kuvvetin etkisini karşılamaktır.

2. Yayların başlıca kullanım amaçları:

- Belirli bir kuvvet uygulamak (kavrama, fren, kam mekanizmaları),
- Darbe ve titreşim etkilerinin azaltımı,
- Biriktirilen enerjiyi harekete dönüştürme (saat, oyuncak vb.),
- Kuvvet ölçümü (dinamometre).

2.2. Yayların Sınıflandırılması

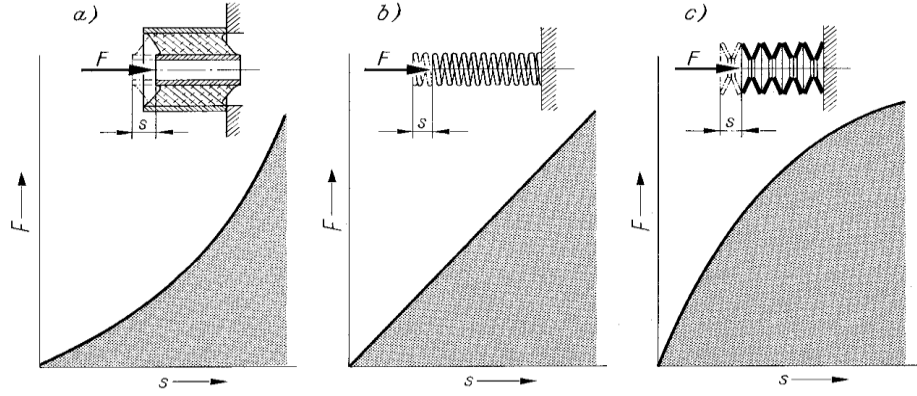
Yaylar üzerine yüklenen yükün veya kuvvetin etki ve yönüne göre de sınıflandırılabilirler. Yaylar, etkiyen bu kuvvetlere göre basılmaya, çekilmeye, eğilmeye ve burulmaya çalışır. Geometrik şekillerine göre silindirik, konik, disk, yaprak, spiral, gazlı ve özel gibi sınıflandırılmaktadır. Tel kesitlerine göre yuvarlak, dikdörtgen ve kare şekilli, üretim şekillerine göre sıcak veya soğuk şekillendirilmiş, malzemelerine göre de madeni, kauçuk veya plastik olarak sınıflandırılırlar.



Şekil 2.2. Yayların sınıflandırılması

2.3. Yay Karakteristiği

Herhangi bir yaya etkiyen kuvvet veya momentlerle bunların doğurduğu şekil değişiklikleri (boy değişimi veya burulma/dönme açısı) arasındaki ilişkiye *yay karakteristiği* adı verilir ve bu ilişkiye göre yay özelliği belirlenir. Bu karakteristik doğrusal, yükselen veya alçalan şeklinde olabilir (Şekil 2.3).



- a) Yükselen Karakterli Kauçuk Yay b) Doğrusal Karakterli Silindirik Helisel Yay
 c) Alçalan Karakterli Tabak Yay

Şekil 2.3. Çeşitli yay karakteristikleri (Babalık ve Çavdar 2015)

Eğimi fazla karakteristiğe sahip yayların rijitlikleri de o oranda büyük olmaktadır. Doğrusal karakteristiğe sahip yayların rijitliği sabit, yükselen veya artan karakteristikli yaylarda rijitlik kuvveti büyümesi ile artarken, alçalan yaylarda kuvvetin büyümesi ile azalmaktadır.

2.4. Yay Sistemlerinde Rijitlik

Uygulamada hacimlerin sınırlı olması halinde veya belirli bir karakteristiğin elde edilmesi için çok sayıda yaydan meydana gelen seri, paralel veya karma olarak bağlanmış çok yaylı sistemler kullanılabilir. Bu yayların rijitlikleri yayların bağlanış şekillerine göre belirlenir.

2.4.1. Paralel Bağlı Yaylar

Paralel bağlanmış yaylarda yayların sapsması birbirlerine eşittir. Kuvvet yayların rijitlikleri ile orantılı olarak paylaşılarak taşınır.

2.4.2. Seri Bağlı Yaylar

Seri bağlanmış olan yay sistemlerinde ise bütün yaylar aynı kuvvetle zorlanırlar. Toplam sapma ise yayların sapmalarının toplamına eşittir.

2.5. Helisel Yay eşitleri

- Helisel bası yayları (şekil 2.4)
- Helisel ekme yayları
- Helisel burulma yayları
- Helisel konik yaylar

2.5.1. Helisel Bası Yayları

Helisel bası yayları pek çok alanda kullanılmaktadır. En çok bilinen helisel bası yayı sabit sargı çapına, sabit adıma sahip yuvarlak telden sarılmış silindirik formlu yaydır. zerine uygulanan kuvveti sıkıştırma yoluyla enerji olarak depolamak, istenilen yere kuvvet uygulamak, gelen darbeleri snlemek amacı ile kullanılmaktadır. En basit olarak tükenmez ve kurşun kalemlerin içindeki yay örnek verilebilir. Arabaların, motosikletlerin, kamyon, otobüs ve trenlerin süspansiyon sistemlerinde, yine motorlu taşıtların pek çok sistemlerinde örneğin motor supap yayı olarak, fren sistemlerinde, debriyaj baskı balatasında, kaput ve kapı kilit mekanizmalarında vb. kullanılmaktadır. Çeşitli helisel bası yay tipleri mevcuttur. Helisel bası yayları blokaj sorununu zlemek, blok boy ve aşırı titreşimi azaltmak veya lineer olmayan yük (kuvvet) zelliklerini elde etmek için, konik, fiı, ya da ters fiı, değişik adımlı gibi tiplerde basma yay üretimi de yapılabilir. Helisel bir yay sağ helis ya da sol helis olarak sarılabilir.



Şekil 2.4. Helisel bası yayları (<http://www.arcnorm.com.tr>, 2015)

2.5.1.1. Yay parametreleri

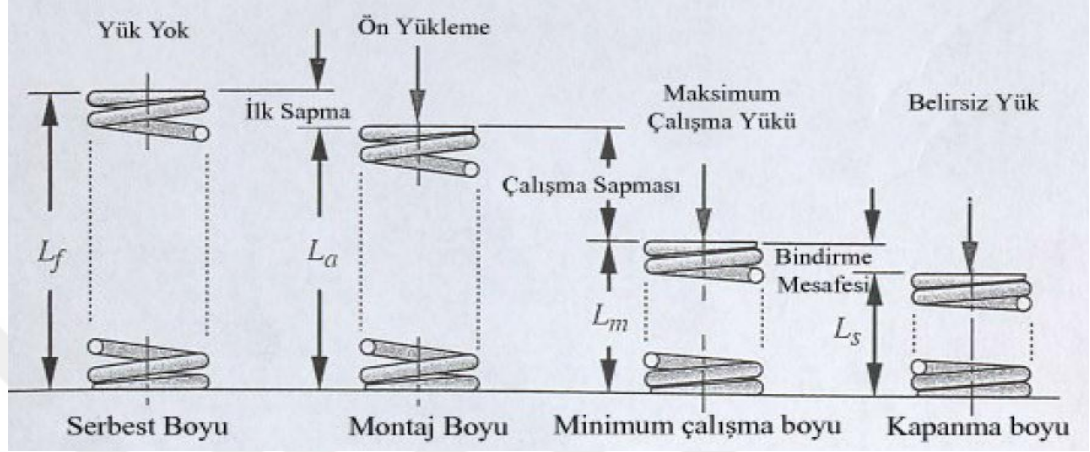
Helisel bası yaylarının tanımlanması için gerekli olan parametreler Çizelge 2.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 2.1. Helisel bası yay parametreleri ve açıklamaları (Özkan 2009)

d	Tel Çapı	D	Anma Çapı
L_f	Serbest Uzunluk	p	Adım
α	Adım Açısı	D_i	İç Çap
D_o	Dış Çap		

2.5.1.2. Helisel bası yay hesaplama parametreleri

Bası yaylarının çeşitli boyutları ve sapma miktarları mevcuttur (Şekil 2.5).



Şekil 2.5. Helisel bası yayı uzunlukları (Burhan 2010)

Sarım sayısının tel çapına oranı yay indeksini verir.

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



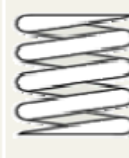

[1]

Burada D yayın anma çapını, d ise tel çapını ifade eder.

2.5.1.3. Yay Uçlarının Detayları

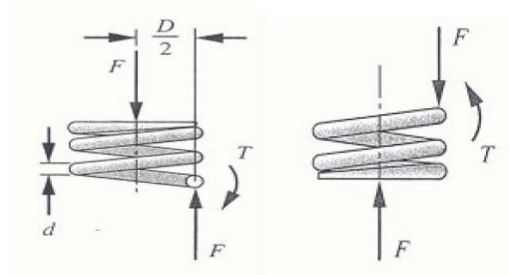
Helisel basma yaylarında dört çeşit uç detayı vardır. Serbest, serbest ve taşlanmış, düzeltilmiş ve düzeltilmiş taşlanmış. Bunlara ait şekiller Çizelge 2.2’de belirtilmiştir.

Çizelge 2.2. Helisel baskı yaylarının uç biçimleri ve sarım sayıları (Burhan 2010)

	Serbest	Düzeltilmiş	Serbest Taşlanmış	Düzeltilmiş Taşlanmış
				
Aktif Sarım Sayısı, N_a	N_t	N_t-2	N_t-1	N_t-2
Serbest Uzunluk, L_f	$N_a p + d$	$N_a p + 3d$	$(N_a + 1)p$	$N_a p + 2d$
Kapanma Boyu, L_s	$(N_a + 1)d$	$(N_a + 1)d$	$(N_a + 1)d$	$(N_a + 2)d$
Adım, p	$(L_f - d)/N_a$	$(L_f - 3d)/N_a$	$L_f/(N_a + 1)$	$(L_f - 2d)/N_a$

2.5.1.4. Yay sapması

Şekil 2.6’da helisel yay parçasına eksensel bir “F” kuvveti uygulanmıştır. Yayın üzerindeki kuvvet baskı kuvveti olmasına rağmen yayın teli burulmaya çalışır. Herhangi bir sarımdaki kuvvetin, teli kendi ekseninde burmaya çalıştığı gibi. Telin eğriliği ihmal edilirse helisel baskı yayı aslında burulmaya çalışan bir çubuktur. Bu çubuk helisel bir şekil alacak biçimde sarılmış bir araya toplanmıştır (Burhan 2010).



Şekil 2.6. Helisel baskı yayına uygulanan kuvvet (Burhan 2010)

Yuvarlak telli bir helisel baskı yayının sapması;

$$s = \frac{8.F.D^3.N_a}{d^4.G}$$

[2]

şeklinde ifade edilir. Burada:

d - Tel çapı (mm)

F - Uygulanan kuvvet (N)

G - Kesme modülü (N/mm²)

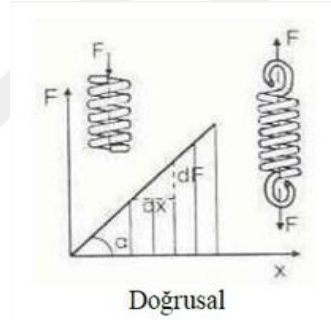
D - Anma çapı (mm)

N_a - Aktif sarım sayısı

s - Sapma miktarı (mm)

2.5.1.5. Helisel Yay karakteristiği

Helisel yay karakteristiği doğrusal, yükselen veya alçalan şeklinde olabilir. Şekil 2.7' de doğrusal yay karakteristiği görülmektedir.



Şekil 2.7. Helisel yay karakteristikleri (Özkan 2009)

Yay karakteristiği hesaplanırken:

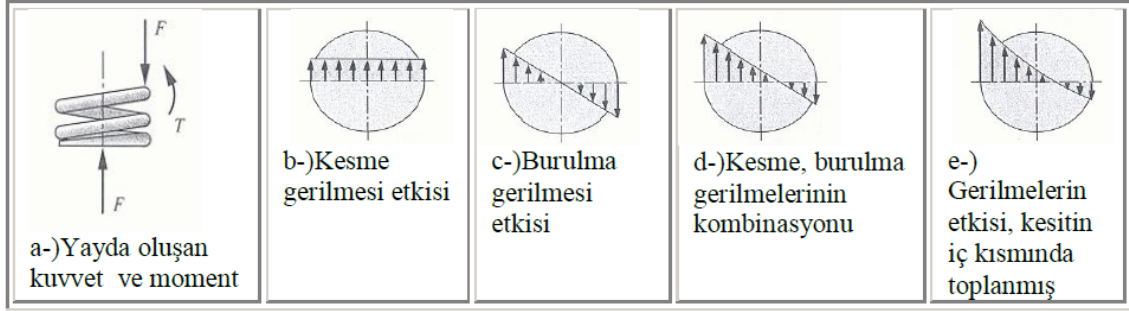
$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot N^3} \quad [3]$$

denklemini kullanılmaktadır.

2.5.1.6. Helisel baskı yaylarındaki gerilmeler

Yaya uygulanan F kuvveti neticesinde herhangi bir kesitte T momentinden dolayı burulma gerilmesi ve F kuvvetinden dolayı da kesme gerilmesi oluşur (Özkan 2009).

Yayda oluşan gerilmeler Şekil 2.8'de gösterilmiştir.



Şekil 2.8. Yayda oluşan gerilmeler (Özkan 2009)

Yaya uygulanan F kuvveti neticesinde herhangi bir kesitte T momentinden dolayı burulma gerilmesi ve F kuvvetinden dolayı da kesme gerilmesi oluşur (Özkan 2009). Bu iki gerilmenin birbirine eklenmesi ile maksimum kesme gerilmesi τ_{maks} oluşur:

$$\tau_{maks} = \frac{8.F.D}{\pi.d^3} + \frac{4.F}{\pi.d^2} \quad [4]$$

Kesilmeden dolayı tel kesitinde meydana gelen kesme gerilmesinin yayılışı düzgün olmadığından K_S düzeltme faktörü kullanılır.

$$K_S = 1 + \frac{0,5}{C} \quad [5]$$

$$\tau_{maks} = \frac{8.F.D}{\pi.d^3} \cdot K_S \quad [6]$$

Burada, K_S direk kesme düzeltme faktörü ve C yay sabitidir. Eğer bir yay statik olarak yüklenirse çökme hata faktörü olarak adlandırılır.

Yayın eğriliği, sarımın tel kesitinin iç yüzeylerinde gerilmenin artmasına sebep olur. Wahl direk kesme gerilmelerini ve eğilme gerilmelerini içine alan bir gerilim düzeltme faktörü (K_w) tespit etmiştir (Burhan 2010).

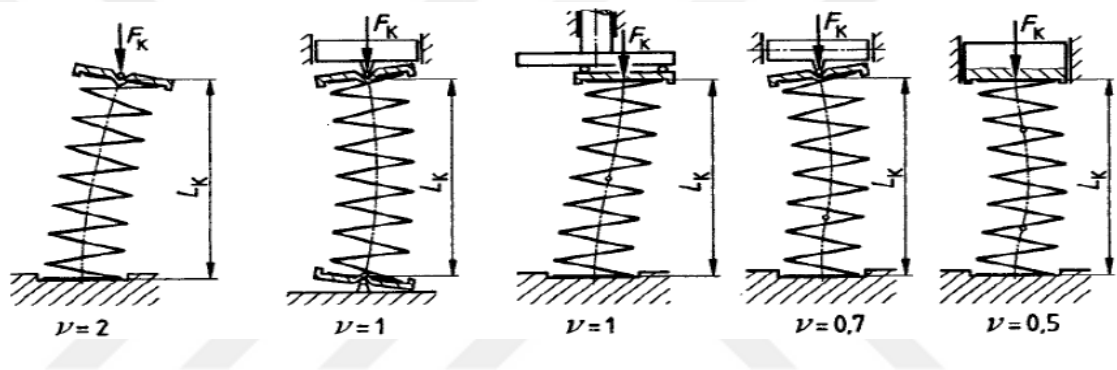
$$K_w = \frac{4.C-1}{4.C+4} + \frac{0,615}{C} \quad [7]$$

$$\tau_{maks} = \frac{8.F.D}{\pi.d^3} \cdot K_w \quad [8]$$

Yay dinamik olarak yüklendiğinde, Wahl gerilim düzeltme faktörü devreye sokulur ve [8] eşitliği kullanılır.

2.5.1.7. Helisel bası yaylarının burkulması

Eksenel olarak yüklenen yaylar, belirli bir kritik uzunluğa kadar sıkıştırıldıklarında burkulmaya meyilli olurlar. Bu yayların tasarımında, burkulmaya karşı yeterli bir emniyete müsaade edilmelidir. Uygulamada, burkulma sınırına erişme teorik hesaplamaya göre daha muhtemeldir (Özkan 2009).



Şekil 2.9. Helisel bası yayında burkulma tipleri ve ilgili burkulma katsayıları

(Özkan 2009)

Yayın serbest boyu L_f 'nin ortalama çapına oranı $L_f/D > 4$ ise burkulma tehlikesi vardır.

Yayın kritik burkulma sapması [9] eşitliği kullanılarak bulunabilir (Şekil 2.9):

$$\delta_{cr} = L_f \cdot \frac{0,5}{1 - \frac{G}{E}} \left[1 - \sqrt{\frac{1 - \frac{G}{E}}{0,5 + \frac{G}{E}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D}{\vartheta \cdot L_f} \right)^2} \right] \quad [9]$$

2.5.1.8. Helisel baskı yaylarının titreşimi

Titreşimli zorlamalara maruz kalan yaylarda, önlenmesi gereken önemli bir olay rezonans yani yayın doğal frekansı ile kuvvetin oluşturduğu frekans çakışmamalıdır. Yayın ucuna uygulanan bir kuvvetle bunu dalga dalga diğer sargılara aktarır. Bu belirli

bir süre gerektirir. Yayın dalgalanması denilen bu süre sonunda, yay kuvveti sönümler ve hareketsiz kalır. İdeal olarak yayın doğal frekansı uygulanan kuvvetin frekansından 13 ile 20 kez fazla olmalıdır.

Her iki başı kılavuzlanmış ve çalışma aralığında bir başı periyodik olarak tahrik edilen yayın birinci dereceden doğal frekansı [10] eşitliği ile bulunur:

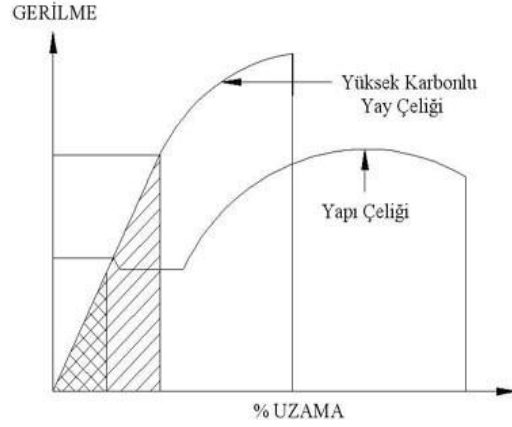
$$f_n = \frac{3560 \cdot d}{n \cdot D^2} \cdot \sqrt{\frac{G}{\gamma}} \quad [10]$$

2.6. Yaylarda Malzeme Seçimi

Yay malzemeleri, endüstride kullanılan en mukavemetli malzemelerdir. Yaylar, genellikle diğer elemanlardan daha fazla zorlanmaya maruz oldukları dikkate alınarak tasarlanır. Örnek olarak, helisel sarılmış basma yayları kopma mukavemetinin %70'i hatta daha fazlası bir değerde gerilmeye maruz kalabilir. Şekil 2.10'da yapı çelikleri ve yüksek karbonlu yay çelikleri için gerilme-uzama grafiği gösterilmiştir.

Buna ilaveten, yay malzemeleri yüksek ve düşük sıcaklığın olduğu, korozif çözeltilerin bulunduğu yerlerde ani ve dinamik yüklemenin mevcut olduğu yerlerde çalışabilmelidir. Yay malzemelerinin, sadece mekanik özellikleri değil elektrik ve manyetik özellikleri de önemlidir ([http:// www.yayse.com](http://www.yayse.com), 2015).

Helisel yaylar için malzeme seçimini yönlendiren birkaç faktör vardır. Bunlar, yükleme durumu, çalışma gerilimi aralığı, ağırlık, çalışma sınır ölçüleri, yorulma ömrü, sıcaklık, korozyon, üretim metodu (soğuk ve sıcak sarım) ile malzeme özellikleri olarak sayılabilir ([http:// www.yayse.com](http://www.yayse.com), 2015).



Şekil 2.10. Gerilme-uzama eğrisi (<http://www.yayse.com>, 2015)

2.6.1. Yayların sahip olması gereken özellikler

- Büyük bir elastik şekil değiştirme özelliği göstermeleri için yüksek elastiklik sınırına sahip olmalıdırlar.
- Diğer nitelik yüksek dayanımlı olması, yüksek yorulma mukavemeti,
- Metal malzemeler yüksek kopma dayanımına sahip olmalı,
- Isıya veya korozyona karşı direnç,
- Mıknatıslanmama,
- Düşük ısı yayılımı ve ısı karşısında elastik özelliklerin değişmezliği,
- Malzemenin yorulmaya dayanımlı olması sonucu uzun süre özelliği bozulmadan kullanılması,
- Kolay elde edilebilmesi ve ekonomik olması,
- İdeal yay malzemesi maksimum enerji depolamak için yüksek elastikiyet modülüne sahip olması,

gibi özelliklerde çeliğin özel bileşimleri sayesinde elde edilebilir. Bu isteklerin bir kısmı demir olmayan metallerle de elde edilebilir (Burhan, 2010).

Örneğin bakır, bronz, titanyum, pirinç, veya diğer alaşımlar gibi. Hatta metal olmayıp elastik özelliğe sahip kauçuk, plastik ağaç, hava ve mantar, seramik gibi malzemelerden

de yapılmış yaylar vardır. Sınırlı sayıdaki malzeme ve alaşımlar yay yapımı için uygundur. İdeal yay malzemesi, yüksek mukavemetlere dayanımlı, maksimum enerji depolamak için düşük elastikiyet modülüne sahip olmalıdır. Yay hesaplarında, yay mukavemeti hesaplanırken standart yay malzemesi olarak ASTM standardı esas alınmıştır. Malzemeye bağlı olarak elde edilen sabitler kullanılarak mukavemet hesabı yapılmıştır.

Bu çalışmada, seçilen yay ve yay malzemesi için “Fibro” firmasının kataloğundan yeşil, mavi, kırmızı ve sarı kalıp yaylarının katalog değerleri dikkate alınarak hesaplamalar yapılmıştır.

Fibro firması, yay malzemesi olarak 50CrV4 yüksek performanslı çelik malzeme kullanmıştır. Ve bu malzemenin üstün özelliklerini elde etmek için ısıtma işlemi uygulanmış ve bilya vuruş yöntemi ile dayanıklılık kazandırılmıştır. Yay malzemesinin yaklaşık 250°C'ye kadar çalışma sıcaklığı vardır.

Örnek olarak;

Otomotiv sektöründe üretim yapılan kalıplarda %90'ı 90°C civarı sıcaklıklarda çalışır. Bu sıcaklık kullanılan plastik malzemeye göre değişmektedir. Termoset kalıplarının sıcaklıkları ise 200°C'ye ulaşmaktadır. Yani, yay çalışma sıcaklığının uygun değerde olduğu görülmektedir.

2.6.2. Yay teli malzemeleri

Helisel yay üretiminde en çok kullanılan tel malzemeleri ve özellikleri Çizelge 2.3'te verilmiştir.

Çizelge 2.3. ASTM standart malzemelere göre oranlar

Malzeme	ASTM No	T_{ak}/σ_k	T_d/σ_k
Soğuk Çekilmiş	A227	0,42	0,21
Piyano Teli	A228	0,4	0,23
Yağ Temperli	A229	0,45	0,22
Krom Vanadyum	A232	0,52	0,2
Krom Silikon	A401	0,52	0,2

2.7. Malzemelerde Yorulma Ve Yorulma Analiz Çalışmaları

Mühendislikte önemli konulardan biri de yayların emniyetli bir çalışma temin edecek şekilde ömürlerinin ve yük altındaki gerilmelerinin tespiti olmaktadır. Bunun nedeni, yayların daha çok emniyet amacıyla kullanılmalarından ileri gelmektedir. Hemen hemen bütün yaylar, tekrarlanan yükler altında çalışırlar. Bu nedenle yayların ve yay malzemelerinin yorulma özelliklerinin veya karakteristiklerinin tespiti çok önemli bir husus olmuştur. Yorulma özelliklerinin tespiti iç yapı ve malzeme yüzey şartlarına bağlıdır. Yay malzemeleri üzerine ASTM, ASME ve SAE kuruluşları tarafından yapılan geniş çalışmalar bulunmaktadır (ASTM: American Society for Testing and Materials, ASME: The American Society of Mechanical Engineers, SAE: Society of Automotive Engineers). Bu çalışmalar, daha çok yay malzemeleri üzerinde yoğunlaştırılmıştır. Yayların yorulma ömürleri genellikle yüzeyi metal tanecikleri ile dövme metodu sayesinde artırılabilir. Bu işlem küçük çelik bilyaların yay üzerine yüksek hızla çarpmasıyla olmaktadır.

Yayların üretim ve kullanımında en önemli karakteristik değerlerden biri statik veya dinamik yük altındaki ömürleridir. Yayların ömürlerinin tespiti değişik şartlar altında belirli deneylerin uygulanmasıyla yapılabilmektedir. Bu deneylerde amaç, yayların tekrarlanan yükler altında ne kadarlık bir süre içinde kırılacağını veya yaylanma özelliğini kaybederek gevşeyeceğini belirlemektir. Ancak, bu deneylerin çok dikkatlice yapılması gerekmektedir.

Deneyleerde aynı malzemedden sarılmış ve özellikleri aynı 5 veya 10 yay, aynı şartlarda denenererek yorulma değerleri tespite çalışılır. Bu işlemdede deney hızı oldukça önemlidir. Çok hızlı çalışmalarda ısı açığa çıkar. Bu durumda basmaya ve çekmeye uğratılan yayın ilk birkaç sarımı diğer sarımlara nazaran daha erken yorulur ve erken kırılma meydana gelir.

Yayların kırılmalarına genellikle yorulma sebep olduğundan, sıcak şekillendirilmiş yayların en kötü hali yüzeyin zayıflığıdır. Yorulma kırılması daha çok gerilme yoğunlaşmasının meydana geldiği bir yüzey düzgünlüğünde başlar. Bu nedenle çok yüksek devirlerde deney hızları pek tavsiye edilmemektedir. Bu konuda uluslararası standartlar geliştirilmiş bulunan ASTM ve DIN normlarında deney hızlarının 200-500 dev./dak arasında olması tavsiye edilmektedir. Bugünkü teknolojiye meydana gelen yeni değişim ve gelişmeler ile yayların deneyleri için yeni teori ve teknikler geliştirilmeye çalışılmaktadır. Özellikle yeni çatlak ilerlemesi ve kırılma teorileri esas alınarak elektro mikroskobunun kullanılması ile malzeme iç bünyesinde meydana gelen bozukluklar daha iyi tespit edilerek imalata yön verilebilmektedir. Böylelikle eskiye nazaran daha sağlıklı ve emniyetli yay imalatı ve kullanılması mümkün olabilmektedir. Çünkü yorulma işlemi gerilmelerin yığıldığı bölgelerde ince lifler boyunca oluşarak gelişmektedir. Bu bölgelerde yorulmanın ne zaman başlayacağını önceden kesin olarak belirlemek hiçbir zaman mümkün değilse de, yorulma eğrisinin çizim ve emniyetli bir gerilim sınırı içinde çalışma şartlarını tespit imkanları bulunmaktadır (Pıhtılı ve Özler 1997).

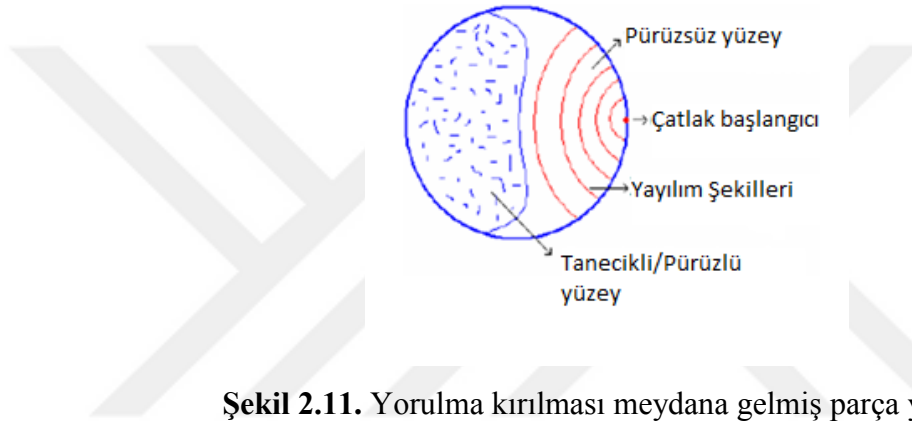
Yorulma, tekrar eden şekil değiştirme ve gerilmelere maruz kalan malzemelerde meydana gelen, ilerleyen yerel ve sürekli yapısal bir değişimdir. Belirli bir devir sayısından sonra çatlama ve kırılma ile ortaya çıkar.

Yorulma kırılmaları plastik şekil değiştirme çekme gerilmesi ve çevrimli gerilmenin aynı zamanda tesiri ile meydana gelir. Bu nedenle bu üç faktörden herhangi birinin

olmaması halinde yorulma çatlakları oluşmayacak ve ilerlemeyecektir. Çevrimli gerilme ve şekil değiştirme çatlaklarının ilerlemesinde etkili olurlar.

Yorulma süreci üç aşamadır (Şekil 2.11):

- Çatlağın başlamasına yol açan başlangıç yorulma hasarı,
- Çatlağın ilerleyerek, kalan kesitin uygulanan yükleri taşıyamayacak kadar zayıflaması,
- Kalan kesitin ani olarak kırılması



Şekil 2.11. Yorulma kırılması meydana gelmiş parça yüzeyi

(http://engineering108.com/Data/Engineering/Mechanical/Material_Science/Module8.pdf, 2015)

Yorulma çatlağı, genellikle malzemelerin statik akma mukavemetinin altındaki tekrar eden gerilmelerden kaynaklanmakta ve şekil değiştirmenin en şiddetli olduğu bölgelerde başlayarak ilerlemektedir. Parçanın geometrik, fiziksel ve metalürjik özellikleri gerilmeyi yoğunlaştırmaya eğilim gösterir ve yorulma hasarının muhtemel bölgesini oluştururlar. Bu yüzden gerilme yığılması metallerin yorulmasında temel bir faktördür. Ayrıca malzemelerin çeşitli türlerde hatalar içermesi ve gerilme yoğunlaşmasına sebep olan bu bölgelerde şekil değiştirmenin artması yorulma çatlaklarının başlamasında etkili olur. Mikroskopik düzeyde ise, yorulma sürecinin en önemli özelliği tane sınırlarında veya devamlı kayma bantlarında çatlakların gelişimini müteakip akma gerilmesini aşan tersinir gerilmelerin tesiri altında bir veya daha fazla çatlağın oluşumudur. Herhangi bir numune veya yapının yorulma ömrü, hasarın

meydana gelmesine sebep olan gerilme çevrimlerinin toplam sayısıdır. Bu sayı gerilme durumu, dalga şekli, yorulma ortamı ve malzemenin fiziksel ve metalürjik durumunu içeren birçok değişken fonksiyonudur (Burhan 2010).

2.7.1. Çevrimli Yüklemenin Tanımı

Bu bölümde, değişken yüklemelerde kullanılan bazı ifadeler tanıtılacaktır. Gerilme değişimi ($\Delta\sigma$), maksimum ve minimum değerler arasındaki farktır. Maksimum ve minimum değerlerin ortalamasını almak ortalama gerilme (σ_0)'ı verir. Ortalama gerilme sıfır da olabilir ancak çoğunlukla sıfır olmaz. Gerilme değişiminin yarısı gerilme genliği (σ_g) diye adlandırılır. Maksimum ve minimum gerilmelerin oranına ise gerilme oranı (R) denir (Burhan 2010).

$$\Delta\sigma = \sigma_{maks} - \sigma_{min} \quad [11]$$

$$\sigma_g = \frac{\sigma_{maks} - \sigma_{min}}{2} \quad [12]$$

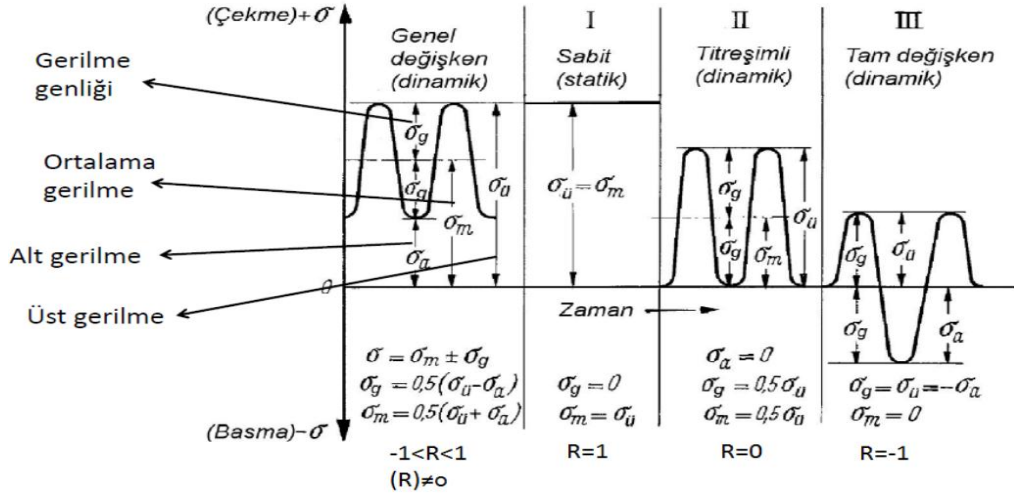
$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{maks} + \sigma_{min}}{2} \quad [13]$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{maks}} \quad [14]$$

$$\sigma_{maks} = \sigma_0 + \sigma_g \quad [15]$$

$$\sigma_{min} = \sigma_0 - \sigma_g \quad [16]$$

Şekil 2.12 üzerinde bu ifadeler gösterilmiştir.



Şekil 2.12. Yorulma parametreleri (Şahin 2015)

2.7.2. Gerilme-Ömür (σ -N) Eğrileri

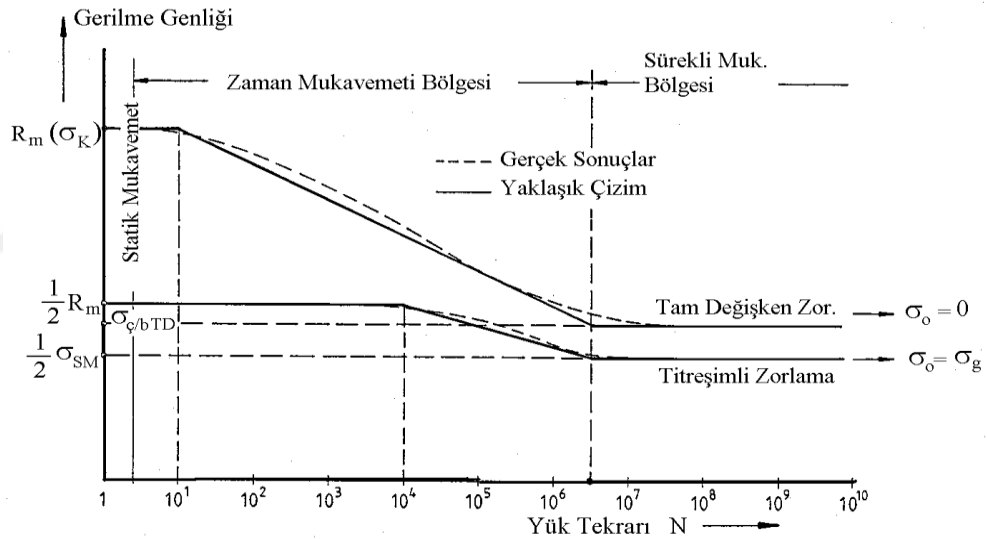
Makine parçalarının dinamik zorlanmalarında mukavemet sınırlarının bilinmesi için, deneyler yapılması ve buna göre gerilme-ömür değerlerinin bulunması gerekmektedir. Bir makine parçasının veya malzemenin bir test numunesi eğer çevrimli yüksek gerilmelere maruz kalırsa, parçayı tam hasara götüren bir yorulma çatlakı veya başka bir hasar oluşacaktır. Eğer test daha yüksek bir gerilme seviyesinde tekrarlanırsa, hasara kadarki çevrim adedi daha az olacaktır. Birkaç değişik gerilme seviyesinde yapılan bunun gibi testlerin sonuçları bir gerilme-ömür eğrisi elde etmek için çizilebilir. Bu eğri aynı zamanda da σ -N eğrisi diye adlandırılır. Gerilme-ömür bağıntısını gösteren bu diyagramlara Wöhler diyagramları denilmektedir (Burhan 2010). İlk defa Wöhler 1866' da değişken yükler altında malzeme davranışını incelemiş ve tasarlanan makine elemanının ömrünün değişken gerilmenin genliğine bağlı olduğunu belirlemiştir. Bu nedenle değişken zorlamaya maruz bir makine elemanının tasarımı ömür esas alınarak yapılır. Wöhler diyagramlarında iki bölge mevcuttur. Bu bölgeler zaman mukavemet bölgesi ve sürekli mukavemet bölgesidir (Şekil 2.13).

2.7.2.1. Zaman mukavemet bölgesi

Belirli bir gerilme değerinde makine parçasının zorlanması halinde, ömür değeri de belirlidir. Ne kadar işletme saati (veya yük tekrarı) ömrü olacağı, bundan sonra hasar meydana geleceğini belirten bölgedir.

2.7.2.2. Sürekli mukavemet bölgesi

Makine parçasının ömrünün (teorik olarak) sonsuz değerini gösterdiği bölgedir. Teorik olarak sonsuz ömür, gerçekte makine parçasından istenilen ömürden daha fazlasını belirtmektedir.



Şekil 2.13. Wöhler eğrisindeki süreli ve sürekli bölgeler (Babalık ve Çavdar 2015)

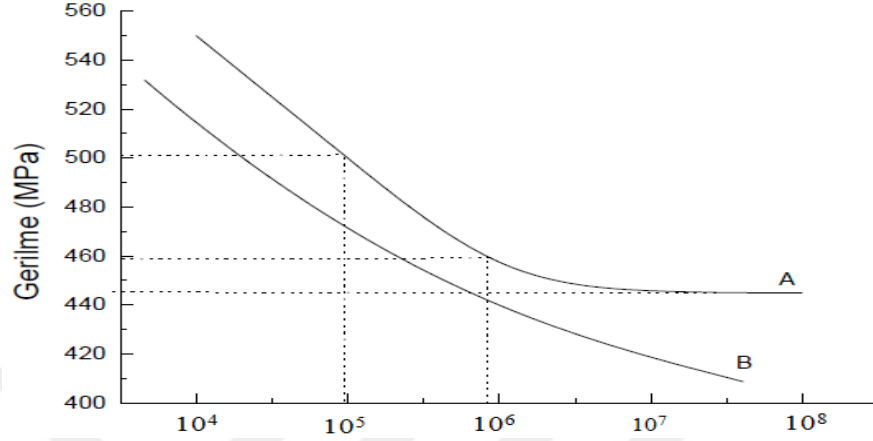
Gerilme seviyesinin değişimiyle beraber hasara kadarki çevrim adedi hızla değişmektedir ve düşük ömürlerdeki çevrim adetleri düzgün okunamamaktadır. Bu nedenle, çevrim sayıları genelde logaritmik ölçekte çizilir. Eğer σ -N verileri log-lineer grafikte yaklaşık bir düz çizgi olarak çizilirse eğrinin denklemi aşağıdaki gibi olacaktır:

$$a = C + D \cdot \log N \quad [17]$$

Burada C ve D sabit katsayılarıdır.

Wöhler eğrisi demir esaslı malzemelerde 10^6 - 10^7 tekrar sayılarında yatıklaşmaya başlar.

(Burhan 2010)



Şekil 2.14. Wöhler eğrisinin yorumlanması (Şahin 2015)

Yukarıda verilen şekildeki (Şekil 2.14) A malzemesi çeliktir. Bu malzemenin yorulma sınırının yaklaşık 445 MPa olduğu görülmektedir. Bunun anlamı bu malzeme, bu gerilme ve bunun altındaki gerilme değerlerinde sonsuz süre yorulmadan çalışabileceği anlamına gelir. B malzemesi alüminyumdur. Demir dışı malzemeler özellikle Al alaşımlarında yorulma sınırının olmadığı görülür. Numune üzerine uygulanan gerilme ne kadar azaltılırsa azaltılsın malzeme belli bir gerilme devrinden sonra hasara uğramaktadır. Yorulma eğrisi B malzemesindeki gibi elde edilir.

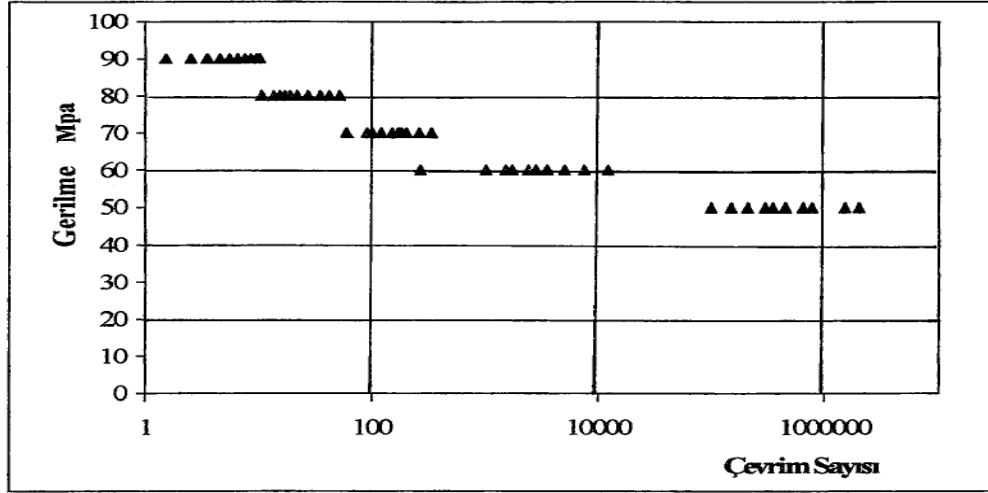
Makine konstrüksiyonlarında yük tekrar sayısına göre genellikle,

$N < 10^3$: Statik zorlanma bölgesi

$10^3 < N < 10^6$: Süreli mukavemet bölgesi (zaman mukavemeti)

$N > 10^6$: Sürekli mukavemet bölgesi

kabul edilir.

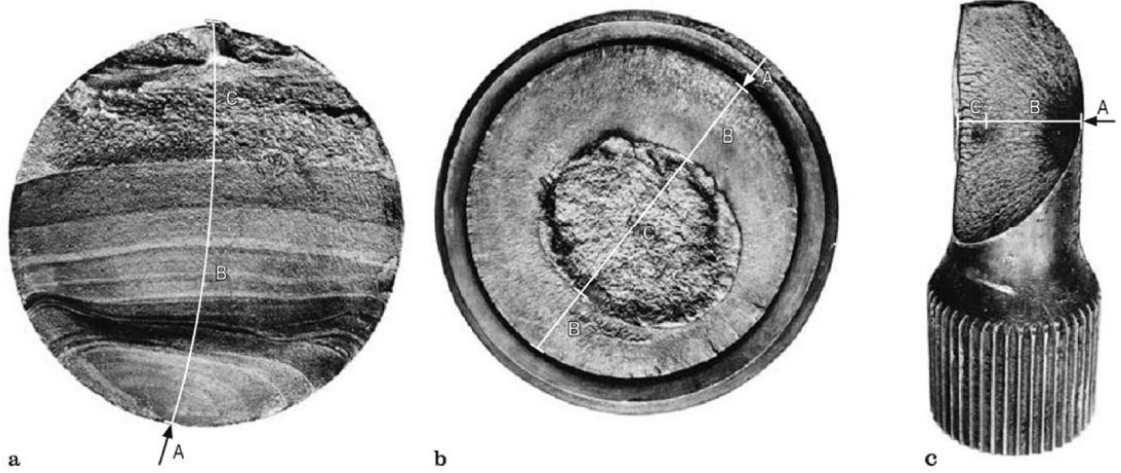


Şekil 2.15. Orta mukavemetli çelikler için σ -N eğrisi (Hasçalık 1998)

Şekil 2.15. orta mukavemetli çeliklerin gerilme çevrim sayısı durumunu göstermektedir.

2.7.3. Yorulma Mekanizması

Mikroskobik ölçekte incelendiğinde bütün malzemelere yön ile özellikleri değişen ve homojen olmayan bir yapıya sahiptir. Homojensizlik sadece tek yapısı sebebiyle değil aynı zamanda küçük boşlukların varlıklarında dolayı veya farklı kimyasal parçacıklardan kaynaklanabilmektedir. Üniform olmayan böyle bir mikro yapıdan dolayı gerilmeler üniform olmayan bir şekilde dağılır. Gerilmelerin şiddetli olduğu bölgeler ise genellikle yorulma hasarlarının başladığı noktalardır (Burhan 2010).



Şekil 2.16. Yorulma hasar örnekleri

(<http://web.itu.edu.tr/temizv/Sunular/Yorulma.pdf>, 2015)

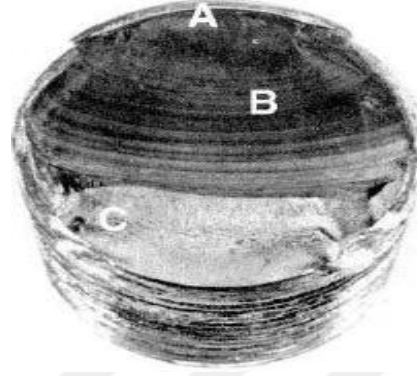
Yukarıdaki şekilde (Şekil 2.16), a: eğilmeye maruz bir eksantrik kırıcıdaki yorulma hasarı, b: çok küçük yuvarlatma sonucu bir iticide oluşan yorulma kırığı, c: burulma çubuğunda oluşan yorulma kırığını göstermektedir.

Endüstride kullanılan ve düzensiz gerilme şartlarına maruz bırakılmış makina elemanları ömürlerini, çatlak oluşumu, çatlağın ilerlemesi ve malzemenin kopmasıyla sonuçlanan dört aşamada açıklanacak süreçte tamamlarlar.

2.7.3.1. Çatlak başlaması

Makina elemanlarında meydana gelen ve onu yorulma yetmezliğine götüren kalıcı, bölgenmiş ve ilerleme yeteneğine sahip ilk yapısal değişim, mikro seviyede olan akmalardır. Diğer bir deyişle malzemenin halen normal olarak elastikliğini muhafaza etmesine rağmen, mikro seviyede akmalara başlamasıdır. Mikroplastik deformasyonun oluşumu kristal tanecikleri bloklarının birbirini üzerinde kayması ile mümkündür. Bu olaya kayarak deformasyon (şekil değiştirme) adı verilir. İlk mikro akmalara, malzeme üzerindeki yükün birkaç yumuşak tanecikte plastik akma için gerekli seviyeye çıkmasıyla oluşur (Şekil 2.17). Bu plastik akmanın ilerlemesi, plastik bölgesini saran elastik matriks tarafından engellenir. Malzeme üzerindeki gerilme kaldırıldığında, bu elastik matriks oluşturduğu gerilmeler, plastik deformasyonu eski orijinal durumuna

döndürmeye zorlar. Elastik matriksin oluşan plastik bölgeyi eski haline döndüremeyecek şekildeki akmalarda, geri döndürülemez bir plastik deformasyon meydana gelir. Ayrıca, bu olay malzeme üzerine uygulanan nominal (hesaplanan) gerilme elastiklik sınırının altındayken oluşur (Pıhtılı ve Özler 1997).



Şekil 2.17. Yorulma kırığı yüzeyi

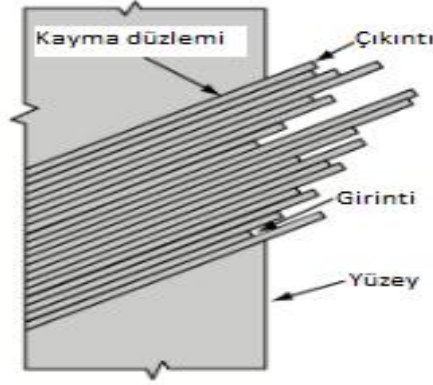
(<http://muhserv.atauni.edu.tr/makine/akgun/Docs/makel/Yorulma.pdf>, 2015)

2.7.3.2. Kayma bantı çatlak gelişimi

Yüksek kesme gerilmesine sahip düzlemlerde ilk çatlağın derinleşmesini belirlemektedir ve genellikle 'birinci safha çatlak gelişimi' olarak isimlendirilir.

2.7.3.3. Yüksek çekme gerilmesine sahip düzlemlerde çatlak gelişimi

Maksimum çekme gerilmesine dik yönde çatlağın ilerlemesini belirtmekte ve genellikle ikinci safha çatlak gelişimi' olarak isimlendirilir.



Şekil 2.18. Yorulma hasarı çatlak gelişimi (Pıhtılı ve Özler 1997)

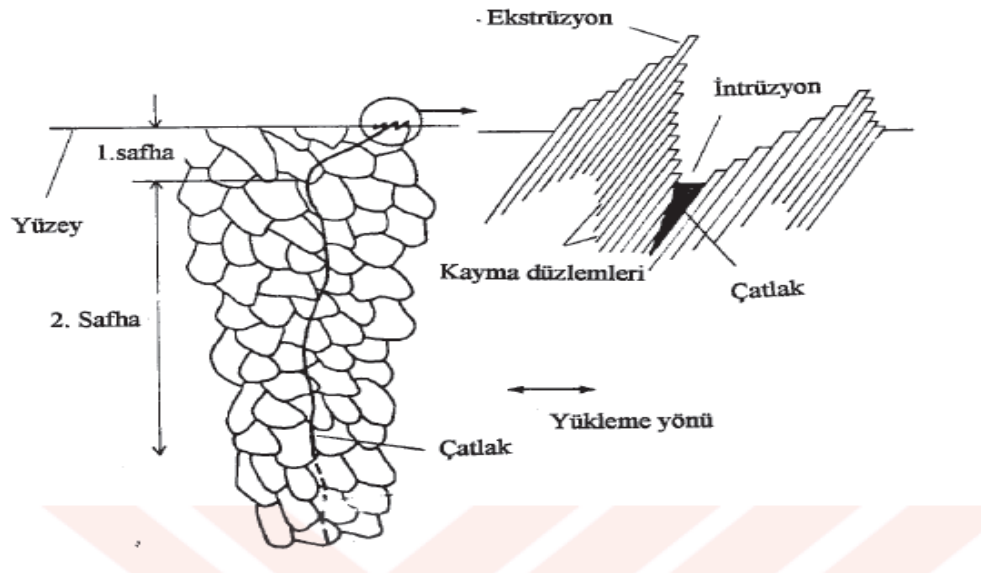
Çatlak gelişimini aşağıdaki gibi özetleyebiliriz:

Birinci safhada oluşan kalıcı kayma bantları olgunlaşmış yorulma çatlaklarındandır. Yük tekrarının artmasıyla bu girinti (intrusion) ve çıkıntılar (extrusion) sıralanmalarıyla bir çentik meydana gelir (Şekil 2.18). Yorulma sırasında, bu yolla derin bir çatlağı oluşturacak yeterli kayma mevcuttur. İlk çatlaklar kayma düzlemleri boyunca oluşur ve kayma düzlemi boyunca gelişmeye başlar. Bu gelişme yalnızca birkaç tanecik üzerinde görülür. Bu gelişmede malzemede oluşan kayma gerilmeleri hakimdir. Ancak gerilme tekrarının artmasıyla çatlağın ilerlemesinde çekme gerilmesi hakim olmaya başlar. Bu durumda çatlak, kayma düzlemleri boyunca zikzak geçiş taneli hat üzerinde, tanecikten taneciğe çatlama düzlemleri boyunca ilerler (Pıhtılı ve Özler 1997).

2.7.3.4. Kopma

Çekme gerilmesinin hakim olduğu çatlak, geri kalan kesitin uygulanan yükü taşımayacak bir boya eriştiğinde malzeme kopar (Pıhtılı ve Özler, 1997). Yukarıdaki her bir safhanın toplam hasar çevrimine göre izafi oranları malzeme ve deney şartlarına göre değişmektedir. Başlangıçta akma gerilmesinin altında uygulanan gerilmelerde belirli bir çevrim süresinden sonra çevrimin çekme yarısında deney numunesinin

yüzeyinde ki malzeme plastik olarak şekil değiştirmeye başlar. Ancak malzemenin geneli elastik olarak kalır. Malzeme genelinin elastik zorlamalarından dolayı çevrimin basma yarısında yüzeyin plastik malzemesi artık elastik duruma geri dönemez ve sürekli olarak plastik olarak kalır. Bu süreç, “tersinir olmayan plastik deformasyon” olarak isimlendirilmekte ve malzeme yorulma ile sertleşmektedir. Bu safhada uygulanan gerilmeye 45 derecelik düzlemlerdeki yüzeyde kayma meydana gelir. Ömrün yaklaşık %5’ i civarında “devamlı kayma bantları” (PSB) olarak isimlendirilen yerel bantlardan kayma yoğunlaşmaya başlar. Bu bantlar başlangıçta çoklu kutuplar ve ikiz kutuplar düzeninin de ana dislokasyonlardan ibarettir. Çevrim devam ederken ilk bantlar arasındaki bantlarda kayma meydana gelir ve bu bant büyük oranda ikincil dislokasyonlardan ibarettir. Malzemenin tamamen kayma bantları gelişir. Bu bantlar yorulma çatlaklarının başlama yeridir. Yorulma deformasyonuna has önemli bir yapısal özellik “kayma bandı ekstrüzyonları” ve “kayma bandı intrüzyonları” olarak isimlendirilen tepelerin ve yivlerin yüzeyde oluşmasıdır. Ekstrüzyon ve intrüzyon oluşumu ile ilgili olarak Cotrell, Şekil 2.19’da görüldüğü gibi kaymanın kayma düzlemlerinde aynı anda meydana geldiğini ileri sürmüştür. Bir intrüzyon esas olarak küçük bir mikro çatlaktır (Burhan 2010). Şekilde görüldüğü gibi, safha 1’de çatlak önce uygulanan gerilmenin kesme elemanları ile belirlenen bir yönde ilerlemekte, hemen sonra safha 2’ de uygulanan çekme gerilmelerinin tesiri ile yön değiştirmektedir.



Şekil 2.19. Çatlak oluşumunun şematik olarak gösterilmesi (Burhan 2010)

İkinci mekanizma Mott tarafından ileri sürülmüştür. Bu mekanizma metalin kristal bir boşluk bırakarak yüzeyden ihraç edilmesine bağlı olarak, vida dislokasyonlarının çapraz kaymasını ihtiva eder ve bu boşluklar bir mikro çatlak gibi davranırlar. Aynı zamanda yorulma esnasında devamlı kayma bantlarında oluşan aralıklar birer mikro çatlak gibi davranan boşlukları oluşturmak üzere yoğunlaşabilirler. Ayrıca kusurların yığılması dislokasyonlara bağlı olarak ya gerilme yoğunlaşması ile ya da hacim değişimi ile çatlama yol açarak kayma düzleminde kristal bağını bozabilirler. Çatlaklar yukarıda ifade edilen mekanizmaların herhangi birine uygun olarak başlayabilmektedir. Bununla beraber alaşımlama ve üretim yöntemlerinden kaynaklanan segregasyon, inklüzyon, ikinci faz partikülleri ve yapıyı bozan diğer faktörlerde çatlak başlama sürecinde önemli tesirlere sahiptir (Burhan 2010).

2.7.4. Çatlağın İlerlemesi

Yorulma çatlakları üç safhada ve üç farklı tarzda ilerlerler. Birinci safha kesme, ikinci safha çekme ve üçüncü safha bir yırtma tarzıdır. Yorulma çatlak ilerlemesi ile ilgili detaylı bilgiler Burhan (2010)'ın çalışmasında verilmiştir.

2.7.5. Yorulmayı Etkileyen Faktörler

Yorulmayı etkileyen faktörler bu bölümde kısaca açıklanmıştır.

2.7.5.1. Gerilme Yoğunlaşması

Yorulma mukavemeti, çentik veya delik gibi gerilme artırıcıların bulunması halinde önemli ölçüde azalmaktadır. Makine elemanları flanş, delik, vida dişleri, kama yuvaları, sıkı geçmeler vb. gerilme artırıcılar içermesinden dolayı, bu kısımlarda yorulma çatlaklarının başlama ihtimali artmakta olduğu bilinmektedir.

2.7.5.2. Boyut

Yorulma numunelerinin boyutlarının değişmesi esas olarak iki faktörde değişime neden olmaktadır. İlk olarak, çapın artması numunenin yüzey alanı ve hacmini arttırır. Yüzeyin artması yorulmanın genellikle yüzeyden başlaması nedeniyle oldukça önemlidir. İkinci olarak ise, burulma veya eğilme olarak yüklenen çentikli veya sade numuneler için çaptaki artış genellikle çap boyunca gerilme mertebesini azaltır ve yüksek gerilmeye maruz kalan malzeme hacmini arttırmaktadır.

2.7.5.3. Yüzey etkileri

Genel olarak bütün yorulma hasarları yüzeyde başlar. Yüklemenin genel tipleri için maksimum gerilme yüzeyde meydana gelir ve hasar burada başlamaktadır. Yorulma özelliklerinin yüzey şartlarına çok hassas olduğuna dair kesin bir görüş birliği vardır. Bir yorulma numunesinin yüzeyini etkileyen faktörler genel olarak 3 bölüme ayrılır (Burhan 2010).

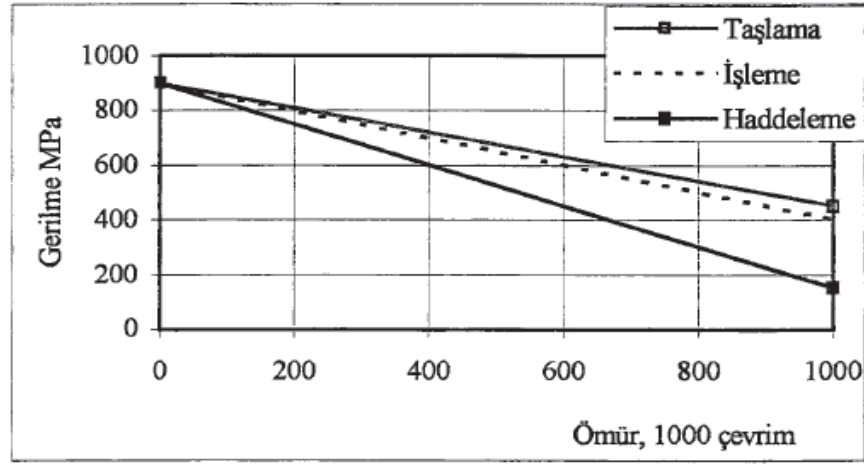
A-Yüzey pürüzlülüğü ve yüzeydeki gerilme artırıcılar

B-Metal yüzeyin yorulma mukavemetinde ki değişmeler

C-Yüzeyin artık gerilme durumu

A-Yüzey pürüzlülüğü;

Farklı üretim yöntemleri ile meydana gelen yüzey pürüzlülükleri yorulma özelliklerini önemli ölçüde etkilemektedir. Gerilme artırıcıları esas çekme mukavemetinin yönü ile paralel olarak parlatılan numuneler yorulma deneylerinde en yüksek değerleri vermektedirler. Yorulma mukavemetinde yüzey pürüzlülüğünün etkisi şekilde görülebilir (Şekil 2.20).



Şekil 2.20. Çeliklerin yorulma özelliklerinde yüzey şartlarının etkisi (Burhan 2010)

B-Yüzey özelliklerindeki değişimler;

Yorulma hasarlarının yüzey durumuna bağlı olmasından dolayı yüzey malzemesinin yorulma mukavemetinin değişimi yorulma özelliklerini önemli ölçüde değiştirecektir. Nitrürasyon ve karbürasyon ile çelik parçalar üzerinde daha sert ve daha mukavemetli yüzeylerin oluşumu ile yorulma mukavemetinde belirgin iyileşmeler sağlanmaktadır. Nitrürasyon ve karbürasyon ile benzer şekilde alevle sertleştirme ve indüksiyon sertleştirilmesi de yorulma mukavemetini artırır. Metal kaplamalar malzemenin yorulma mukavemetinde olumsuz tesirler gösterebilmektedir. Karbon ve düşük alaşımlı çelikler özellikle yüksek sertliğe sahip çelikler bileşik asit veya alkali temizleme işlemleri ve kaplama esnasında hidrojen absorpsiyonu nedeniyle hidrojen gevrekliğine eğilimlidir. Kadmiyum gibi yumuşak kaplamaların yorulma mukavemetinde çok küçük bir etkiye sahip olduğu bilinmektedir. Krom gibi sert kaplama malzemeleri ise genellikle ana metalde çökme olduktan sonra çekme gerilmeli bir durumdadır. Bu nedenle ana metalde çatlamaya neden olur (Burhan 2010).

C-Yüzey artık gerilmesi;

Yüzeyde uygun bir artık basma gerilmesi oluşumu yorulma mukavemetinin artırılmasında en etkili metottur. Artık basma gerilmeleri genellikle mekanik olarak plastik deformasyon ile sünek malzemelere uygulanmaktadır (Burhan 2010).

2.7.5.4. Sıcaklık

Oda sıcaklığının altındaki sıcaklıklarda metaller üzerinde yapılan yorulma deneylerinde azalan sıcaklıkla yorulma mukavemetinin arttığı tespit edilmiştir. Buna rağmen düşük sıcaklıklarda çeliklerin çentik hassasiyeti artmaktadır.

2.7.5.5. Frekans

Frekansın yorulma deney sonuçlarına etkisi kesin olarak belirlenememiştir. Bu bölümle ilgili detaylı bilgiler Burhan (2010)' ın çalışmasında yer almaktadır.

2.7.6. Metalurjik Değişmeler

Bu bölümde, malzemelerde meydana gelen metalurjik değişmelere değinilmiştir.

2.7.6.1. Tane boyutu

Yüksek çevrimli şekil değiştirme altında birçok metalin yorulma ömrü, tane boyutundan bağımsız olmaktadır. Buna karşın düşük çevrimli şekil değiştirme altında (yüksek çevrimli yorulma) çoğu metalin yorulma ömrü tane büyüklüğünün azalması halinde artmaktadır. Bu etkinin tane sınırlarının yorulma ömrü tane büyüklüğünün azalması halinde artar. Bu etkinin tane sınırlarının yorulma çatlaklarının ilerlemesini engelleyici rol oynamalarından kaynaklandığı düşünülmektedir. Bazı alaşımlarda tane büyüklüğündeki azalma ile meydana gelen yüksek çevrimli yorulma dayanımındaki iyileşme, diğer olumsuz özelliklerle dengelenir. Örneğin, tane boyutundaki azalmanın bazı çeliklerde yorulma sınırını yükseltmesine karşılık küçük tane boyutu çentik hassasiyetini arttırmaktadır (Burhan 2010).

2.7.6.2. Alaşımlama

Yorulma mukavemetinde kimyasal bileşimin etkisi yaklaşık olarak çekme mukavemetindeki tesiri ile orantılıdır. Alaşımlamanın en önemli etkisi malzemenin tane

boyutunu küçültücü etkisidir. Sadece karbonlu çeliğin yorulma sınırı genellikle karbon içeriği ile artmaktadır. Mo, Cr ve Ni de benzer etkilere sahiptir. % 0,01'lik sülfür içeriklerinin yorulma sınırları üzerinde etkisi yoktur (Burhan 2010).

2.7.6.3. İkinci fazlar

Metalurjik sistemde çoğu zaman bulunan ikinci fazlar çatlak ilerlemesini başlıca üç şekilde etkilerler.

- İkinci fazın varlığı ile meydana gelen kafes şekil değişimi
- Boyut biçim ve ikinci fazın dağılımı ile belirlenen gerilme yoğunlaşması
- İkinci fazlar çeşitli şartlar altında çatlak ilerleme hızına mani olduklarından veya hızlandırabildiklerinden dolayı çatlak oluşumu, ilerleme kinetikleri ve mekanizması üzerinde belirli tesirlere sahiptir.

2.7.6.4. Isıl işlem

Yorulma özelliklerinde bazı metalürjik değişkenlerin etkisi ile aynı değişkenlerin çekme özellikleri üzerinde ki etkisi arasında çoğu zaman bir paralellik vardır. Ancak iki yapısal durumda çelik aynı çekme mukavemetine sahip olmasına rağmen perlitik yapı perlit içerisinde bulunan karpit lamellerin daha yüksek çentik etkisine sahip olmasından dolayı yorulma dayanımı daha düşüktür. Malzemelere uygulanan ısıl işlemler daima kontrollü ısıtma ve soğutma işlemlerini gerektirir. Ostenitin martenzite dönüşümü tercih edilmeyen şartlarda çatlama ile sonuçlanan genişleme ile meydana gelir. Soğutma çatlaklarının oluşumunu hızlandıran şartlar; çok şiddetli soğutma ortamı, keskin kenarlar, kaba pürüzler ve çok yüksek sertleştirme sıcaklıklarıdır.

2.7.7. Yorulma Araştırmaları

Kailas (2015), malzemelerde yorulmanın oluşumunu arıza olarak ortaya çıktığı aşamaları araştırmıştır. Bu araştırmasında arızayı hedeflenen amacın gerçekleşmediği bir olay olarak tanımlamıştır. Malzeme bileşenindeki arıza da, o parçanın normal fonksiyonunu yerine getirememesi olarak tanımlanmıştır. Bir sistemin bileşenleri,

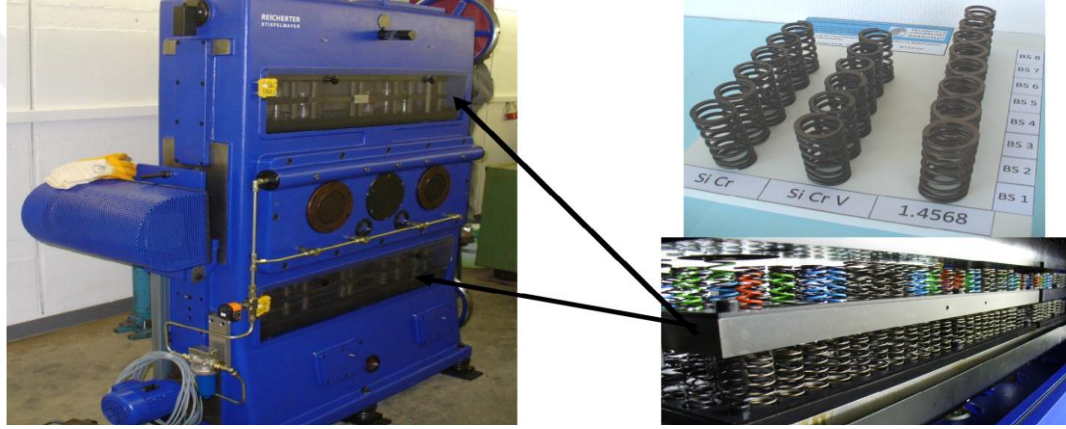
örneğin, aşırı deformasyon, kırılma, korozyon, belirli özelliklerinin bozulması (ısı, elektrik ya da manyetik) vb. birçok yönden arıza verebilir. Kailas'a göre arıza nedenleri şunlardır: yanlış malzeme seçimi, yanlış işlem, yetersiz tasarım, bir bileşenin yanlış kullanımı ve yanlış bakım. Bu çalışmada, malzeme kırılmasının üç şekilde meydana gelebileceği açıklanmıştır: kırılğan/sünek kırılma, yorgunluk ya da ilerleme kırığı ve gecikmiş kırılma. Bu maddeler detaylı bir şekilde açıklanmış, hesaplama yöntemleri gösterilmiş ve yorulma mekanizması hakkında yararlı bilgiler verilmiştir.

Berger ve Kaiser (2006), helisel bası yaylarından 160 tanesini aynı anda test edebilen bir makine ile yorulma davranışını araştırmış ve bu araştırmanın sonuçları çok yüksek devir rejiminde yorulma davranışının tecrübe edilmesi açısından önemli bir kaynak olmuştur. "Bosch spring testing rocker" makinesinde yapılan testlerde tel çapı 2-5 mm çapları aralığında, Si-Cr alaşımlı valf yayı telleri kullanılmıştır. Yorulma testinde 10^7 devirden itibaren 10^8 devir ve üstü değerlerde yorulma dayanımı düşüşe başladığı, bu sınır değerlere dikkat edilmesi gerektiği üzerinde durulmuştur. 10^7 devirden itibaren oluşan çatlak başlangıçlarının yüzeyin altında olduğu fark edilmiştir. Daha sonra elektron mikroskobu ile testler yapılmıştır. Yaklaşık olarak 10^7 'den 10^8 'e kadar artan baskılarda sonuç olarak %10 yorulma sınırı azalışı ve %90 dayanım ihtimali görülmüştür. 10^7 'den, $1,2 \times 10^9$ 'a kadar baskı arttığında %90 dayanım ihtimalinin yaklaşık olarak %25'e düştüğü belirlenmiştir.

B. Pyttel ve ark. (2013), 2006 yılında Berger ve Kaiser'in yaptığı araştırmanın devamı şeklinde nitelendirilebilir. Bu çalışmada helisel yayları bası testleri 40 Hz'de yapılmıştır. Test yayları 3 farklı malzemeden yapılmıştır (Şekil 2.21). Bunlar; yağda sertleştirilmiş SiCr, SiCrV alaşımlı subap (Valf) çeliği, Paslanmaz çeliktir. Yapılan testlerde $d=3$ mm tel çapında 500 adet ve $d=1,6$ mm tel çapında 900 adet yay, farklı gerilmelerde aynı anda test edilmiştir. Yay yorulma araştırmalarında $d=3$ mm için $N=10^9$ baskı sayısından $N=1,5 \times 10^9$ baskı sayısına kadar test edilmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Farklı baskı şartlarının etkisi 1,6 mm'lik yaylarda test edilmiştir. Optik mikroskop ve elektron mikroskobu ile kırık başlangıç ve davranışları metalografik mikro kesitler alınarak incelenmiştir. Bu araştırma değişik yay boyutları, değişken malzemeler, değişken bası şartlarında yayların kıyaslanması gibi bilgileri içermektedir. Yaylar için yapılan karşılaştırmalar sonucunda $d=1,6$ mm ve $d=3$ mm için

$P_s = 98\%$ (Dayanım ihtimali) olup grafiklerle gösterimi yapılmıştır. Paslanmaz çelik tellerin haricinde yorulma gerilmesi $d=3$ mm değerinde $d=1,6$ mm'deki değerlerden büyüktür. Boyut etkisi incelendiğinde küçük tel çaplarında daha yüksek yorulma dayanımı olduğu görülmüştür. SiCr, SiCrV alaşımlı valf yay çeliği ve X7CrNiAl17-7 paslanmaz çeliklerde $d=1,6$ mm ve $d=3$ mm için özet olarak;

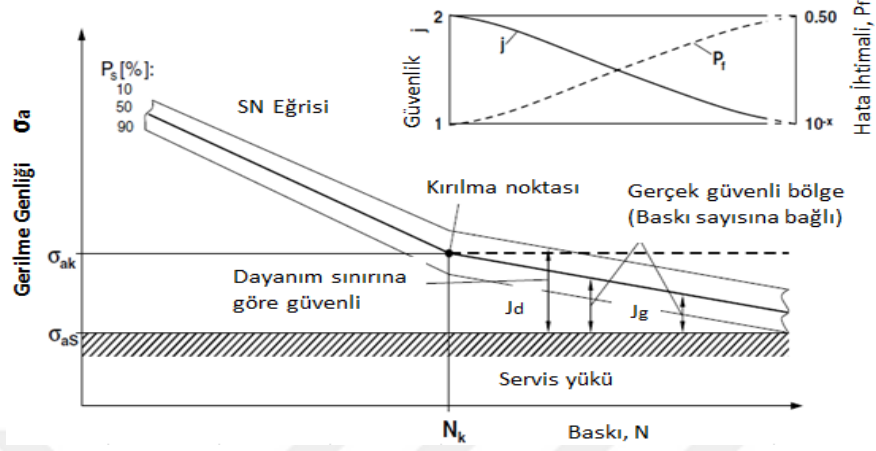
Yorulma limiti yoktur ancak tüm malzemeler için $10^7 < N < 10^9$ ile $1,5 \times 10^9$ aralığında dikkate değer bir düşüş göstermektedir. Paslanmaz çeliklerde %30 diğerlerinde %10'luk düşüş gösterir. Yapılan araştırmaya göre her iki tip tel çapı için, malzeme durumları ve artık gerilmelerin çok büyük önem taşıdığı belirlenmiştir.



Şekil 2.21. Yay yorma test makinesi ve test edilen yay tipleri (Pyttel ve ark. 2013)

Sonsino (2007), öncelikle bu çalışmada yorulma dayanımı sabit ve değişken gerilmeler olarak alt dallara ayrılmıştır. Parça tasarımı ve güvenliği açısından gerilme-devir eğrisi yüksek devirlerdeki testlerle incelemiştir (Şekil 2.22). Burada verilen öneriler geleneksel tasarım yöntemi olarak dayanım sınırının mevcut olduğuna dayanmaktadır. Yapılan araştırmalar, baskı sayısı arttıkça yorulma dayanımının azaldığını ispatlanmıştır (korozyon ve sıcaklık etkileri göz önüne alınmamıştır). Bileşenlerin yorulma tasarımında yükler σ -N eğrisinde kırılma noktaları, yorulma hatalarını önlemek için dikkat edilmesi gerektiği belirlenmiştir. Testler için servohidrolik yorulma test makinesi kullanılmıştır. Yüksek devirli rejiminde 400 Hz ve 20 Hz test elde edilen sonuçlar kabul edilmiştir. Yapılan testlerde bazı sınırlamalar vardır, $d < 10$ mm olan numuneler

kullanılmıştır. $N < 10^6$ olduğunda yetersiz kontrol zamanı sebebiyle sonuçlar uygun çıkmamaktadır.

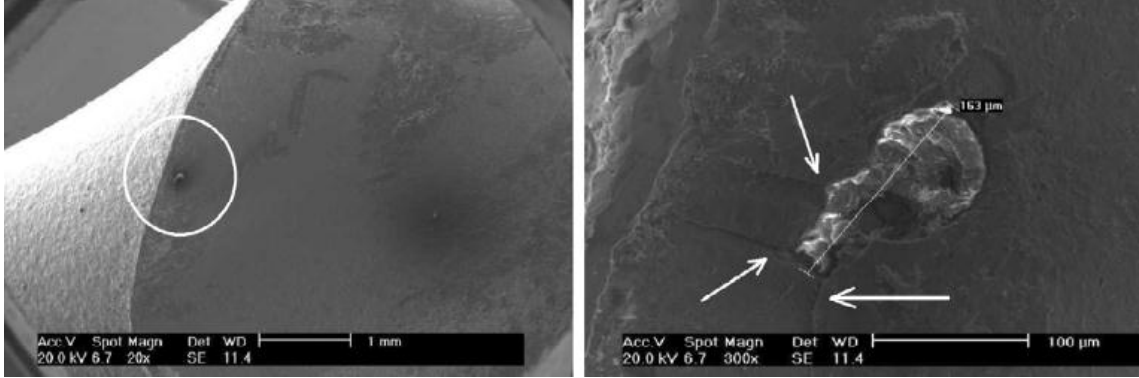


Şekil 2.22. Tasarım eğrisini gösteren dayanım sınırı (Sonsino 2007)

Bu çalışmada, testlerde oluşan kırılma noktasının malzemeye bağlı olduğu görülmüştür. Wöhler eğrisinde, test frekansı $f < 50$ Hz değeri referans alınmıştır. Edinilen bilgiler sonucunda, baskı sayısı arttıkça yorulmadan dolayı parça kırılma ihtimalinin de arttığı görülmüştür. Bu araştırma sonucunda tasarım aşamasında güvenlik faktörleri göz önüne alınırken yorulma dayanımının düşüşü göz önüne alınsaydı bağlantı çubukları, miller, helisel yaylar gibi birçok elemanın kırılmalarının önlenebileceği görülmüştür.

Puff ve Barbieri (2014), helisel yaylarda yükleme esnasında oluşan erken kırılmalara metalik olmayan içerik varlığının etkisini hesaplamaktır. Bunu yapmak için ve yorulma dayanımının azalışını daha iyi anlamak için analitik model kullanılmıştır. İki Boyutlu Sonlu Elemanlar Metodu, bası işlemi esnasında malzeme yüzeyine yakın yerlerdeki artık gerilmeleri hesaplamak için kullanılmıştır. Belirlenen tasarım yükleri altında, stres yoğunluğunu incelemek için üç boyutlu sonlu elemanlar metodu geliştirilmiştir. Murakami tarafından geliştirilen analitik model, metalik olmayan içeriklerin erken yorulma kırılmalarına nicel ve nitel etkisini görmekte yardımcı olmaktadır. Pytell'e göre 10^7 devirden sonra yorulma dayanımında azalış görülmektedir. Berger ve Kaiser'in yaptığı deneylerde 10^7 devirden sonra yorulma eğiminin düştüğü gözlemlenmiş ve bu bilgilerden yararlanılmıştır. Sonsino ve Bathias'a göre mikro homojenliğin bozulması durumunda gerçek yorulma limitine ulaşılabileceği belirtilmiştir. Bu da σ -N eğrisinin yorulma dayanımının düşüşünün belirlenmesindeki önemini göstermektedir. Bu

çalışmada yaylarda 110 Hz, 260 Hz ve 360 Hz değerlerinde çeşitli harmonik analizler yapılmıştır. Elektron mikroskobu ve sertlik testleri kullanılarak malzeme analizleri yapılmıştır (Şekil 2.23).

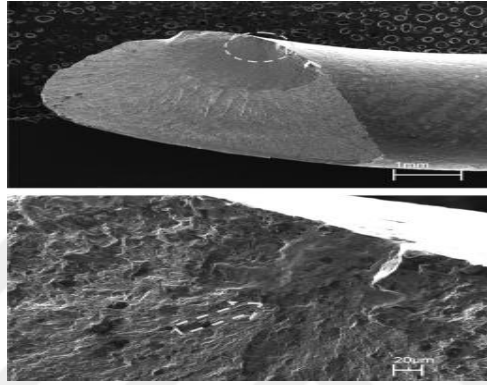


Şekil 2.23. Elektron Mikroskobu ile kırık yüzeyi analizi (Puff 2014)

Bu çalışmaya göre, yaylarda yorulma dayanımının artması açısından yapılan yay dövme işlemlerinin basma kalıntı gerilme bölgelerinin oluşmasına neden olduğu ve çatlak başlangıcına sebep olduğu düşünülmektedir. Dış yükler nedeniyle inklüzyona ve yüzeye yakın bölgelerde yüksek stres birikmesi olduğu belirlenmiştir. Sayısal olarak analiz sonuçları, deneysel sonuçlarla benzer sonuçlar ortaya çıkartmıştır. Bu çalışma ile Murakami modelinin, inklüzyon varlığı mevcut olduğunda yorulma dayanımı azalışının belirlenmesinde etkili bir yöntem olduğu belirlenmiştir.

Serbino ve Tschiptschin (2013), bu çalışmada su verme ile temperlenmiş ve östemperlenmiş süper temiz Cr-Si yüksek dayanımlı çeliklerin yorulma davranışı kıyaslanmıştır. Malzeme olarak, tel çapı 3,70 mm olan CR-Si (DIN EN 54SiCr6) kullanılmıştır. Yorulma testleri $10^5 < N_f < 10^7$ ve $N_f > 10^7$ devirlerde yapılmıştır. Verilen iki ısıl işlem için de çatlak başlangıcı ve yayılması benzer olduğu görülmüştür. Düşük beynitik yapıya sahip olan malzeme yüksek gerilme genliğinde daha iyi performans göstermiştir ve bu yorulma ömrü ölçülmüştür. (500 MPa) Düşük gerilmelerde (475 – 450 MPa) her iki malzemenin de toplam yorulma ömrü benzerlik göstermiştir. Yapılan iki ısıl işlemler için de stres genlik artışı yorulma ömrünü düşürdüğü belirlenmiştir. En büyük gerilme genliğinde (500 MPa) Östemperlenmiş örnekte, diğerinden daha uzun toplam yorulma ömrüne sahip olduğu görülmüştür. Düşük gerilme genlikleri için (475 Mpa ve 450 Mpa) Su verilmiş/Temperlenmiş örnekte, Östemperleme yapılmış yay ile aynı toplam yorulma ömrüne sahip olduğu görülmüştür. Örnekler arasındaki 500 Mpa

gerilme genliği değerinde gözlenen davranış farklılığı, mikro yapıdaki farklılıklar ve östemperlenmiş örnekteki tanecik sınırlarında bulunan (tortulaşan) karbürlerin neden olduğu yerel gerilmeler ve beynitik yapı içerisinde tutulan östenit ile ilişkilidir. Dislokasyonların her iki örnekte yüzey altında çatlak başlangıçlarına neden olmuş olabileceğine değinilmiştir. Yüksek saflıkta malzeme ve östenit tane arıtma işlemi yorulma ömrünün uzamasına katkıda bulunduğu düşünölmüştür. Tüm örneklerde, çatlak başlangıçlarının yüzeyin altından ortalama 130 μm derinliğinde ve düşey ekseninde 45° açı ile meydana geldiği belirlenmiştir (Şekil 2.24).



Şekil 2.24. Elektron Mikroskobu Taraması ile kırık yüzeyi ve çatlak başlangıcı görünümü (Serbino 2013)

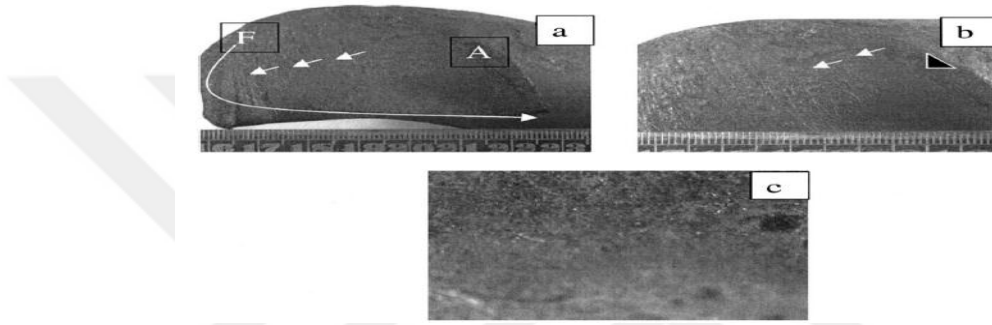
Kaiser ve Berger (2005), bu çalışmada yaprak yayların değişik ısıll işlemlerle göstermiş olduğu dayanımları ve helisel yayların ısıll işlemlerle gösterdikleri dayanım ve yorulma ömürleri incelenmiştir. Bu rapor yaylardaki yorulma davranışının yüzey ve yüzeye yakın kenarlardaki etkisini ele almıştır. Sıcak şekillendirme ve ısıll işlemler çeşitli yüzey kusurları meydana getirebileceği belirlenmiştir. Diğer hatalar için ise örneğin, yayın tasarımı ve sarımı soğuk şekillendirilmiş yaylarda yorulma özelliklerini azalttığına değinilmiştir.



Şekil 2.25. Farklı malzemelerde 1, 2, 3, 5 ve 8 mm tel çaplarında helisel yay numuneleri
(Kaiser ve Berger 2005)

Test yayları, DH, DM, VDSiCr ve TDSiCr malzemelerinden yapılmıştır. Ayrıca çoğu dövme işlemi görmüştür (Şekil 2.25). Paslanmaz çelik malzemeli yaylar dövme işlemi görmemiştir. DH yay çeliği, yüksek yorulma yükleri için tasarlanmıştır. DM ise, ortalama yorulma yükleri için tasarlanmıştır. X10CrNi188 (Malzeme: 1,4310) ve X7CrNiAl177 (Malzeme: 1,4568) kullanılan paslanmaz çeliklerdir. Yorulma testleri iki farklı makine ile yapılmıştır. “Bosch spring testing rocker” cihazı ile tel çapı 5 mm’ye kadar olan yaylar ve diğer cihaz ile 8 mm tel çaplı yaylar test edilmiştir. “Bosch spring testing rocker” cihazı 8 farklı genlikte yay boyutuna bağlı olarak, her seviyede 20 adet yay için test imkanı sağlamıştır. 10×10^6 dan 12×10^6 yaklaşık 10000 test yapılmıştır. Yapılan testlerde, yaklaşık 35 adet kırık 10×10^6 ve 700×10^6 aralığında meydana gelmiştir. Yaylarda çalışma esnasında oluşan hataların azaltılması ve telafi edilmesi için ekonomik ve etkili metot olan çekiçleme metodu kullanılabileceği belirtilmiştir. Bu yöntem neredeyse tekrarlı yük altındaki tüm yaylarda kullanılmaktadır. Yayların ön ayarları ve doğan kalıntı gerilmeler ile birlikte yorulma özellikleri artış gösterir. Ancak yine de yüksek devir bölgelerinde yorulma davranışı, mukavemet açısından önemli bir düşüş gösterdiği belirlenmiştir. Bu araştırma sonucunda, çatlak başlangıçlarının çoğunun yay sarımının iç yüzeyinde olduğu, çatlakların büyük çoğunluğu 10^7 baskı değerinin üzerinde tel yüzeyinin altında meydana geldiği ve bu küçük çatlak başlangıçlarının kırılmaya sebep olduğu görülmüştür.

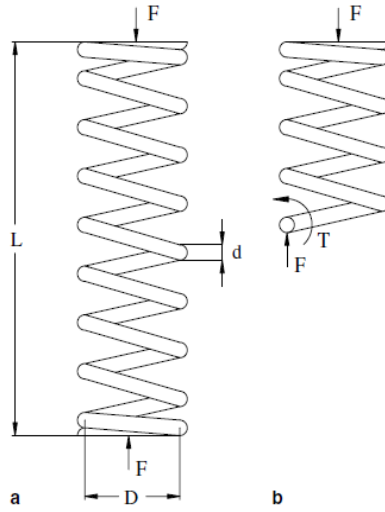
Kumar ve ark. (2002), bu çalışmada kok fırın bataryalarında kullanılan helisel bası yaylarında meydana gelen korozyon yorulması nedeniyle kırılmaları incelenmiştir (Şekil 2.26). Bu kırılmalar, öngörülen ömrün çok altında meydana gelmiştir. Bu yaylar, kömür ısıtma sırasında kok fırın bataryasındaki genleşme veya büzölmeleri dengelemek için kullanılırlar. Bu yayların analizleri için “X-ray diffraction” (XRD), “Energy Dispersive Spectroscopy” (EDS) ve “Scanning Electron Microscope” (SEM) kullanılmıştır. Kullanılan yayların malzemesi 51CrMoV4’dir. Bu yaylarda dört aktif sarım mevcuttur.



Şekil 2.26. (a) Dalga izleri, ilerleme yönü ve çatlak başlangıcı (A) hızlı kırılma (F), (b) büyütölmüş görünüm, (c) korozyon belirtileri (Kumar 2002)

Kok fırınlarındaki bataryalarda bulunan helisel yaylar analiz edildiğinde, mikro yapı analizi ve sertlik analizlerinde yay malzemesinde herhangi bir bozulma gözlenmemiştir. Yüzey korozyonu “XRD” ve “SEM-EDS” ile analiz edilip, kükört ve klor taşıyan bileşiklerin yüzeydeki artık gerilme kayıplarına sebep olduğu ve bunun da korozyon ile yorulmaya sebebiyet verdiği belirlenmiştir.

L. Del Llano-Vizcaya ve ark. (2005), yapılan bu çalışmada kritik düzlem yaklaşımları, Fatemi-Socié ve Wang-Brown ve Coffin-Manson yöntemi kayma deformasyonuna dayanarak, sabit genlikli yük altında yayların yorulma ömürlerini tahmin etmek için kullanılmıştır. Deneysel yorulma ömürleri, çok eksenli yorulma kriterleri metodu ile bulunan sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Gerilme analizleri sonlu elemanlar ANSYS kullanılarak ve çok eksenli yorulma çalışması da yorulma yazılımı “nCode” kullanılarak yapılmıştır. Bu arıza analizi, yorulma çatlak oluşumu noktası ve yapılan sayısal analizin öngördüğü en hasarlı bölge ile bu konumda bir karşılaştırma belirlemek amacıyla yapılmıştır.



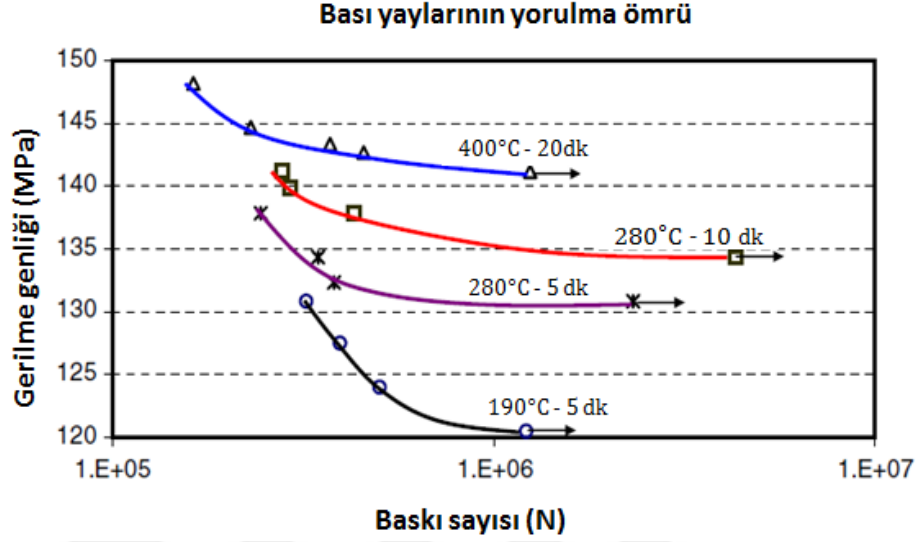
Şekil 2.27. (a) Eksenel yüklemeli helisel yay ve (b) Yay için serbest cisim diyagramı
(L. Del Llano-Vizcaya 2005)

Deneyleerde, AISI MB yüksek karbon çeliği kullanılmıştır. Yaya gerilme giderme işlemi uygulanmış ve yayda 9,5 sarım mevcuttur (Şekil 2.27). Yay boyu $L=153,6$ mm, tel çapı $d=5,7$ ve sarım çapı $44,4$ mm olarak belirlenmiştir. Elektrik fırınında 400°C 'de 20 dk ısıtım işlemi yapılmıştır. Sabit ortalama gerilme $\tau_m = 254,9$ MPa olarak belirlenmiştir. Deneyleer sonucunda, yorulma sınırı bu yay için yaklaşık 141 MPa olduğu bulunmuştur. Kırılma analizlerinde, $7,5$ aktif sarım olan yayda alttan $2,4$ 'üncü sarımda kırılma meydana geldiği belirlenmiştir. Fatemi-Socié kritik düzlem yaklaşımı, yorulma ömrü açısından iyi bir tahmin vermektedir. Tek eksenli gerilim testi, gerilme ömrü özelliklerini tahmin etmek için kullanılan M yöntemi, MM yönteminden daha iyi yay yorulma ömrü tahminleri vermiştir. Wang-Brown kriteri yay yorulma ömrü gerçekte değerinde tahmin ederken, Coffin-Mason modeli tutarlı sonuçlar vermektedir. Bu çalışmanın sonuçlarının, yay yorulması tasarım metodolojileri açısından yardımcı olabileceği görülmüştür.

L. Del Llano-Vizcaya ve ark. (2006), bu çalışmada ısıtım işleminin kalıntı gerilme ve yorulmaya etkisi incelenmiştir. Isıtım işlemi zamanı ve sıcaklık değerinin kalıntı gerilme üzerinde etkileri araştırılmıştır (Şekil 2.28). Numuneler, AISI MB malzeme yüksek karbon çeliğidir. Yay boyları $L=153,6$ mm, tel çapı $d=5,7$ ve sarım çapı $44,4$ mm olarak belirlenmiştir. Mekanik yayların üretim sürecinde oluşan, yüksek genlikli kalıntı

gerilmelerin yay dayanımını ve kullanım ömrünü azalttığı belirlendi. Bu çalışmada yaylar:

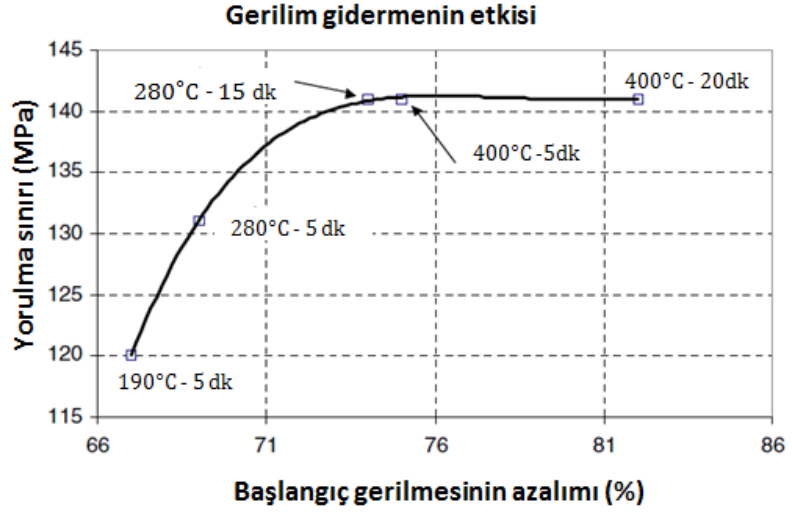
a) 190°C – 5 dk, b) 280°C – 5 dk, c) 280°C – 10 dk, d) 400°C – 20 dk olmak üzere ısıtım işlem sıcaklığı ve süresi değerleri değiştirilerek dört gruba ayrılmıştır.



Şekil 2.28. Farklı ısıtım sıcaklığı ve süresinin yorulmaya etkisi

(L. Del Llano-Vizcaya ve ark. 2006)

Gerilme giderme işlemlerinin etkisini değerlendirmek için deneysel çalışmalar yapılmıştır. İlk olarak, yaylar için σ -N eğrileri belirlenmiştir. Tekrarlı yüklemeye maruz yayların, gerilme giderme işleminin yaya etkisi incelendi. Son olarak, kalıntı gerilmeler ısıtım işlem etkisini analiz etmek için, iç ve dış helisel yay yüzeyleri üzerinde ölçümler yapılmıştır. En uygun ısıtım koşulları elde edilmiş ve bu parametreler en az yay gevşeme ile en yüksek yorulma direncini vermiştir.



Şekil 2.29. Yorulma sınırı ve gerilme giderme durumu

(L. Del Llano-Vizcaya ve ark. 2006)

Isıl işlem süresi azaldığında 400°C civarında yorulma sınırının değişmediği gözlenmiştir. Bu da, ısıl işlem süresinin performansı etkilemeden maliyet düşümü olacağı anlamına gelmektedir (Şekil 2.29).

Stone (2014), bu çalışma üretimcilerin tasarım aşamasında helisel bası yaylarının ömürlerini tahmin edebilmeleri için yapılmıştır. Yorulma tanımı ve karakteristikleri ile ilgili bilgiler verilmiştir. Burada, modifiye “Goodman diyagramları” yeterli öngörülen ömrü doğrudan hesaplanmasını kolaylaştırmak için karakterize edilmiştir. Bu sonuçlar geleneksel grafik yöntemi ile kıyaslanarak sunulmuştur. Malzeme olarak UNS G41300 normalizasyon yapılmış çelik; $S_{ut}=116$ kpsi; maximum $S_{ut}=125$ kpsi (NACA 1966) belirlenip ömür hesapları örnekler ile gösterilmiştir.

Yapılan ömür hesabı formülü:

C_E, C_S, M ve Y - sabitleri

K_E - Dayanıklılık Faktörü

K_{S1} - İlk Stres Faktörü

K_{S2} - Maksimum Gerilme Faktörü

K_U – En yüksek Mukavemet Faktörü

n - Ömür Döngüsü (Devir)

S_1 - Başlangıç Gerilmesi

S_2 - Maksimum Gerilme

S_U - Minimum Nihai Gerilme Mukavemeti

Tanımlanan sabitler Çizelge 2.4'te verilmiştir.

İlk olarak, başlangıç stres faktörü, maksimum stres faktörü ve dayanıklılık faktörü hesaplanması gerekir.

$$K_{S1} = \frac{S_1}{S_U} \quad [18]$$

$$K_{S2} = \frac{S_2}{S_U} \quad [19]$$

$$K_E = \frac{K_U(K_{S2} - K_{S1})}{2K_U - (K_{S2} + K_{S1})} \quad [20]$$

$$K_E = C_E \cdot n^Y \quad [21]$$

ilişkisi mevcuttur.

$$n = \exp \left[\left(\frac{1}{Y} \right) \ln \left(\frac{K_E}{C_E} \right) \right] \quad [22]$$

şeklinde düzenleme yapılır.

Son kontrol için K_{S2} değerinin aşılmayıp aşılmadığı kontrol edilmelidir.

$$K_{S2maks} = C_S n^M \quad [23]$$

Çizelge 2.4. Goodman diyagramı ömür hesap parametreleri (Stone 2014)

İşlem			Parametre				
Kıvrıma	Ön Ayar	Dövme	K_U	C_S	M	C_E	Y
Soğuk	Hayır	Hayır	0,56	0,5546	-0,009	0,662	-0,0622
		Evet				0,5021	-0,0206
	Evet	Hayır	0,7	0,7757	-0,0139	0,5758	-0,0537
		Evet				0,4579	-0,018
Sıcak	Evet	Evet	0,74	0,83	-0,0215	1,808	-0,13

Hesaplanan ömür, Çizelge 2.4'teki parametreler ile grafik yöntemi oldukça eşleşmiş ve hesaplanan ömür 5×10^5 ve 10^7 aralığında düşmüştür. Bu aralığın dışında, özellikle kısa ömürlerin tahmininde, yöntem son derece güvenilir hale gelir. Bu dikkat edilmesi gereken en önemli konulardan biridir.

Porteiro (2010), bu çalışmada yaylar ile ilgili temel konular incelenip yeni yay tasarımı ve yay geliştirilmesi için esnek ve uygun yay tasarım programı tasarlanmıştır. Mevcut programlarda yalnızca temel fonksiyonlar mevcuttur ve tasarımcıya fazla kontrol izni vermemesi dezavantaj oluşturmaktadır olduğundan böyle bir ihtiyaç doğduğu belirtilmiştir. Yaylar, özellikle hatanın kabul edilemez olduğu yerlerde çalışırlar ve önemli göreve sahiptirler. Yorulma ömrü, her malzeme için olduğu gibi yaylar için de çok önemli olduğundan yorulmanın da programda yer alması tasarımcının elini güçlendireceği belirtilmiştir. Bu çalışmada, birden fazla yayla testler yapılmış ve program güvenilir sonuçlar vermiştir. Testler yapıldığında yay oranlarının eşit ve toleranslar içinde olduğu bulunmuş ve bu hesaplamalar program tarafından yapılmıştır. Programa yorulma ömrü hesapları dahil edilmiş ve başarılı sonuçlar ortaya çıkmıştır. Yay uygulamaları için en gerçekçi eşik değerinin (mukavemet sınırı) 2×10^7 çevrim değeri olduğu belirlenmiştir. Yapılan program, istenen yorulma ömrünü elde etmede kullanılacak olan malzemeyi, daha küçük sarım çapı ve küçük yay teli gibi parametreleri kullanarak azaltmak için çözümler sunduğu belirtilmiştir. Ve ekonomik olarak avantaj sağlamakta olduğu vurgulanmıştır. Daha sonra kullanıcının diğer ihtiyaçlarını karşılamak için yayların optimize edilmesine olanak tanıdığı ve programın mevcut yay tasarımlarını değiştirerek yeni yay üretmede çok başarılı olduğu belirlenmiştir.

Puff ve ark. (2010), bu çalışmalarında helisel yay süspansiyon sisteminde sayısal ve deneysel yöntemlerle yayların yorulma ömrünü hesaplamayı amaçlamışlardır. Hermetik

kompresörler için helisel süspansiyon yayları sisteminin gürültü ve titreşim etkenleri göz önüne alındığında çok önemli etkileri olduğuna değinilmiştir. Ayrıca, başlatma ve duruş anlarında kompresör içindeki elemanların gövdeye çarpmaması çok önemli olduğundan, durdurucular ile temasın büyük önem taşımakta olduğu belirlenmiştir. Yük altındaki yaylar, duruş ve başlatma işlemleri sırasında salınımlı yer değiştirme yapmakta olduğu ve kompresör süspansiyonlarının ömrünün genellikle 500000 çevrim olarak hesaplandığı belirtilmiştir. Bu da yaklaşık 10-15 yıl kompresör ömrünü temsil ettiği belirlenmiştir. Analizlerde, sonlu elemanlar metodu kullanılmış ve süspansiyon yaylarının analizinde önemli gelişmeler meydana gelmiştir. Bu analizlerde, yay ve durdurucu arasındaki temas da dahil edilip gerçek yükler uygulanıp daha hassas gerilme analizleri yapılmıştır.

Subaşı ve ark.(2010), kalıntı gerilmelerin malzemelerin yorulmasını ve makine parçalarının çalışma performansı üzerinde etkilediği bilinmektedir. Bu çalışmada, kalıntı gerilmelerin uygulanan imal yöntemine göre termal, mekanik ya da bunların birleşiminden kaynaklı olduğu ve uygulanan imalat yönteminin parçada nasıl bir kalıntı gerilme dağılımı oluşturacağına iyi bilinmesi mühendislik hesapları açısından önemli olduğu belirtilmiştir. Yapılan çalışmada, AISI 4140 çeliğinden tornalandıktan sonra yağda 40, 45, 50 HRC değerlerinde sertleştirilmiş numunelerdeki kalıntı gerilme değerleri belirlenmiş ve hiç sertleştirilmemiş numunelerle karşılaştırılması yapılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda, 40, 45, 50 HRC değerlerinde sertleştirilmiş numunelerin yüzeylerinde sırasıyla 169, 299, 203 MPa çekme kalıntı gerilmesi olduğu, buna karşılık sertleştirilmemiş numune yüzeyinde ise, 211 MPa çekme kalıntı gerilmesi olduğu tespit edilmiştir. Sertleştirilen malzeme yüzeyinde çekme kalıntı gerilmesi oluşturduğu, sertliğe göre değerinin değiştiği ve mekanik kaynaklı gerilmelerin termal kaynaklı gerilmelere göre daha baskın olduğu görülmüştür. Yapılan çalışma sonucunda, termal bir metot olan sertleştirme işleminin malzeme yüzeyinde termal kaynaklı çekme kalıntı gerilmesi oluşturmakta olduğu belirlenmiştir. Tornalama işlemi, termo-mekanik bir yöntemdir ve malzemenin yüzeyinde çekme kalıntı gerilmesi oluşturmaktadır. Malzeme yüzeyinde sertleştirme işleminden sonra oluşan çekme kalıntı gerilmesi, sertlik artışına göre uyumlu hareket etmediği kararsız artış ve azalışlar gösterdiği tespit edilmiştir. Bu çalışmada grafikler ile detaylı olarak kalıntı gerilme durumu ifade edilmiştir.

Schuller ve ark. (2015), bu çalışmada VDSiCr dövülmüş yay çeliğine yük oranının etkisi yüksek devirde yorulma (HCF) ve çok yüksek devirde yorulma (VHCF) göz önüne alınarak incelenmiştir. Ultrasonik yorulma test elemanları kullanılarak, σ -N grafiği çizilmiş yük oranları $R= -1$, $R= 0,1$ ve $R= 0,5$ alınmıştır. Kırılmalar ya 5×10^6 çevrimi altında ya da 5×10^8 çevrimi üzerinde meydana gelmiş ve bu değer aralığında kırılma oluşmamıştır. HCF rejiminde, çatlaklar özellikle yüzeyde olmaya başlamıştır. VHCF rejiminde, çatlak başlangıcı sadece iç bölgede tane sınırlarında, inklüzyon olarak veya nadiren matraste oluşmuştur. σ -N eğrisi 10^9 çevrimin üzerinde azalmaya devam eder. $R= -1$ için 10^{10} 'daki ortalama çevrim dayanımı 10^9 'a göre %5 daha düşük olduğu belirlenmiştir. Ortalama gerilmenin artması, malzemenin kırılmadan dayanabileceği tekrarlı gerilme değerini düşürdüğü görülmüştür.

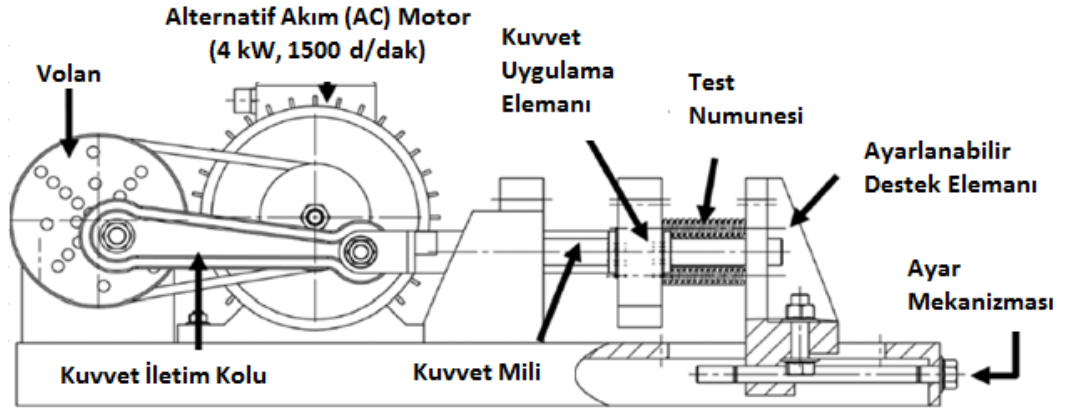
Pıhtılı ve Özler (1997), bu çalışmada emniyetli bir şekilde çalışması istenen yayların gerilmeleri ve ömürlerinin tespitinin mühendislikteki önemi belirtilmiştir. Ve öncelikle yay malzemesindeki imalat hataları incelenmiş, yay yorulması ele alınmış ve daha sonra yay deneyleri açıklanmaya çalışılmıştır.

Kaiser ve ark. (2010), bu çalışmalarında üç farklı malzemeden yapılmış dövülmüş helisel yayların uzun süreli yorulma testlerinin araştırma sonuçları 10^9 çevrimine kadar izlenip sunulmuştur. İlgili araştırma projesi Alman Yay Sanayi Derneği ile birlikte başlatılmıştır. Test yayları tel çapları 1,6 mm ve 3 mm olan, yağda sertleştirilmiş ve temperlenmiş SiCr, SiCrV alaşımlı valf yayı çelik telleri ve paslanmaz çelik telleridir. Ayrıca, yaylara son dövme işlemi uygulanmıştır. Deneylerde kırılan test yayları, Stereo Mikroskop ile incelenmiştir. SEM (Tarama Elektron Mikroskobu) ile kırık davranışını ve mekanizmasını incelemek için metalografik kesitler kullanılarak analizler yapılmıştır. Bu testlerde, çeşitli yay tipleri için çok yüksek devirde yorulma (VHCF) rejiminde farklı yorgunluk özellikleri ve farklı arıza mekanizmaları gösterdikleri belirlenmiştir. VHCF testleri, yaklaşık 40 Hz'lik frekansta bir test ekipmanı ile gerçekleştirilmiştir. Deneylerde, Reicherter–Stiefelmayer yay test makinesi DV8-S2 kullanılmıştır. Tüm yay tiplerinde, VHCF rejiminde yorulma dayanımı düşmekte olduğu belirlenmiştir. σ -N eğrisi, SiCr ve SiCrV alaşımlı çeliklerin telleri aynı olduğunda, σ -N eğrisi 1,4568 paslanmaz çelik yay tellerinde daha dik bir eğim göstermiştir. 1,4568 paslanmaz çelik malzemeli yayda sürtünme kaynaklı yorulma

kırılması meydana gelmemiştir. Ayrıca, yalnızca birkaç kırık tel yüzeyinden başlamıştır. Ve malzeme etkisi yanı sıra yay yapma sürecinin de özellikle yay dövme işleminin, yorulma açısından HCF ve VHCF rejiminde çok önemli bir etkiye sahip olduğu belirlenmiştir.

Nie ve ark. (2013), bu çalışmada yüksek dayanımlı dövme işlemi görmüş yay çeliği 3Cr13 için çok yüksek devir rejimlerindeki yorulma (VHCF) davranışı araştırılmıştır. Elektro-parlatma (EP) ve dövme işlemi (SP) görmüş numuneler 20 kHz değerinde ultrasonik yorulma testleri ile analiz edilmiştir. Her iki numunede, düşük gerilme genliklerinde çatlak başlangıcının alt yüzeylerde başladığı gözlenmiş ve ayrıca ince taneli alanın (FGA) inklüzyon civarında olduğu görülmüştür. Gerilme yoğunluğu faktörü, iç çatlak yayılımını kontrol eden eşik değer olarak kabul edilmiştir. VHCF’de her iki tip numunelerde σ -N eğrisinde düşme meydana gelmiş ve yorulma ömrü başlangıçları alt yüzey için dövme işlemi görmüş numunelerde, Elektro-parlatma numunelerine kıyasla düştüğü gözlenmiştir. FGA oluşumu, kararlı çatlak yayılımı eşik değeri altı, sürekli olmayan çatlak yayılımı süreci olarak adlandırılmıştır. Yorulma ömrü için Paris’in yasasını göz önüne alarak çatlak yayılma oranı kullanılarak tahminler yapılmıştır ve metalik olmayan inklüzyon ortalama boyutu σ -N eğrisi tahmini EP ve SP örneklerinin her ikisi için de deney sonuçları ile uyumlu olduğu görülmüştür.

Gönen ve ark. (2015), bu çalışmada dikdörtgen kesitli kalıp yaylarının yerine daha ucuz ve daha az üretim maliyeti olan dairesel kesitli kalıp yaylarının kullanılması incelenmiştir. Dikdörtgen kesitli yayların, üretimi zor ve üretim maliyeti yüksek olmasına rağmen endüstride yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Yapılan çalışmada, eş değer özelliklerde kalıp yayları deneysel olarak karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, elde edilen yorulma testi simülasyonunu çalıştırmak için sonlu elemanlar yöntemi yazılımına aktarılmıştır.



Şekil 2.30. Dikdörtgen ve dairesel kesitli yayların deneylerinde kullanılan cihaz
(Gönen 2015)

Bu testlerin sonucunda elde edilen veriler, dairesel kesitli kalıp yayları ile dikdörtgen kesitli kalıp yaylarının aynı performansa sahip olmadığını ortaya koymuştur. Daha sonra yorulma testleri dairesel yaylarda, döküm polyamid malzeme arasına kılavuzlanarak dikdörtgen kalıp yaylarında uygulanan eşit yük değerleri alınarak tekrarlanmıştır. Yorulma ömürleri kıyaslandığında, dairesel kesitli dökme polyamid kılavuzlu kalıp yaylarının ömrünün, dikdörtgen kesitli kalıp yaylarının ömründen 1,5–2 kat daha fazla olduğu belirlenmiştir. Testlerde kullanılan cihaz Şekil 2.30’da gösterilmiştir.

Ayrıca, döküm polyamid malzeme ile kılavuzlanmış dairesel kalıp yayı ömrü, normal dairesel kalıp yaylarından 5,68 kat daha fazla olduğu görülmüştür. Ömür artışının kılavuz malzemesine bağlı olup olmadığını araştırmak için pirinç malzeme ile de testler yapılmıştır. Pirinç malzemenin yorulma ömrünü uzatma konusunda etkisinin olmadığı görülmüştür. Yüksek sönümlenme özelliği olan malzemeler kullanıldığında, yorulma ömrünü uzatan etki görüldüğü belirlenmiştir. Elastisite modülünün deformasyon ve reaksiyon kuvvetlerine etkisi sonlu elemanlar analizinde (FEA) belirginleşmiştir. Elde edilen sonuçlar, dairesel kesitli yayların her zaman dikdörtgen kesitli yaylar yerine kullanılabilceğini göstermiştir.

Gönen (2008), yapılan bu çalışmada metalik yayların ömürlerini belirlemek üzere yorulma analizi yapılması amacıyla “Mekanik Yay Yorulma Test Cihazı” tasarlanmış ve imal edilmiştir. Yapılan cihazın önemli özelliği, aynı anda iki farklı sıkıştırma

oranında yorulma analizi yapılmasına imkan vermesidir. Bu özelliği ile gerilme-ömür diyagramının çizilmesinde iki farklı noktanın belirlenmesine zaman kazandırmaktadır.

Yorulma deneyleri süresince, güvenilir bir şekilde çalışıp çalışamayacağını belirlenmesi için ANSYS Workbench programı ile analizler yapılmıştır. Bu sistemde 8 bar basınç uygulayan bir kompresör kullanılmış ve 20 ile 200 mm aralığındaki yayların yorulma testleri, ön gerilmeli ve ön gerilmemiş olacak şekilde yapılabilmektedir. Yaylara uygulanan kuvvet, kuvvet uygulama elemanına iki noktadan etki ettirilmiştir. Kuvvet uygulama elemanının önüne ve arkasına yedişer adet yay bağlanabilmektedir. Yedi adet yay, üzerlerine etki eden kuvvetlerin eşit olmasını sağlayacak şekilde altıgenin merkezine bir adet ve köşe noktalarına altı adet olacak şekilde yerleştirilmiştir. Bu çalışmada tasarlanarak yapımı gerçekleştirilen test cihazına, 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. Böylece, bu çalışma ile her bir deney sonucunda iki farklı veri elde edilebildiği için test sürelerinin kısaltmakta olduğu belirtilmiştir.

Son olarak, yorulma araştırmaları bölümünde incelenen makaleler numaralandırılmış ve bu makalelerin birbiri ile ortak noktaları belirlenmiştir. Bu ortak noktalar, malzeme, frekans, ısıtma işlemi gibi başlıklar altında çizelgeler halinde gösterilmiştir.

Çizelge 2.5. İncelenen makalelerde kullanılmış olan malzemeler

İncelenen Tez Çalışmaları Ortak Malzemeler Özeti Tablosu		Makale Numaraları																			
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Ortak Noktalar																					
Yay Malzemesi - SiCr	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Yay Malzemesi - SiCrV	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Yay Malzemesi - X7CrNiAl177 (Paslanmaz Çelik)	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Yay Malzemesi - 51CrMoV4	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Yay Malzemesi - 54SiCr6	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Yay Malzemesi - VDSiCr	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Yay Malzemesi - X10CrNi188	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Yay Malzemesi - DH	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Yay Malzemesi - DM	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Yay Malzemesi - AISI MB Yüksek Karbon Çeliği	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Yay Malzemesi - UNS G41300 Normalizasyon Yapılmış Çelik	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Yay Malzemesi - Genel Yay Çelikleri	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Yay Malzemesi - AISI 4140 Çelik	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Yay Malzemesi - 3Cr13	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓

Çizelge 2.6. İncelenen makalelerde kullanılmış olan yay tel çapları

İncelenen Tez Çalışmaları Ortak Yay Tel Çapları Özeti Tablosu		Makale Numaraları																			
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Ortak Noktalar																					
Yay Tel Çapı ; d=1 mm						✓															
Yay Tel Çapı ; d=1,6 mm		✓															✓				
Yay Tel Çapı ; d=2 mm	✓		✓			✓															
Yay Tel Çapı ; d=3 mm	✓	✓				✓											✓				
Yay Tel Çapı ; d=3,70 mm	✓				✓																
Yay Tel Çapı ; d=4 mm	✓					✓															
Yay Tel Çapı ; d=5 mm	✓					✓															
Yay Tel Çapı ; d=5,7 mm								✓													

Çizelge 2.7. İncelenen makalelerde uygulanmış frekanslar

		İncelenen Tez Çalışmaları Ortak Frekanslar Özet Tablosu																		
		Makale Numaraları																		
Ortak Noktalar	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Frekans ; 20 kHz	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐
Frekans ; 310 Hz	☐	☐	☐	☐	☑	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐
Frekans ; 260 Hz	☐	☐	☐	☐	☑	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐
Frekans ; 110 Hz	☐	☐	☐	☐	☑	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐
Frekans ; 40 Hz	☐	☑	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☑	☐	☐	☐	☐
Frekans ; 25 Hz	☐	☐	☐	☐	☑	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐
Frekans ; 20 Hz	☑	☐	☑	☐	☐	☑	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐
Frekans ; 15 Hz	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☑	☑	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐

Çizelge 2.8. İncelenen makalelerde bulunmuş P_s değerleri

İncelenen Tez Çalışmaları Ortak P_s Değerleri Özet Tablosu																				
Ortak Noktalar	Makale Numaraları																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Yayın kırılmadan çalışabilme ihtimali [%] ; (P_s :%10)	✓	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	✓	□	□	□	□
Yayın kırılmadan çalışabilme ihtimali [%] ; (P_s :%25)	✓	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□
Yayın kırılmadan çalışabilme ihtimali [%] ; (P_s :%50)	✓	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	✓	□	□	□	□	□	□
Yayın kırılmadan çalışabilme ihtimali [%] ; (P_s :%90)	✓	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	✓	□	□	□	□
Yayın kırılmadan çalışabilme ihtimali [%] ; (P_s :%98)	□	✓	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□	□

Çizelge 2.9. İncelenen makalelerdeki test baskı aralıkları

		İncelenen Tez Çalışmaları Ortak Baskı Aralıkları Özet Tablosu																				
		Makale Numaraları																				
Ortak Noktalar		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
$10^5 < Nf < 10^7$		☐	☐	☐	☐	☑	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐
$10^7 < Nf < 10^9$		☑	☐	☑	☐	☑	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐
$Nf > 10^9$		☑	☐	☐	☐	☐	☑	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐	☐

Çizelge 2.10. İncelenen makalelerde kullanılmış analiz ve yöntemler

İncelenen Tez Çalışmaları Ortak Analiz Ve Yöntemler Özeti Tablosu																				
Ortak Noktalar	Makale Numaraları																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Analiz - Yöntem; FEM (Sonlu Elemanlar Metodu)				✓				✓				✓								
Analiz - Yöntem; Stereo Elektron Mikroskopu		✓														✓				
Analiz - Yöntem; Goodman Diyagramı/Yorulma Hesabı/Kalıntı Gerilme										✓	✓		✓							
Analiz - Yöntem; Ultrasonik Yorulma Testi														✓						
Analiz - Yöntem; Yorulma Temel Esasları/Yorulma Yapısı/Kırılma Modları																				
Analiz - Yöntem; Dikdörtgen Kesitli Kalıp Yayları/Dairesel Kesitli Kalıp Yayları																	✓			
Analiz - Yöntem; Çift Sıkıştırma Oranlı Test/ANSYS Workbench																				✓

Çizelge 2.11. İncelenen makalelerdeki yüzey sertleştirme ve ısı işlemler

İncelenen Tez Çalışmaları Ortak Yüzey Sertleştirme Ve Isı İşlemler Özeti Tablosu																					
Ortak Noktalar	Makale Numaraları																				
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Yüzey Sertleştirme/Isı İşlem; Yağda Sertleştirme-Temperleme-Dövme-Patentleme		✓				✓								✓		✓					
Yüzey Sertleştirme/Isı İşlem ; Valf Çelliği	✓			✓																	
Yüzey Sertleştirme/Isı İşlem; Östemperleme																					
Yüzey Sertleştirme/Isı İşlem ; Su Verme İşlemi ile Temperleme			✓		✓																

Çizelge 2.5'ten, Çizelge 2.11'e kadar olan çizelgelerde numaraların ifade ettiği makaleler aşağıdaki gibidir:

1: Berger ve Kaiser (2006), 2: B. Pyttel ve ark. (2013), 3: Sonsino (2007), 4: Puff ve Barbieri (2014), 5: Serbino ve Tschipschin (2013), 6: Kaiser ve Berger (2005), 7: Kumar ve ark. (2002), 8: L. Del Llano-Vizcaya ve ark. (2005), 9: L. Del Llano-Vizcaya ve ark. (2006), 10: Stone (2014), 11: Porteiro (2010), 12: Puff ve ark. (2010), 13: Subaşı ve ark. (2010), 14: Schuller ve ark. (2015), 15: Pıhtılı ve Özler (1997), 16: Kaiser ve ark. (2010), 17: Kailas (2015), 18: Nie ve ark. (2013), 19: Gönen ve ark. (2015), 20: Gönen (2008).



3.ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE BULGULAR

Yapılan kaynak araştırmasının sonuçlarına göre yayların yorulma deneylerinde takip edilmesi önerilen temel esaslar şunlardır:

1. Deneyler, benzer özelliklere sahip en az 5 veya 10 yay üzerinde yapılmalıdır.
2. Deney hızının 200 ile 350 dev./dak. arasında olmasına çalışılmalıdır. Uygun deney hızı 300 dev./dak'dır. Değişik çalışmalardaki deneyler için yüksek devirlere de çıkılabilir.
3. İlk 1000 devirden sonra yorulma deneyi durdurularak yaylar kontrol edilmeli ve yük değerleri ayarlanmalıdır.
4. Her bir yayın ortalama ömürlerini tespit etmek için en düşük ve en yüksek değerler atılarak edilerek yakın değerler esas alınır.
5. Yaylar, 1800 dev./dak. hızındaki alternatif akımlı elektrik motorundan alınan hareketle de denenebilir.
6. Gerçek yorulma gevşemesi, gerilimin daha yüksek ve yoğun olduğu sarımın iç kısmında başlar.
7. Deney makinesi ve yayların deneyden önce iyice yağlanmış olmaları gerekmektedir.

Eğer bir yay çalışma ömrü içerisinde 10000 çevrimden daha az çalışırsa o zaman çalışma statik kabul edilir. Bu durumda yorulma yayın performansına etki etmez. Çalışma 10000 çevrimden daha fazla ise yorulmanın yay performansına etki ettiği düşünülür ve tasarımda hesaba katılır (Pıhtılı ve Özler 1997).

Yayların Yorulma Performanslarına Etki Eden Başlıca Faktörler:

- Çalışma gerilmeleri
- Malzeme yüzey kaliteleri
- Aşınma
- Parça boyutu
- Çalışma sıcaklığı
- Çevrenin kimyasal etkisi
- Malzeme şeklindeki ani değişiklikler.

Yay Kırılmasının Nedenleri:

a) Sık Görülen Kırılma Nedenleri:

- Yüksek gerilmeler
- Hidrojen gevrekliği
- Keskin dirsekler ve delikler
- Yorulma

a) Orta Sıcaklıkta Görülen Kırılma Nedenleri:

- Şok yükü
- Korozyon
- Hatalı ısıl işlem
- Hatalı malzeme

b) Nadiren Görülen Kırılma Nedenleri:

- Yüksek sıcaklık
- Sürtünme
- Diğer

Yayların kırılma nedenleri ile ilgili detaylı bilgi, Burhan (2010) çalışmasında yer almaktadır.

3.1. Yay Yorma Test Cihazı Tasarımı Ve Aşamaları

Bu bölümde, yay yorma cihazı ile ilgili araştırmalara ve bulgulara değinilmiş ve tasarım hakkında detaylı bilgiler verilmiştir.

3.1.1. Makinenin Tasarımı

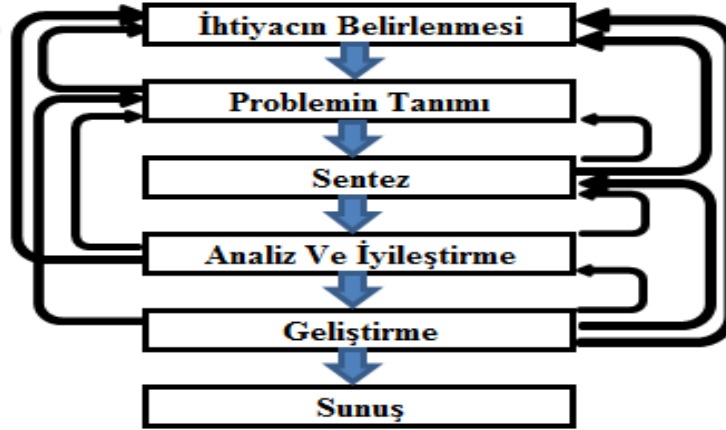
Makinenin tasarımında, genel bir makinenin tasarımında göz önüne alınması gereken konulara dikkat edilmiştir. Yüke maruz kalan parçalar dikkate alınarak malzeme seçimleri ona göre yapılmıştır. İmalat ve montajın kolaylığı da göz önüne alınarak makine tasarımı yapılmıştır. Tasarlanan makinede, temel amaç kalıp yaylarının yorulma

analizi olup “Fibro” firmasının kalıp katalog değerleri referans alınarak hesaplamalar ve tasarım yapılmıştır.

Bir makinenin en ekonomik, güvenilir ve sağlam olacak şekilde tasarlanması gerekmektedir. Böyle bir çalışmada bilimsellik, koordinasyon, malzeme ve piyasa araştırması ve sağlanan verilerin sürekli olarak iyileştirilmesi beklenir.

3.1.2. Tasarımdaki aşamalar

Makine tasarımının arkasında yatan düşünce, belirli işlem veya işlemler akışını yapabilecek bir ürünü tasarlamak ve gerçekleştirmektir. Bir makinenin tasarımında, başlangıçtan bitime kadar olan sürecin tamamı şekilde olduğu gibi bir akış şeması biçiminde gösterilebilir (Şekil 3.1). Süreç, ihtiyacın belirlenmesi ve bu ihtiyacın karşılanmasına karar verilmesi ile başlamaktadır. Geriye dönüşlerde yeniden gözden geçirilerek tekrarlanan işlemler dizisinin sonunda, süreç ihtiyaca göre tatmin eden bir sunuşla tamamlanır (Burhan 2010).



Şekil 3.1. Tasarımdaki aşamalar

İhtiyacın belirlenmesinden sonra tasarlanacak makine ile ilgili kalite özelliklerinin tümünü kapsayan problemin tanımı aşaması gelir. Daha sonra gelen sentez aşamasında ise en iyi çözümlerin sentezi yapılır. Fakat, sentez aşamasının analiz ve iyileştirme aşamasının verileriyle geri beslenmesi gerekir. Çünkü tasarım aşamasındaki sistem performansının kalite özellikleriyle uyum içerisinde olup olmadığının tespiti için analiz

edilmesi gereklidir. Analiz ve iyileştirmede, sistemin ihtiyaca cevap vermediğinin görülmesi halinde sentez işlemi tekrar başlamalıdır. Geliştirme aşaması ise toplam tasarım süreci içerisinde çok önemli bir aşamadır. Geliştirme, başarılı bir tasarımın son ispatıdır. Burada, tasarımın ihtiyaçları gerçekten karşılayıp karşılayamadığı sorusuna cevap aranır.

Tasarımın güvenilir olup olmadığı, benzer ürünlerle başarılı bir şekilde rekabet edilemeyeceği, ürünün üretim ve kullanımının ekonomik ve ayrıca bakım ve ayarının kolay olup olmadığı, satışından bir kar sağlanıp sağlanamayacağı hususları araştırılır. Geliştirme aşamalarının sonunda tasarım son haline getirilir. Burada, makine parçaları üzerindeki ilişkinin tümünün görüldüğü bir montaj resmi ve parçalarının her birinin boyut ve özelliklerinin gösterildiği detay resimleri en son haliyle çizilir. Detay resimlerindeki boyut ve özellikler tolerans, yüzey kalitesi, işleme payı, malzeme ve uygulanacak ısıl ve kimyasal işlem gibi özellikleri kapsar.

Son olarak, yapılan hesaplamalar ve her resim bir daha kontrol edilir. Son tasarımda herhangi bir hata yapıldığında üretim hatalı olacağından bu safhada yapılacak kontrol ve hataların giderilmesi çok önemlidir. İhtiyacı karşılayan ve en uygun şartları sağlayan ürün, sonuç aşaması olan sunuşta satılmaya ve kullanıma hazırdır (Burhan 2010).

3.1.3. Mekanik Tasarımcının Sorumluluğu

Tasarımcının, bir tasarım problemine esnek ve açık fikirli olarak yaklaşması, bu konuda üretim yöntemi prensiplerine uygun olarak tüm bölümlerle sıkı ve uyumlu bir ilişki içerisine girmesi ve makinenin yerine getireceği fonksiyondan oldukça bilinçli bir şekilde haberdar olması gerekir. Mekanik bir makine tasarımcısının sorumlulukları ise aşağıdaki şekilde özetlenebilir:

- Makinenin tümünün geometrik şeklinin ve boyutlarının belirlenmesi,
- Makinenin her bir parçası için gerekli malzemelerin tespit edilmesi,
- Her parçanın ayrıntılarının ve tam boyutlarının belirlenmesi,
- Her parçanın yüzey kalitesinin belirlenmesi,
- Parçaların alıştırma ve işleme toleranslarının ve aralarında ki bağıntıların belirtilmesi ve bu durumun detay ve montaj resminde gösterilmesi,

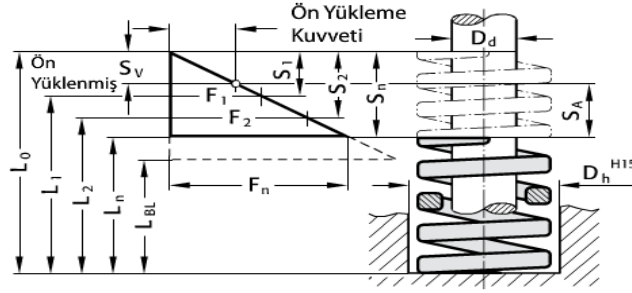
- Elemanların mukavemet hesabında emniyet payı bırakılması,
- Makinenin hareketli kısımlarında oluşabilecek iş kazalarının önlenmesi amacıyla koruyucu tedbirlerin daha tasarım aşamasında alınması,
- Üretim ve montajda ekonomi sağlanması amacıyla değişik parça ve yapıların uygun bir şekilde planlanması,
- Bitmiş parçanın aşınma, oksitlenme, kırılma, yaşlanma vb. etkilerden korumak için yapılacak son işlemin belirlenmesi,
- Eldeki üretim imkânlarına göre üretilebilir nitelikte tasarım yapmak

3.1.4. Tasarım Ve Ömür Hesapları

Öncelikle, yay katalogu kullanılarak seçilecek kalıp yayları için üst sınır olarak $F=1150$ N kuvvet belirlenmiştir. Bu kuvvet, yay seçiminde bir sınır değer olarak belirlenmiştir. Belirlenen bu üst sınıra göre kataloglardan uygun görülen kalıp yay grubu test cihazında denenebilecektir. Çizelge 3.1’de kalıp yaylarının sınıflandırılması görülmektedir. Şekil 3.2’de kalıp yaylarının yükleme ve strok durumları gösterilmiştir.

Çizelge 3.1. Kalıp yayları sınıflandırılması

Kalıp Yayları Sınıflandırılması	
Yeşil	Hafif Yüklü Kalıp Yayı
Mavi	Orta Yüklü Kalıp Yayı
Kırmızı	Ağır Yüklü Kalıp Yayı
Sarı	Ekstra Yüklü Kalıp Yayı



- D_h = yay yuvasının çapı
 D_d = kılavuz pim çapı
 L_0 = yayın yüksüz uzunluğu
 $L_1 \dots L_n$ = yay gücüne bağlı olarak ($F_1 \dots F_n$) yüklü yay uzunluğu (mm)
 L_{BL} = kapalı yayın uzunluğu
 $F_1 \dots F_n$ = baskı kuvveti (N)
 $S_{V1} \dots S_{V7}$ = $S_1 \dots S_7$ sıkıştırmasıyla ilgili olarak önerilen ön yükleme, sıkıştırma
 $S_{V1} \dots S_{V7}$ = önyüklemeler ($S_1 \dots S_7$)
 $S_1 \dots S_n$ = toplam sıkıştırma ($F_1 \dots F_n$)
 R = Birim yay kuvveti (N/mm)
 $S_{A1} \dots S_{A7}$ = çalışma stroğu (mm)

Şekil 3.2. Dikdörtgen kesitli kalıp yayları için yükleme ve strok durumu
(<http://www.fibro.de>, 2015)

Test edilebilecek helisel yaylar ve kalıp yayları, 25 mm'den 305 mm uzunluğunda $F=1150$ N maksimum kuvvet sınırına kadar Çizelge 3.2'de görülen yay tipleri için uygulanabilmektedir. Burada yay sertliği, yay dış çapı ve kesit kalınlığı arttıkça sertlikle orantılı olarak test edilebilecek yay miktarı sınırlı hale gelmektedir.

Çizelge 3.2. Test Cihazında deney yapılabilecek yaylar

TEST EDİLEBİLEN KALIP YAYLARI VE ÇAPLARI								
ÇAP	Ø 10	Ø 12,5	Ø 16	Ø 20	Ø 25	Ø 32	Ø 40	Ø 50
TÜR	YEŞİL (%100 STROK)	YEŞİL (%100 STROK)	YEŞİL (%100 STROK)	YEŞİL (%100 STROK)	YEŞİL (%80 STROK)	YEŞİL (%62 STROK)	YEŞİL (%45 STROK)	BU KUVVET DEĞERİNDE BU ÇAP VE ÜSTÜ İÇİN TEST YAPILAMAZ
	MAVİ (%100 STROK)	MAVİ (%100 STROK)	MAVİ (%100 STROK)	MAVİ (%100 STROK)	MAVİ (%62 STROK)	MAVİ (%30 STROK)	MAVİ (%30 STROK)	
	KIRMIZI (%100 STROK)	KIRMIZI (%100 STROK)	KIRMIZI (%100 STROK)	KIRMIZI (%50 STROK)	KIRMIZI (%30 STROK)			
	SARI (%100 STROK)	SARI (%100 STROK)	SARI (%100 STROK)	SARI (%50 STROK)				
BOY	L= 25 mm' den L=305 mm' e kadar	L= 25 mm' den L=305 mm' e kadar	L= 25 mm' den L=305 mm' e kadar	L= 25 mm' den L=305 mm' e kadar	L= 25 mm' den L=305 mm' e kadar	L= 38 mm' den L=305 mm' e kadar	L= 51 mm' den L=305 mm' e kadar	L= 51 mm' den L=305 mm' e kadar
NOT: BU TABLODAKİ KALIP YAYLARI İÇİN MAKSİMUM $F= 1150$ N KUVVET GEREKMEKTEDİR. YAY YORMA MAKİNESİNDE BU YAY TÜRLERİ VE STROK DEĞERLERİ İÇİN DENEYLER YAPILABİLİR.								

Aşağıda Çizelge 3.3'te örnek olarak, $D_h=20$ mm için “Fibro” kataloğundan alınan yeşil renk kalıp yaylarının çizelgesi görülmektedir. Burada görüldüğü gibi %100 strok değerinde baskı yapabilmek için $F=648$ N yeterli olmaktadır.

Çizelge 3.3. Yeşil kalıp yayı $D_h=20$ mm için katalog değerleri

(<http://www.fibro.de>, 2015)

Numara	D_h	D_d	L_0	R	%30 Strok				%40 Strok				%45 Strok				%50 Strok			
					S_1	S_{V1}	S_{A1}	F_1	S_2	S_{V2}	S_{A2}	F_2	S_3	S_{V3}	S_{A3}	F_3	S_4	S_{V4}	S_{A4}	F_4
241.14.20.025	20,0	10,0	25	55,8	3,9	1,7	2,2	218	5,2	1,7	3,5	290	5,9	1,7	4,2	329	6,5	2,3	4,2	363
241.14.20.032	20,0	10,0	32	45,0	4,8	2,1	2,7	216	6,4	2,1	4,3	288	7,2	2,1	5,1	324	8,0	2,9	5,1	360
241.14.20.038	20,0	10,0	38	33,4	5,7	2,5	3,2	190	7,6	2,5	5,1	254	8,6	2,5	6,1	287	9,5	3,4	6,1	317
241.14.20.044	20,0	10,0	44	30,0	6,9	3,0	3,9	207	9,2	3,0	6,2	276	10,4	3,0	7,4	312	11,5	4,1	7,4	345
241.14.20.051	20,0	10,0	51	24,5	7,8	3,4	4,4	191	10,4	3,4	7,0	255	11,7	3,4	8,3	287	13,0	4,7	8,3	319
241.14.20.064	20,0	10,0	64	20,0	9,6	4,2	5,4	192	12,8	4,2	8,6	256	14,4	4,2	10,2	288	16,0	5,8	10,2	320
241.14.20.076	20,0	10,0	76	16,0	12,0	5,2	6,8	192	16,0	5,2	10,8	256	18,0	5,2	12,8	288	20,0	7,2	12,8	320
241.14.20.089	20,0	10,0	89	14,0	13,8	6,0	7,8	193	18,4	6,0	12,4	258	20,7	6,0	14,7	290	23,0	8,3	14,7	322
241.14.20.102	20,0	10,0	102	12,0	15,9	6,9	9,0	191	21,2	6,9	14,3	254	23,9	6,9	17,0	287	26,5	9,5	17,0	318
241.14.20.115	20,0	10,0	115	10,9	18,0	7,8	10,2	196	24,0	7,8	16,2	262	27,0	7,8	19,2	294	30,0	10,8	19,2	327
241.14.20.127	20,0	10,0	127	9,5	20,1	8,7	11,4	191	26,8	8,7	18,1	255	30,2	8,7	21,5	287	33,5	12,1	21,4	318
241.14.20.139	20,0	10,0	139	8,4	21,9	9,5	12,4	184	29,2	9,5	19,7	245	32,9	9,5	23,4	276	36,5	13,1	23,4	307
241.14.20.152	20,0	10,0	152	7,6	24,3	10,5	13,8	185	32,4	10,5	21,9	246	36,5	10,5	26,0	277	40,5	14,6	25,9	308
241.14.20.305	20,0	10,0	305	4,0	48,6	21,1	27,5	194	64,8	21,1	43,7	259	72,9	21,1	51,8	292	81,0	29,2	51,8	324

Numara	D_h	D_d	L_0	R	%55 Strok				%62 Strok				%80 Strok				%100 Strok			
					S_5	S_{V5}	S_{A5}	F_5	S_6	S_{V6}	S_{A6}	F_6	S_7	S_{V7}	S_{A7}	F_7	S_n	L_n	F_n	
241.14.20.025	20,0	10,0	25	55,8	7,2	3,0	4,2	402	8,1	3,9	4,2	452	10,4	7,5	2,9	580	13,0	12,0	725,4	
241.14.20.032	20,0	10,0	32	45,0	8,8	3,7	5,1	396	9,9	4,8	5,1	446	12,8	9,3	3,5	576	16,0	16,0	720,0	
241.14.20.038	20,0	10,0	38	33,4	10,5	4,4	6,1	351	11,8	5,7	6,1	394	15,2	11,0	4,2	508	19,0	19,0	634,6	
241.14.20.044	20,0	10,0	44	30,0	12,7	5,3	7,4	381	14,3	6,9	7,4	429	18,4	13,3	5,1	552	23,0	21,0	690,0	
241.14.20.051	20,0	10,0	51	24,5	14,3	6,0	8,3	350	16,1	7,8	8,3	394	20,8	15,1	5,7	510	26,0	25,0	637,0	
241.14.20.064	20,0	10,0	64	20,0	17,6	7,4	10,2	352	19,8	9,6	10,2	396	25,6	18,6	7,0	512	32,0	32,0	640,0	
241.14.20.076	20,0	10,0	76	16,0	22,0	9,2	12,8	352	24,8	12,0	12,8	397	32,0	23,2	8,8	512	40,0	36,0	640,0	
241.14.20.089	20,0	10,0	89	14,0	25,3	10,6	14,7	354	28,5	13,8	14,7	399	36,8	26,7	10,1	515	46,0	43,0	644,0	
241.14.20.102	20,0	10,0	102	12,0	29,2	12,2	17,0	350	32,9	15,9	17,0	395	42,4	30,7	11,7	509	53,0	49,0	636,0	
241.14.20.115	20,0	10,0	115	10,9	33,0	13,8	19,2	360	37,2	18,0	19,2	405	48,0	34,8	13,2	523	60,0	55,0	654,0	
241.14.20.127	20,0	10,0	127	9,5	36,9	15,4	21,5	351	41,5	20,1	21,4	394	53,6	38,9	14,7	509	67,0	60,0	636,5	
241.14.20.139	20,0	10,0	139	8,4	40,2	16,8	23,4	338	45,3	21,9	23,4	381	58,4	42,3	16,1	491	73,0	66,0	613,2	
241.14.20.152	20,0	10,0	152	7,6	44,6	18,6	26,0	339	50,2	24,3	25,9	382	64,8	47,0	17,8	492	81,0	71,0	615,6	
241.14.20.305	20,0	10,0	305	4,0	89,1	37,3	51,8	356	100,0	48,6	51,8	402	129,6	94,0	35,6	518	162,0	143,0	648,0	

Öncelikle bu kuvveti elde edebilmek için tasarımda kasnak çaplarının belirlenmesi ve buna göre hesapların mukavemet kontrolü yapılmıştır.

3.1.4.1 Kayış Kasnak Hesapları

Küçük kasnak çapı $d_{e1}=90$ mm seçildi (Kasnak tipi: T SPA 090-1).

$n_1=950$ dev./dak (Motor kasnağı devri)

$n_2=200$ dev./dak istenmektedir.

$$d_{e2} = \frac{n_2}{n_1} \cdot d_{e1} = \frac{200}{950} \times 90 = 18,95 \text{ mm} \approx 19 \text{ mm}$$

Standart tablolarıda, 427,5 mm'lik kasnak bulunmadığından Çizelge 3.4'deki T SPA 450-1 kasnak seçilmiştir (<http://www.tosyalimakina.com>, 2015).

Çizelge 3.4. SPA 1 kanallı kasnak katalog değerleri

(<http://www.tosyalimakina.com>, 2015)

SPA 1 Kanal

Sipariş Kodu	Kanal Sayısı	P	O	Tip	Burç No.
T SPA 063-1	1	63	68,5	1	1008
T SPA 067-1	1	67	72,5	1	1108
T SPA 071-1	1	71	76,5	1	1108
T SPA 075-1	1	75	80,5	1	1108
T SPA 080-1	1	80	85,5	1	1210
T SPA 085-1	1	85	90,5	1	1210
T SPA 090-1	1	90	95,5	1	1210
T SPA 095-1	1	95	100,5	1	1210
T SPA 100-1	1	100	105,5	1	1610
T SPA 106-1	1	106	111,5	1	1610
T SPA 112-1	1	112	117,5	1	1610
T SPA 118-1	1	118	123,5	1	1610
T SPA 125-1	1	125	130,5	1	1610
T SPA 132-1	1	132	137,5	1	1610
T SPA 140-1	1	140	145,5	1	1610
T SPA 150-1	1	150	155,5	1	1610
T SPA 160-1	1	160	165,5	1	1610
T SPA 170-1	1	170	175,5	1	1610
T SPA 180-1	1	180	185,5	7	1610
T SPA 190-1	1	190	195,5	7	1610
T SPA 200-1	1	200	205,5	7	2012
T SPA 212-1	1	212	217,5	7	2012
T SPA 224-1	1	224	229,5	7	2012
T SPA 236-1	1	236	241,5	7	2012
T SPA 250-1	1	250	255,5	7	2012
T SPA 280-1	1	280	285,5	7	2012
T SPA 300-1	1	300	305,5	7	2012
T SPA 315-1	1	315	320,5	7	2012
T SPA 355-1	1	355	360,5	4	2012
T SPA 400-1	1	400	405,5	4	2012
T SPA 450-1	1	450	455,5	4	2012

Mil eksenleri arası mesafe:

a=700 mm olarak belirlenmiştir.

Kayış boyu:

$$L = 2.700 + \frac{\pi}{2} (450 + 90) + \frac{(450 - 90)^2}{4.700} = 2294,3 \text{ mm} \cong 2500 \text{ mm seçildi.}$$

$$a=700-(2294,3-2500)=906 \text{ mm}$$

P=1 kW motor gücü hesaplanmıştır.

$$P_{\text{hesap}}=P.C_2=1.1,1=1,1 \text{ kW}$$

Çizelge 3.5. Standart dar V kayış boyları ve bunlara karşılık gelen C_3 boy faktörleri
(Bozacı 2001)

Le	SPZ	SPA	SPB	SPC
	C_3			
630	0,82			
710	0,84			
800	0,86	0,81		
900	0,88	0,83		
1000	0,9	0,85		
1120	0,93	0,87		
1250	0,94	0,89	0,82	
1400	0,96	0,91	0,84	
1600	1	0,93	0,86	
1800	1,01	0,95	0,88	
2000	1,02	0,96	0,9	
2240	1,05	0,98	0,92	0,83
2500	1,07	1	0,94	0,86
2800	1,09	1,02	0,96	0,88
3150	1,11	1,04	0,98	0,9
3550	1,13	1,06	1	0,92

$$z_k = \frac{P.C_2}{P_1.C_1.C_3} ; \quad z_k = \frac{1.1,1}{1,84.0,95.1} \cong 1$$

$C_3=1$, $C_1= 0,95$, $C_2:1,1$ (10 saatten az günlük çalışma süresi)

$P_1=1,84$ çevrim oranı 4,75 için alınan değerdir (Bozacı, 2001).

$z_k = 1$ adet kayışın yeterli olduğu bulunmuştur.

Çizelge 3.6. Sarılma açıları ve bunlara karşılık gelen sarılma açısı faktörleri
(Bozacı 2001)

Sarılma açısı β (°)	C_1
180	1
170	0,98
160	0,95
150	0,92
140	0,89
130	0,86
120	0,82
110	0,78

Sarım açısı:

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{450-90}{2.906} \rightarrow \beta = 157^\circ \text{ dir.}$$

Çevre hızı:

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot e_1 \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 90 \cdot 950}{60} \cong 4476 \text{ mm/s} = 4,48 \text{ m/s bulunur.}$$

Kayış dar V kayış seçilmiştir. Dar V kayışlarda $f_{maks}=80$ 1/s 'dir.

$$f = \frac{2 \cdot V}{L} = \frac{2 \cdot (4,48 \times 10^3)}{2500} = 3,6 \leq f_{maks} \text{ olduğundan uygundur.}$$

Ön gerilme Kuvveti:

$$F_{\ddot{o}} = \frac{F_{\zeta 1}}{2 \cdot \frac{e^{\mu \cdot \beta} - 1}{e^{\mu \cdot \beta} + 1}} + k \cdot v^2$$

Kayışa etkiyen çevre kuvveti:

$$F_{\zeta} = \frac{P \cdot 950}{v} = \frac{1,1 \cdot 950}{4,48} = 233 \text{ N}$$

$$F_{\zeta 1} = \frac{F_{\zeta}}{z_k} = \frac{233}{1} = 233 \text{ N}$$

$$\beta = 157^\circ \cong 3 \text{ radyan } k=0,13$$

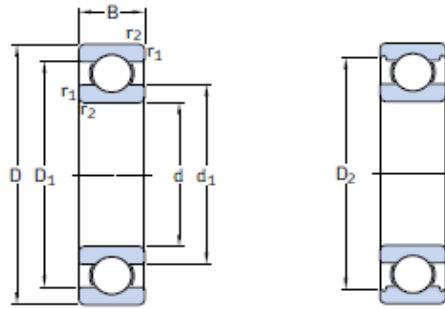
$$F_0 = \frac{233}{2 \cdot \frac{e^{0,5 \cdot 3} - 1}{e^{0,5 \cdot 3} + 1}} + 0,13 \cdot (4,48)^2 \cong 186 \text{ N bulunur.}$$

3.1.4.2. Rulman Ömür Hesabı

Bu bölümde, tasarımda kullanılabilen rulman için ömür hesabı yapılmıştır. Seçilen rulman Çizelge 3.7’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.7. Seçilen örnek rulman için katalog değerleri (<http://www.skf.com>, 2015)

d 40 – 55 mm



Başlıca Boyutlar			Temel Yükler		Yorulma Yük Sınırı P_u	Hız Değerleri		Ağırlık kg	Adlandırma
d	D	B	C	C_0		Referans Hız	Limit Hız		
mm			kN		kN	r/min		kg	-
40	52	7	4,49	3,75	0,16	26 000	16 000	0,032	61808
	62	12	13,8	10	0,425	24 000	14 000	0,12	61908
	68	9	13,8	10,2	0,44	22 000	14 000	0,13	* 16008
	68	15	17,8	11	0,49	22 000	14 000	0,19	* 6008
	80	18	32,5	19	0,8	18 000	11 000	0,37	* 6208
	80	18	35,8	20,8	0,88	18 000	11 000	0,34	6208 ETN9
	90	23	42,3	24	1,02	17 000	11 000	0,63	* 6308
45	110	27	63,7	36,5	1,53	14 000	9 000	1,25	6408
	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	14 000	0,04	61809
	68	12	14	10,8	0,465	20 000	13 000	0,14	61909
	75	10	16,5	10,8	0,52	20 000	12 000	0,17	* 16009
	75	16	22,1	14,6	0,64	20 000	12 000	0,24	* 6009
	85	19	35,1	21,6	0,915	17 000	11 000	0,42	* 6209
	100	25	55,3	31,5	1,34	15 000	9 500	0,84	* 6309
50	120	29	76,1	45	1,9	13 000	8 500	1,55	6409
	65	7	6,76	6,8	0,285	20 000	13 000	0,052	61810
	72	12	14,6	11,8	0,5	19 000	12 000	0,14	61910
	80	10	16,8	11,4	0,56	18 000	11 000	0,18	* 16010
	80	16	22,9	16	0,71	18 000	11 000	0,26	* 6010
	90	20	37,1	23,2	0,98	15 000	10 000	0,45	* 6210
	110	27	65	38	1,6	13 000	8 500	1,1	* 6310
	130	31	87,1	52	2,2	12 000	7 500	1,95	6410

d=50 mm, D=80 mm, B= 31 mm

C=22900 N ve C₀=16000 N

P_u=710 N ve m=0,26 kg.

Rulman numarası: N_r=6010 (<http://www.skf.com>, 2015)

$$P= X.F_r + Y.F_e$$

$$F_r=1150 \text{ N}$$

F_e=0 (Eksenel yük yoktur)

$$F_{eş}=F_r$$

$$X=1 \text{ ve } Y=0$$

$$P=1.1150+0.0 =1150 \text{ N}$$

L: Milyon devir cinsinden ömür

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{22900}{1150}\right)^3 = 7896$$

Yani L=7896x10⁶ devir ömür vardır.

n=200 dev./dak'dır.

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot 7896}{60 \cdot 200} = 658000 \text{ saat ömür mevcuttur. Bu değer normal çalışma şartları için uygundur.}$$

Bu çalışmada kullanılan kama Tip A 14x9x32 boyutlarındadır.

3.1.4.3. Motor Hesabı

Bulunan bu değerlerin ardından ne kadar kW'lık motor ihtiyacı olduğu belirlendi.

$$D_{e1}=90 \text{ mm}; \quad n_1= 950 \text{ d/dak}$$

$$d_{e2}=450 \text{ mm}; \quad n_2= 200 \text{ d/dak}$$

$$M_d=F_r \cdot r \quad M_d=1150 \cdot 50 =57500 \text{ N.mm}=57,5 \text{ N.m}$$

$$P=M_d \times \omega$$

$$\text{Açısal hız} \rightarrow \omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 200}{30} = 20,9 \text{ 1/s}$$

$$1000 \text{ W} = 1 \text{ kW}$$

$$P=57,5 \cdot 20,9=1202 \text{ W} \cong 1,5 \text{ kW}$$

P=1,5 kW'lık motor seçilmiştir.

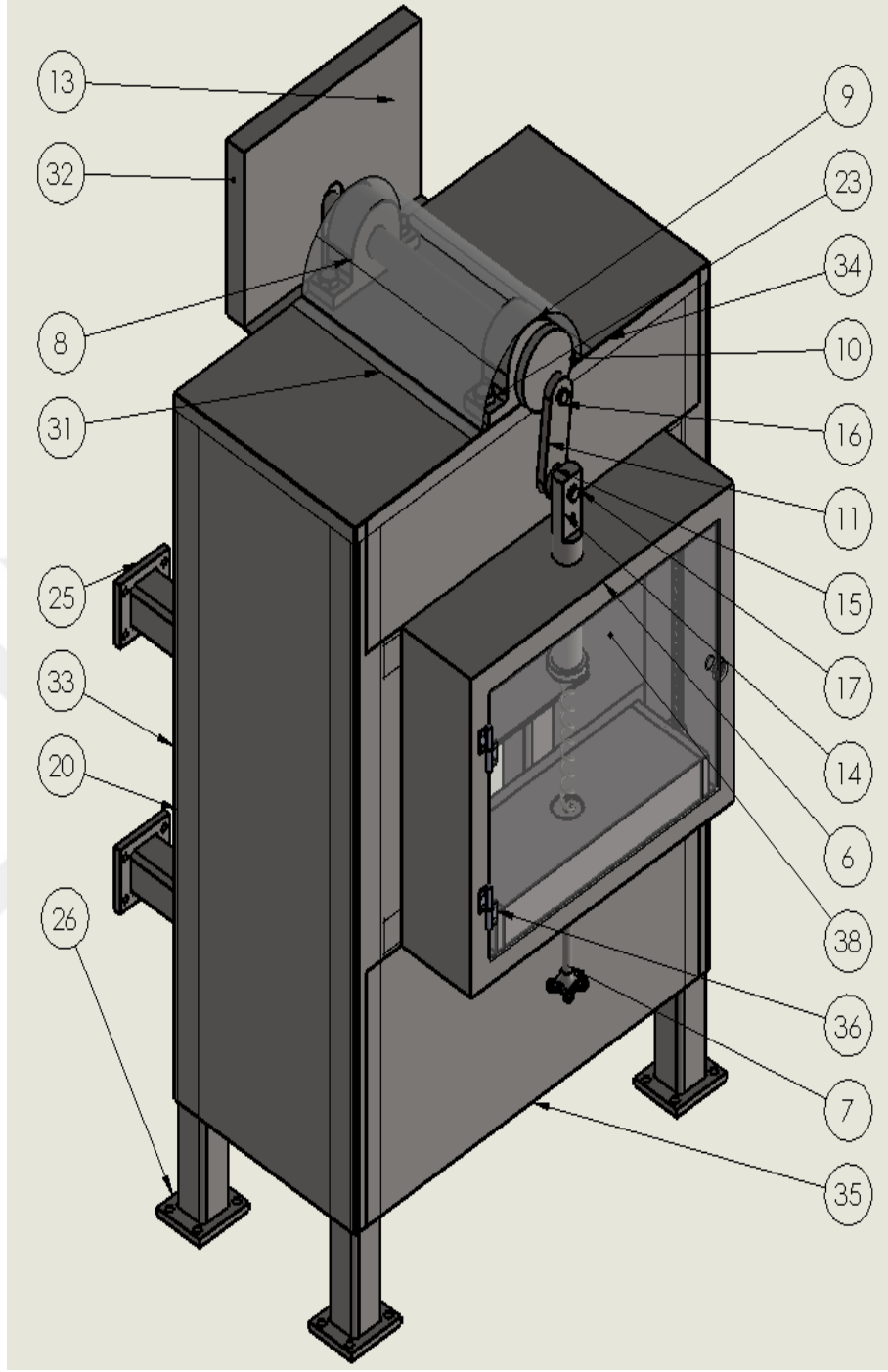
3.1.5. Tasarlanan Yay Yorma Makinesi

Yapılan bu çalışmada, farklı tel çaplarında ve farklı boylarda olabilecek kalıp yayları ve bası yaylarının, belirli aralıklarda değişen yükler altındaki ömür analizlerinin yapılabilmesine olanak sağlayan bir deney cihazının tasarlanması amaçlanmıştır. Test cihazının temel çalışma prensibi motordan gelen tahrik, kayış kasnak mekanizmasıyla, devri düşürüldükten sonra milin ucunda bulunan aparatlar ile dairesel hareketin aksel harekete çevrilmesi ve son baskı elemanının bu yükü yaya uygulanması şeklindedir. Burada, yay çapı $\emptyset 10 \text{ mm}$ 'den, $\emptyset 40 \text{ mm}$ 'ye kadar ve yay boyu 25 mm 'den, 305 mm 'ye kadar yaylar test edilebilmekte, alt tabladaki ayar civatası kullanılarak istenen basma mesafesinde yaya baskı yapılması ayarlanabilmektedir. Test bölmesine milimetrik cetvel yerleştirilerek bunun vasıtası ile yayın sıkışma miktarı dolayısıyla

yaya uygulanacak olan kuvvet ayarlanabilmektedir. Makinenin teknik resimleri bir sonraki bölümde verilecektir.

Tasarlanan yay yorma makinesi üç ana bölümden oluşmaktadır:

- 1-Test bölgesi: Yayların yatakları ve deneyin gerçekleştiği ana bölüm,
 - 2-Tahrik grubu: Mil ve ara elemanlar vasıtasıyla yaylara kuvvet uygulanan bölüm,
 - 3-Makine şasesi: Test bölgesi ile tahrik grubun monte edildiği sistemin dengesini sağlayan bölüm,
- Yaylar, alt tablada yer alan bölme yataklanmakta ve sabit kalmaktadır. Alt tablanın yataklanması ve hareketinin sağlanmasında lineer yataklar kullanılmıştır. Bu sayede, merkezleme ve yataklama yapılmakta aynı zamanda istenildiğinde tablanın hareketine olanak sağlamaktadır. Alt tablanın hareketi ise tablanın altında yer alan civata sistemi ile sağlanmaktadır.



Şekil 3.3. Yay yorma makinesi

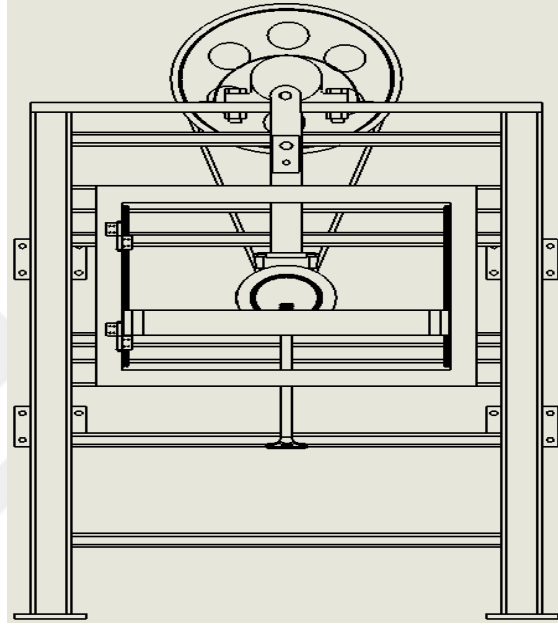
Makinenin iş güvenliği elemanları vb. ek aparatlarının montaj edilmiş son hali Şekil 3.3'te görüldüğü gibidir. Çizelge 3.8'de montajda kullanılan parçalar hakkında bilgiler verilmiştir.

Çizelge 3.8. Makine parçaları ve adetleri

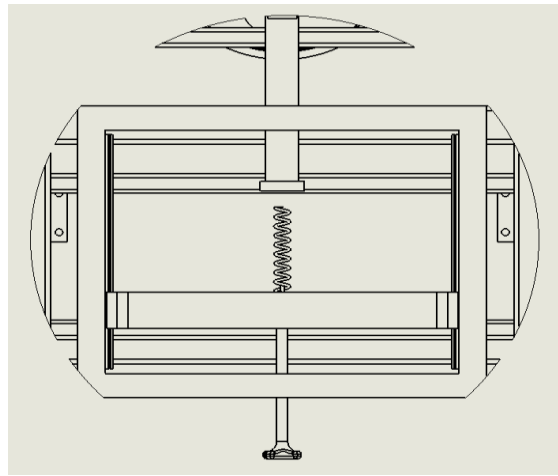
Parça Numarası	Parça Adı	Parça Adedi
1	Lineer kızak arabası	2 Adet
2	Lineer kızak	2 Adet
3	Lineer kızak arabası bağlantı cıvatası	8 Adet
4	Lineer kızak bağlantı cıvatası	46 Adet
5	Yay yataklama plakası	1 Adet
6	Test bölmesi	1 Adet
7	Vidalı ayar mekanizması	1 Adet
8	Makine gövdesi	1 Adet
9	Mil Yatağı Ø50	1 Adet
10	Mil	1 Adet
11	Lineer baskı elemanı	1 Adet
12	Kama Tip A 14x9x32	2 Adet
13	Büyük kasnak	1 Adet
14	Yay baskı aparatı	1 Adet
15	Ara bağlantı elemanı	1 Adet
16	Mil için M14 cıvata bağlantısı	1 Adet
17	Yay baskı aparatı için M14 cıvata bağlantısı	1 Adet
18	Örnek yay	1 Adet
19	M14 somun	2 Adet
20	Kare profil, 80x80x5	4 Adet
21	Gövde destek profili, 40x40x4	5 Adet
22	Test bölmesi montaj profili, 80x80x5	2 Adet
23	Yatak bağlantı cıvatası	4 Adet
24	M24 somun	4 Adet
25	Duvara sabitleme plakası	4 Adet
26	Zemine sabitleme plakası	4 Adet
27	Motor	1 Adet
28	Motor montaj plakası	1 Adet
29	Motor kasnağı	1 Adet
30	Kayış	1 Adet
31	Mil ve yatak koruma sacı	1 Adet
32	Kasnak koruma sacı	1 Adet
33	Makine yan koruma sacı	2 Adet
34	Üst kapak sacı	1 Adet
35	Alt kapak sacı	1 Adet
36	Koruma kapak menteşesi	2 Adet
37	Koruma kapak kilidi	1 Adet
38	Test bölmesi koruma kapağı	1 Adet

3.1.5.1. Yay Yorma Makinesi Teknik Resimleri Ve Parça Bilgileri

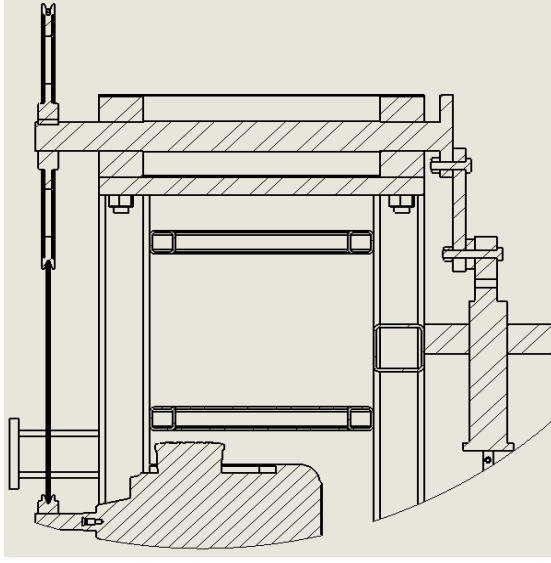
Bu bölümde, makinenin teknik resimlerine Şekil 3.4'ten Şekil 3.11'e kadar yer verilmiştir.



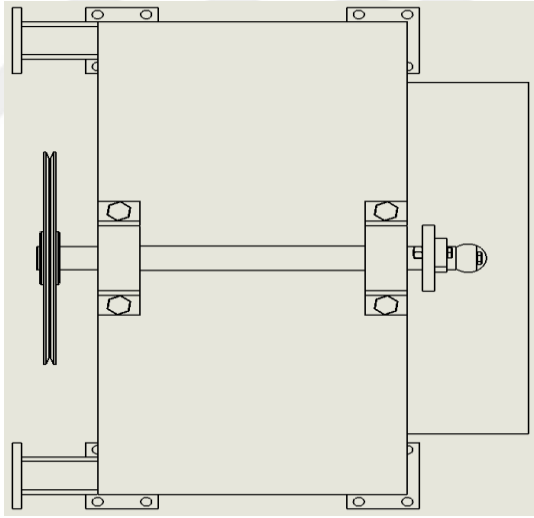
Şekil 3.4. Yay yorma makinesi ön görünüş



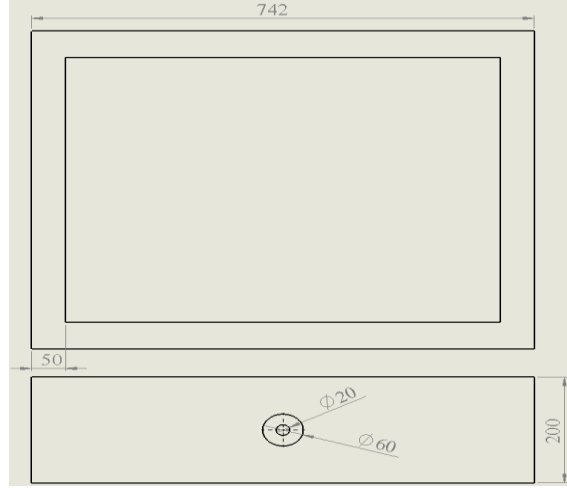
Şekil 3.5. Makine test bölgesi detay görünümü



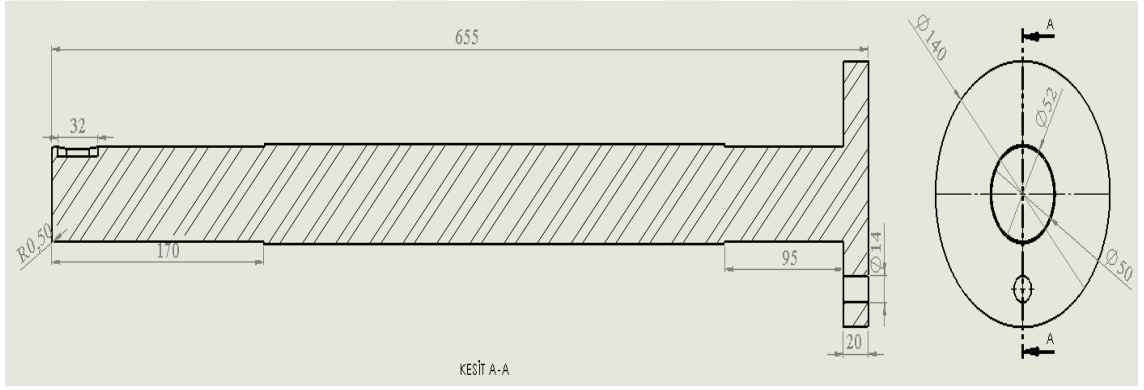
Şekil 3.6. Makine tahrik bölümü kesiti



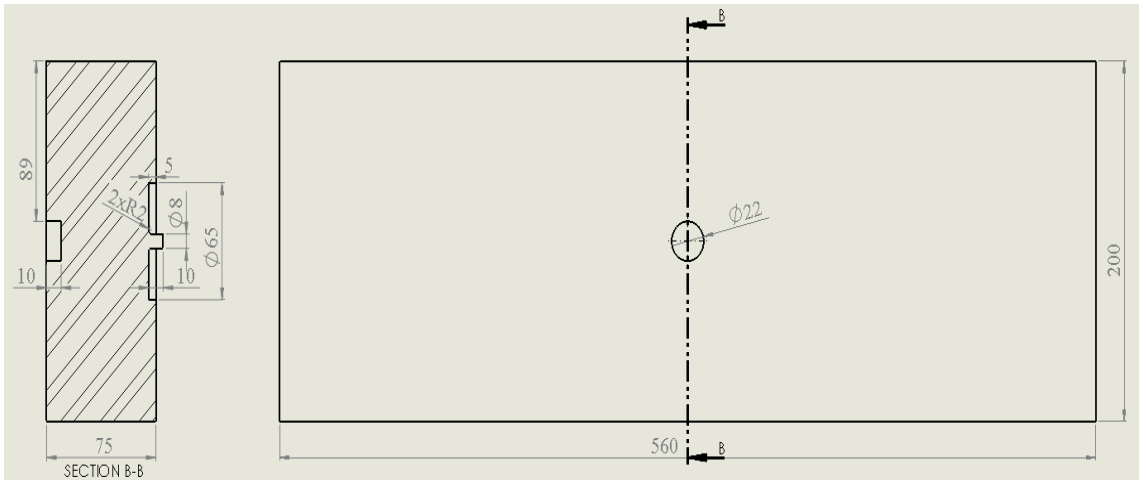
Şekil 3.7. Makine üstten görünümü



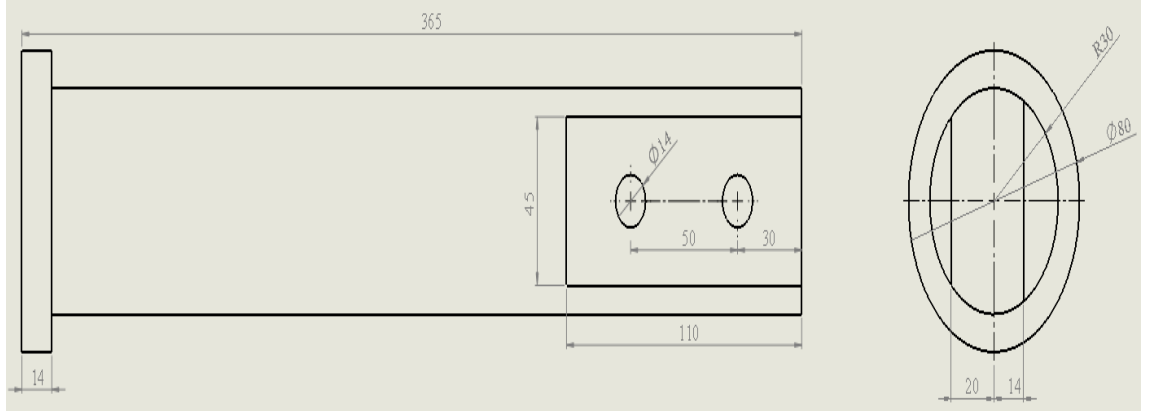
Şekil 3.8. Test bölgesi



Şekil 3.9. Mil kesit görünümü



Şekil 3.10. Test bölgesi yay baskı plakası



Şekil 3.11. Yay baskı aparatı

Makineyi oluşturan parçalarla ilgili bilgiler:

- 1- **Linear kızak arabası:** Lineer kızak ile birlikte bağlı olduğu yay yataklama plakasının, vidalı ayar mekanizması kullanılarak hareket etmesini sağlar.
- 2- **Lineer kızak:** Kızak arabasının dikey yönde hareket etmesini sağlar.
- 3- **Lineer kızak arabası bağlantı civatası:** Lineer kızak arabası ile yay yataklama plakasını birbirine bağlar.
- 4- **Lineer kızak bağlantı civatası:** Lineer kızakları test bölmesine bağlayan civatalardır.
- 5- **Yay yataklama plakası:** Yay baskı aparatı, yaya basma işlemi yaparken yataklama yaparak sıkışmasını sağlar. Kızak arabaları sayesinde yay boyutları değiştikçe mesafe azaltılıp arttırılabilir.
- 6- **Test Bölmesi:** Yay yorma işleminin yapıldığı bölümdür.
- 7- **Vidalı ayar mekanizması:** Yay yataklama plakasının yay boyutlarına göre hareket ettirilmesini ve çalışma esnasında sabit kalmasını sağlamaktadır.
- 8- **Makine gövdesi:** Yatakların montaj yapıldığı ana parçayı ifade etmektedir.
- 9- **Mil yatağı:** UCP 210
- 10- **Mil:** Motordan alınan dönme hareketi kasnaklar yardımı ile mile, milden de baskı aparatlarına iletilmektedir.

- 11- Lineer baskı elemanı:** Dönme hareketinin düşey yönde harekete dönüşmesini sağlayan parçadır. Mil ile birlikte hareket ederek 100 mm kurs miktarında çalışmaktadır.
- 12- Kama:** Motordan gelen dönme hareketini bağlantılı olduğu motor kasnağı, kayış ve büyük kasnak vasıtasıyla mile aktarır. Tip A 14x9x32 boyutlarındadır.
- 13- Büyük kasnak:** Motordan gelen devri düşürme görevi görmektedir. Kasnak çapı 450 mm' dir.
- 14- Yay baskı aparatı:** Düşey yönde hareket ederek yaylara bası işlemini yapmaktadır. Yayların boyutlarına göre basma miktarı değiştirilmek istenebileceğinden dolayı, 50 mm mesafede yeni bir bağlantı bölmesi bırakılmıştır. Bu da kurs ayarı yapıldığında önemli avantaj sağlamaktadır.
- 15- Ara bağlantı elemanı:** Lineer baskı elemanı ile yay baskı aparatı arasındaki parçadır.
- 16- Mil için M14 civata bağlantısı:** Lineer baskı elemanı ile mil arasındaki bağlantıyı sağlar. Burada sürtünmeyi azaltmak için burç ile yataklama yapılabileceği düşünülmüştür. Burç yatakların kendi özelliğinden dolayı yağlama işlemi görecektir ve sürtünme azalacaktır.
- 17- Yay baskı aparatı için M14 civata bağlantısı:** Lineer baskı elemanı ile yay baskı aparatının bağlantısını sağlar. Burada da burç yataklama yapılarak sürtünmenin azaltılabileceği düşünülmüştür.
- 18- Örnek yay:** Montaj resminde makine ile test edilebilecek yay örneği verilmiştir.
- 19- M14 Somun:** M14 civata bağlantılarına aittir.
- 20- Kare profil 80x80x5:** Bu parçalar makinenin ayaklarını oluşturmaktadır. Gövde destek profilleri ile kaynak edilerek makinenin dengeli bir şekilde çalışmasını sağlamaktadırlar.
- 21- Gövde destek profili 40x40x4:** Kare profiller ile kaynak edilerek makine şasesini oluşturmaktadırlar.
- 22- Test bölmesi montaj profili 80x80x5:** Test bölmesinin kaynak edilerek sabitlendiği parçalardır.
- 23- Yatak bağlantı civatası:** Yatakların montajının yapıldığı M24 civatalardır.
- 24- M24 somun:** Yatak bağlantıları için kullanılmaktadırlar.

- 25- Duvara sabitleme plakası:** Makinenin arkasında yer alır, istenildiğinde makinenin titreşiminin önlenmesi açısından duvara sabitlemesi yapılabilir.
- 26- Zemine sabitleme plakası:** Bu parçalar, makinenin titreşim ile birlikte kaymasını önlemek için zemine sabitlenmesini sağlamaktadır.
- 27- Motor:** Motor gücü, 1 kW 950 dev./dak'dır.
- 28- Motor montaj plakası:** Motorun tabanında yer alan, motorun sabitlendiği plakadır.
- 29- Motor kasnağı:** Kasnak tipi T SPA 090-1'dir.
- 30- Kayış:** Dar V kayış seçilmiştir.
- 31- Mil ve yatak koruma sacı:** İş güvenliği problemleri düşünülerek yataklar ve mili kapsayacak şekilde koruma sacı tasarlanmıştır.
- 32- Kasnak Koruma sacı:** Büyük kasnak için iş güvenliği önlemleri göz önüne alınarak koruma sacı tasarlanmıştır.
- 33- Makine yay koruma sacı:** Makinenin sağ ve sol taraflarında yer alan saclardır.
- 34- Üst kapak sacı:** Makinenin ön tarafındaki, üst bölmeyi kapatan sacdır.
- 35- Alt kapak sacı:** Makinenin ön tarafındaki, alt bölmeyi kapatan sacdır.
- 36- Koruma kapak menteşesi:** Makinenin test bölmesinin önünde yer alan kapağa ait menteşelerdir.
- 37- Koruma kapak kilidi:** Test bölmesi kapağı için düşünülmüş kilittir.
- 38- Test bölmesi koruma kapağı:** Makinenin çalışması esnasında aniden yayların fırlamaması için, iş güvenliği önlemi olarak tasarlanmış kapaktır.

3.1.6. Tasarlanan Cihaz İçin Yapılan Analizler

Bu bölümde, tasarlanan cihaz için analizler yapılmış ve bu analiz sonuçları ile ilgili bilgiler verilmiştir.

3.1.6.1. Modal Analiz

Modal analiz, son yıllarda gittikçe daha fazla araştırılan bir konu haline gelmiştir. Özellikle bilgisayar teknolojisinin geliştiği günümüzde, bilgisayar destekli ölçüm cihazları bu işlemin daha hızlı yapılmasına olanak sağlamaktadır. Bu yöntemle yapıların dinamik karakteristikleri olarak adlandırılan doğal frekanslar, mod şekilleri ve sönüm oranları deneysel olarak elde edilebilmektedir. Frekans davranış fonksiyonları kullanılarak yapının doğal frekansları, mod şekilleri ve sönüm oranları belirlenir. Burada mod, periyotların deformasyon şekillerinin gösterilmesidir. Örnek olarak, 1.modda yapının ilk titreşiminde 4 mm deplasman yapması, 2.modda 3 mm deplasman yapması gibi deformasyonları ifade eder. Çünkü titreşim belli miktarlarda deplasmanları ifade etmektedir. Her periyotta bu deplasmanlar ölçülür ve grafikte gösterildiğinde aslında mod şekilleri gösterilmiş olur. Yani, her periyot için bir mod şeklinden söz edilmektedir (Bayraktar ve Türker 2005).

Teorik modal analiz, yapıya ait hareket denklemi kullanılarak yapılmaktadır. Sönümsüz çok serbestlik dereceli bir sistem için bu hareket denklemi:

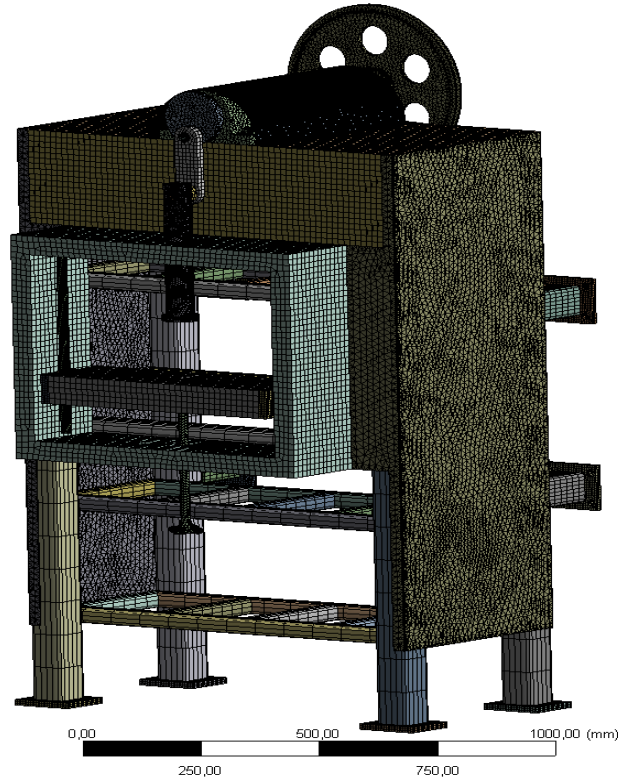
$$[M]\{\ddot{x}(t)\}+[K]\{x(t)\} = \{0\} \quad [24]$$

İfadesi ile verilmektedir. Burada $[M]$ ve $[K]$ kütle ve rijitlik matrislerini, $\{\ddot{x}(t)\}$ ve $\{x(t)\}$ zamana bağlı ivme ve yer değiştirme vektörlerini göstermektedir.

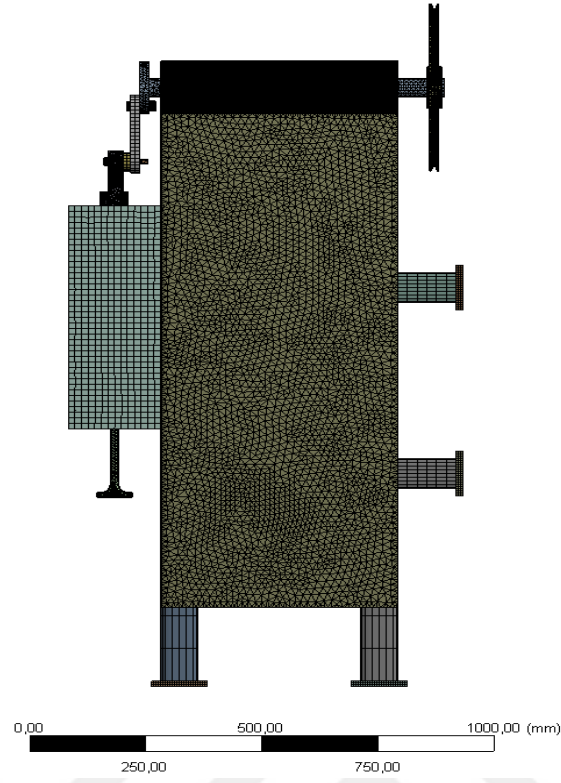
Bu denklemin çözümünden, serbestlik sayısı kadar sönümsüz doğal açısız frekans ($\omega_1, \omega_2, \omega_3, \dots, \omega_N$) elde edilir. Her bir doğal frekansa karşılık yapının almış olduğu şekil mod şekli olarak tanımlanır. Doğal frekansların küçükten büyüğe doğru sıralanması

sonucunda elde edilen en küçük frekans temel frekans ve bu frekansa karşılık gelen mod şekli birinci mod şekli olarak adlandırılır (Bayraktar ve Türker 2005).

Yapılan tasarımda, ANSYS Workbench programı kullanılarak modal analiz yapılmıştır. Bu bölümde yapılan analizler incelenmiştir. Bu tasarımda kullanılmış malzemeler çelik olarak tanımlanmıştır. Ardından, tasarlanan makinede parçalara uygun ağ yapısı oluşturulmuş, temas tanımları yapılmış ve sınır koşulları uygulanıp analiz yapılmıştır. ANSYS Workbench ortamında temas tanımı otomatik olarak tanımlanmaktadır. Ancak bu temas tanımları varsayılan ayarlara göre yapıldığı için, revize edilmesi veya manuel temas tanımı yapılması gerekmektedir. Model ağ yapısı, Şekil 3.12 ve Şekil 3.13'teki gibidir. Kare ve dikdörtgen benzeri parçalarda hexahedral, oval, pah kırılmış vb. karmaşık yapıları parçalarda ise tetrahedral ağ yapısı kullanılmıştır.



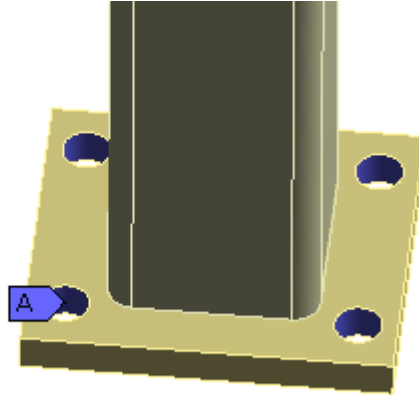
Şekil 3.12. Model ağ yapısı genel görünüm



Şekil 3.13. Model ağ yapısı yan görünümü

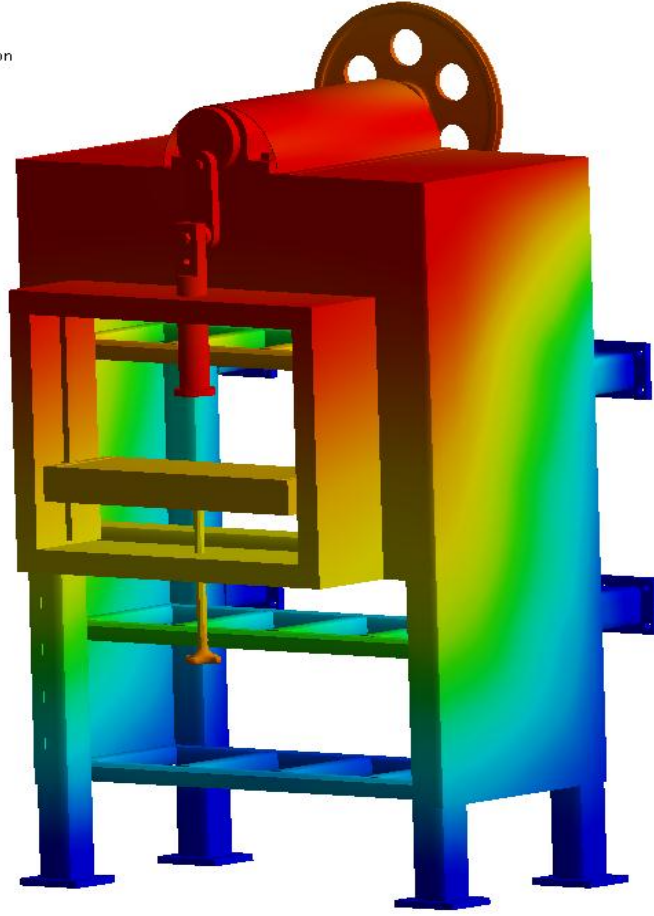
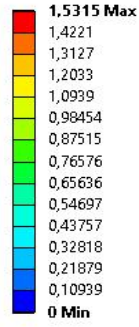
Modal analize başlamadan önce Şekil 3.14'teki civatalarla sabitlenecek yerler tanımlanmıştır. Ardından analiz yapılmış ve modlar incelenmiştir.

A: Modal
Modal
Frequency: N/A
A Fixed Support



Şekil 3.14. Makine için sabitleme yerlerinin tanımlanması

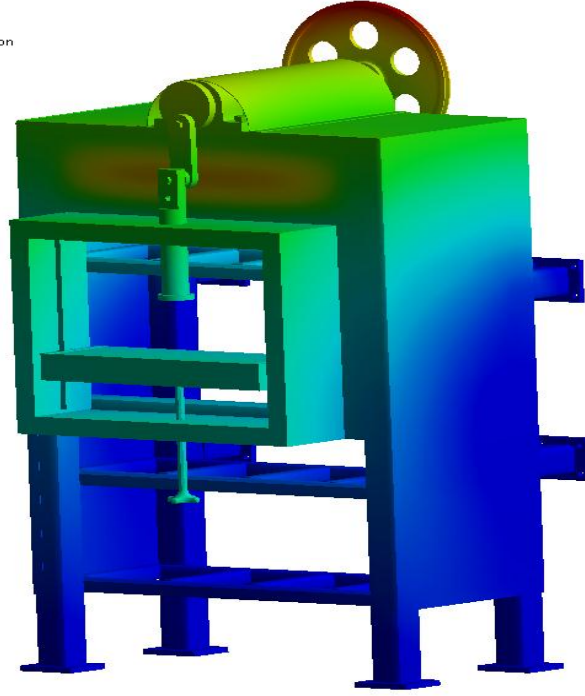
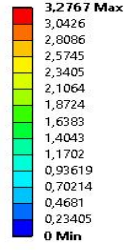
A: Modal
Total Deformation
Type: Total Deformation
Frequency: 71,453 Hz
Unit: mm



Şekil 3.15. Mod 1 analizi

Şekil 3.15'te görüldüğü gibi frekans 71,453 Hz olduğunda 1,5315 mm deplasman oluşmaktadır. Ancak sadece mod 1 incelense bile tasarımın uygun olduğu görülür. Çünkü, yapılan tasarımda motor devri 950 dev./dak ve uygulanacak yay kuvveti $F_{maks}=1150$ N'dir. Bu analizlerde hesaplamalar yapılırken emniyetli olması düşünülerek kuvvet $F_{maks}=2000$ N olarak alınmıştır.

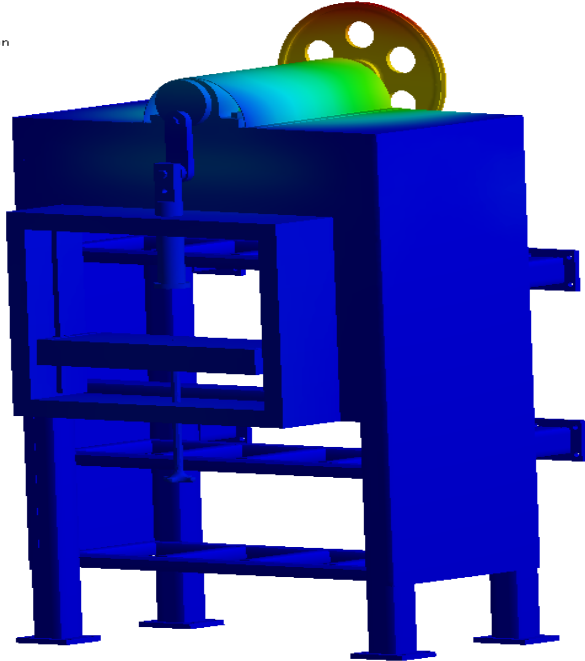
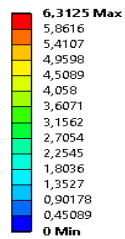
A: Modal
Total Deformation 2
Type: Total Deformation
Frequency: 139,52 Hz
Unit: mm



Şekil 3.16. Mod 2 analizi

Mod 2 analizinde, frekans 139,52 Hz olduğunda 3,2767 mm deplasman olabileceği görülmektedir (Şekil 3.16). Mod 3 analizinde ise, frekans 147,86 Hz olduğunda 6,3125 mm deplasman olabileceği görülmektedir (Şekil 3.17).

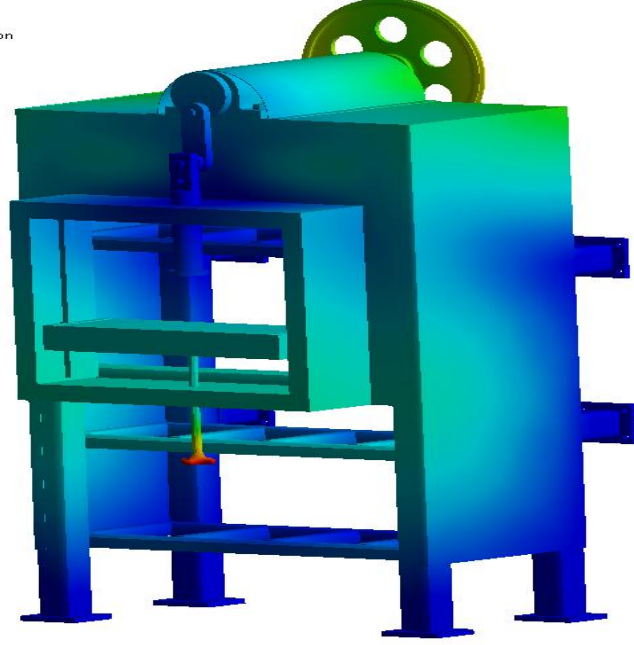
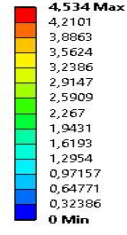
A: Modal
Total Deformation 3
Type: Total Deformation
Frequency: 147,86 Hz
Unit: mm



Şekil 3.17. Mod 3 analizi

Mod 4 analizi incelendiğinde, frekans 171,84 Hz olduğunda 4,534 mm deplasman olabileceği görülmektedir (Şekil 3.18).

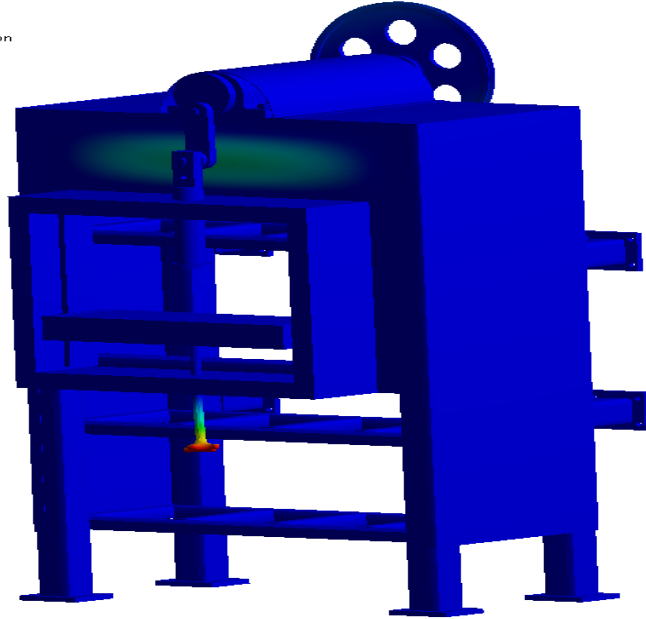
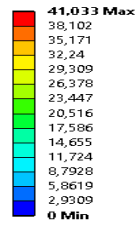
A: Modal
Total Deformation 4
Type: Total Deformation
Frequency: 171,84 Hz
Unit: mm



Şekil 3.18. Mod 4 analizi

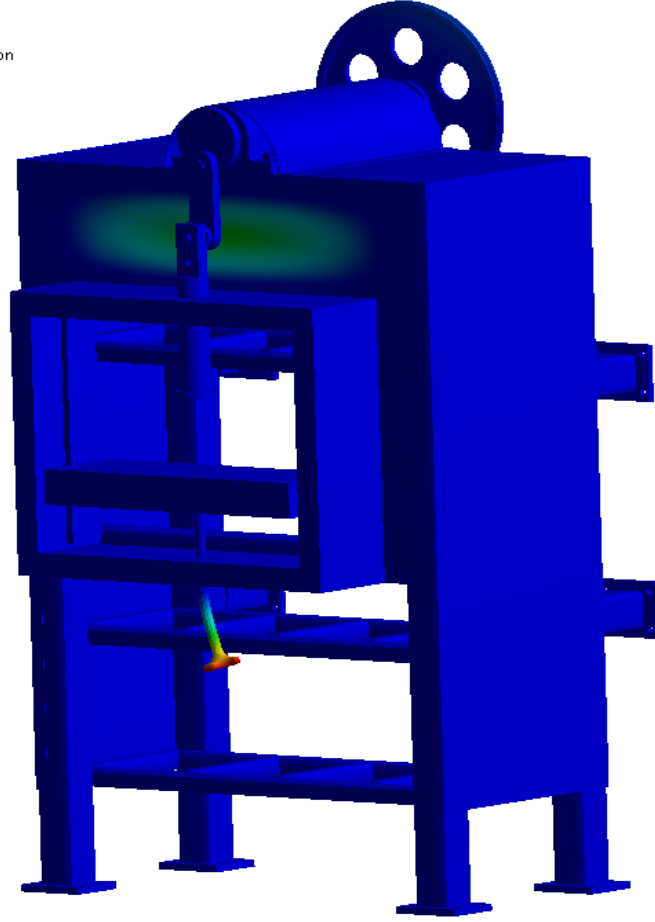
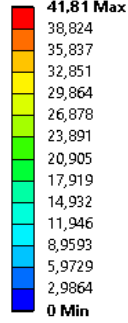
Mod 5 analizinde ise, frekans 226,77 Hz olduğunda 41,033 mm deplasman olabileceği görülmektedir (Şekil 3.19).

A: Modal
Total Deformation 5
Type: Total Deformation
Frequency: 226,77 Hz
Unit: mm



Şekil 3.19. Mod 5 analizi

A: Modal
Total Deformation 6
Type: Total Deformation
Frequency: 228,18 Hz
Unit: mm



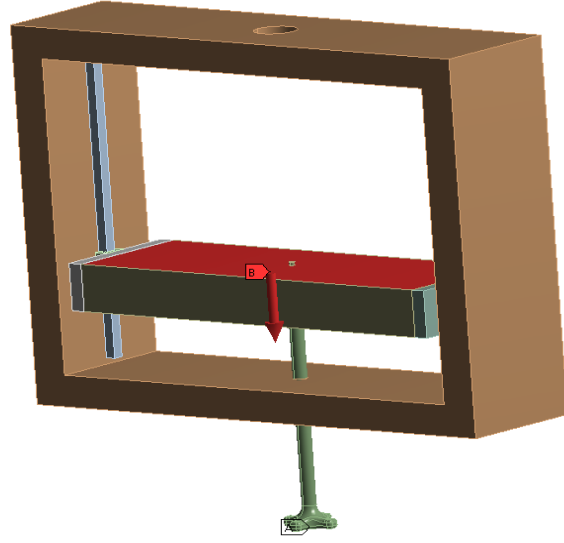
Şekil 3.20. Mod 6 analizi

Mod 6 analizinde, frekans 228,18 Hz olduğunda 41,81 mm deplasman olabileceği görülmektedir (Şekil 3.20). Modal analiz sonucunda, tasarımın herhangi bir mod esnasında problem oluşturmadığı, makine $n=950$ dev./dak değerinde çalışacağı için yüksek frekanslara ulaşip deplasman yapma durumu da olmayacağı anlaşılmıştır.

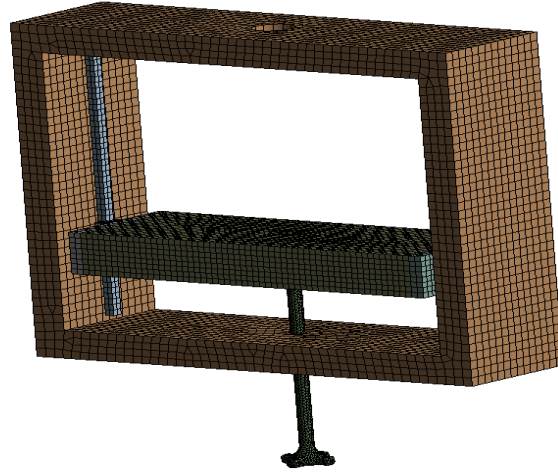
3.1.6.2. Statik Analiz

Bu bölümde, yayların testi esnasında kuvvet uygulandığında yay yataklama plakası ile bitişik halde bulunan ve yaya uygulanan kuvvete maruz kalacak olan vidalı ayar mekanizmasının statik analizi yapılacaktır. Bu analiz sırasında uygulanan kuvvet Şekil 3.21’de görüldüğü gibi $F=2000$ N alınmıştır. Şekil 3.22’de analiz öncesi oluşturulan ağ yapısı yer almaktadır.

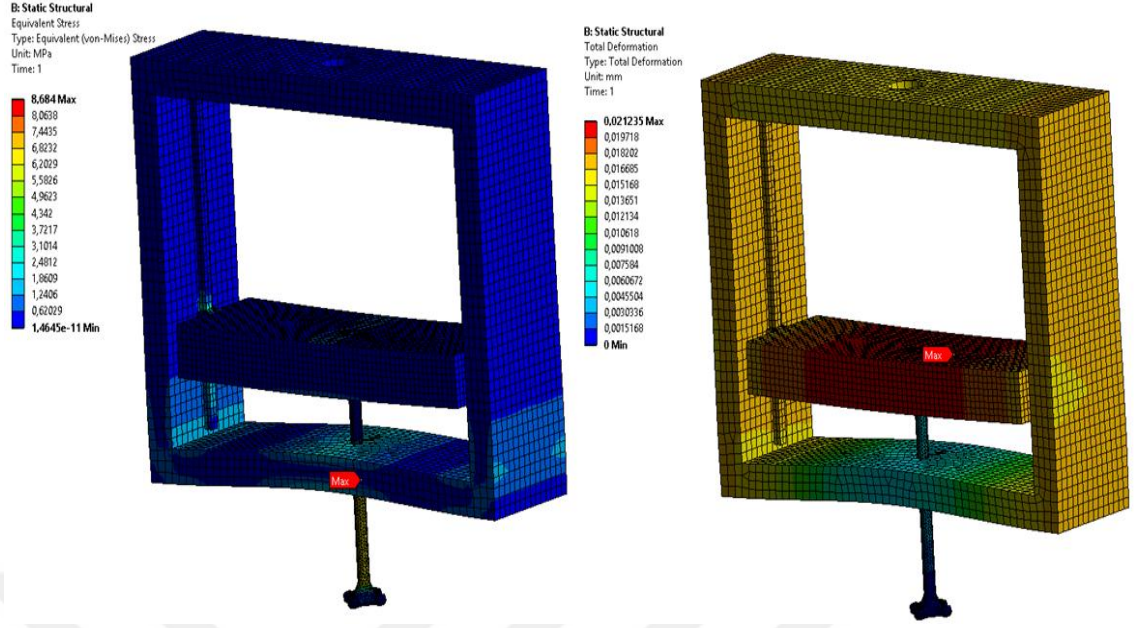
B: Static Structural
Static Structural
Time: 1, s
A Fixed Support
B Force: -2000, N



Şekil 3.21. Vidalı ayar mekanizması statik analizi



Şekil 3.22. Vidalı ayar mekanizması ağ yapısı



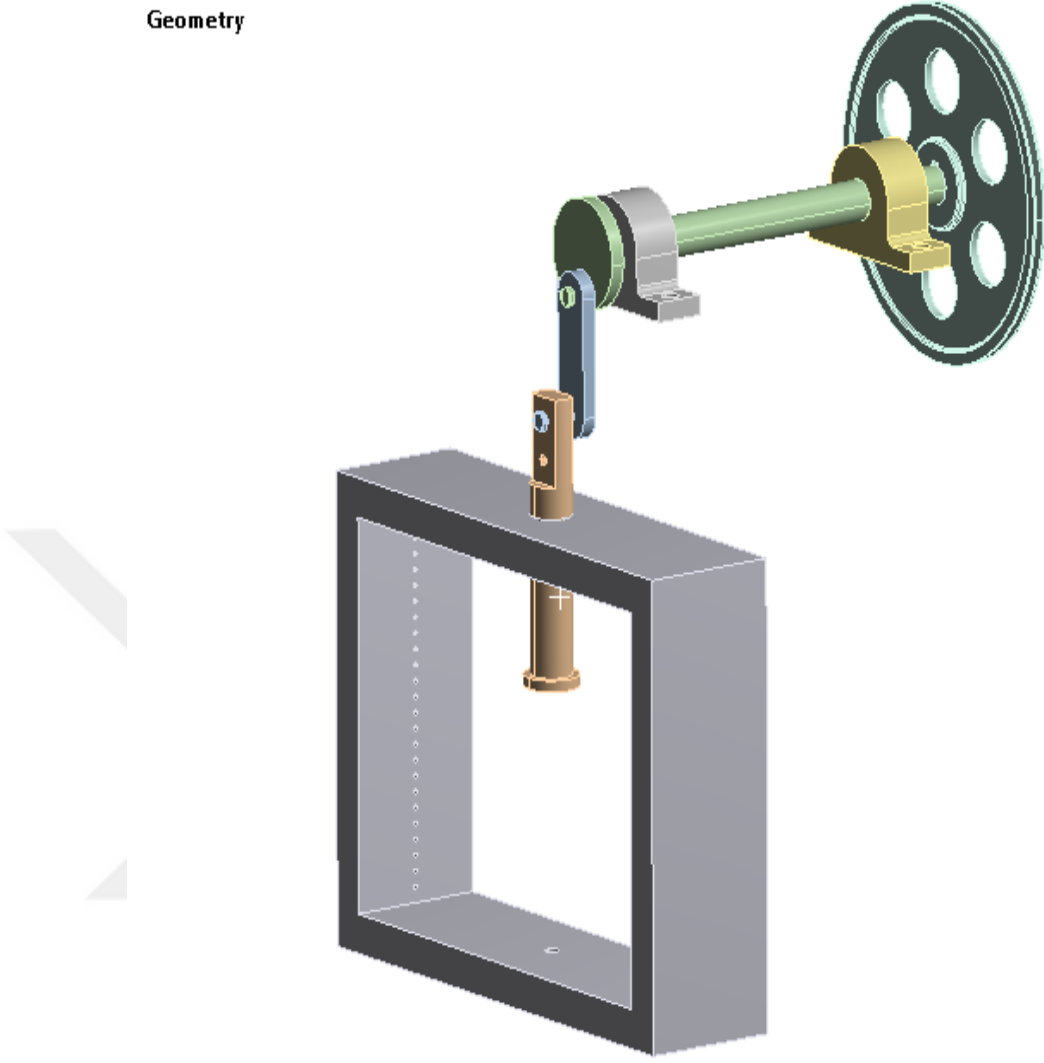
Şekil 3.23. Vidalı ayar mekanizması statik analiz sonucu

Analiz sonuçlarından da görüldüğü gibi vidalı ayar mekanizması, çalışma esnasında maruz kaldığı kuvvetlere karşı mukavemet göstermektedir (Şekil 3.23). Oluşan gerilme $\sigma_{maks}=8,684$ MPa olmakta ve emniyet gerilmesi altında kalmaktadır.

3.1.6.3. Kinematik Analiz

Mekanizmalar hareket halinde olduğundan dolayı, her değişen konumda hız ve ivmeler farklı olabilir. Tüm hareket boyunca hız ve ivmelerin bulunması için her açı ya da konumdaki değerlerin hesaplanması gerekir. Tüm açılardaki hız ve ivmeler bulunduğu istenen uzun grafiklerini çizmek de mümkün olabilmektedir. Aynı zamanda mekanizmanın hareket simülasyonu da elde edilebilmektedir. Bu çalışmada, modal ve statik analizlerin ardından kinematik analiz yapılmıştır (Şekil 3.24).

Geometry

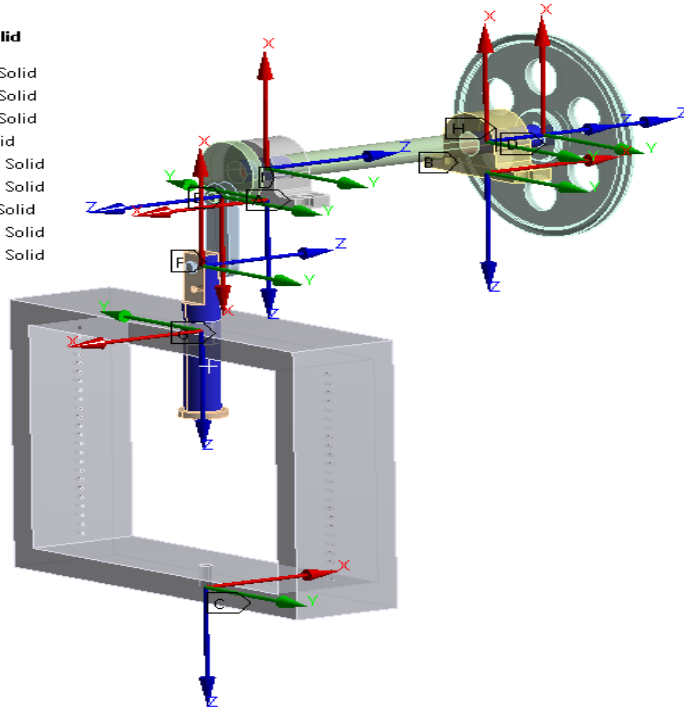


Şekil 3.24. Kinematik analiz uygulanan mekanizma geometrisi

Öncelikle, “Rigid Dynamics” modülü kullanılarak sabitlenecek noktalar belirlenmiştir. Ardından, dönme hareketi yapacak temas noktaları ve lineer hareket yapacak bağlantılar tanımlanmıştır (Şekil 3.25).

Revolute - Solid To Solid

- A** Fixed - Ground To Solid
- B** Fixed - Ground To Solid
- C** Fixed - Ground To Solid
- D** Fixed - Solid To Solid
- E** Revolute - Solid To Solid
- F** Revolute - Solid To Solid
- G** General - Solid To Solid
- H** Revolute - Solid To Solid
- I** Revolute - Solid To Solid



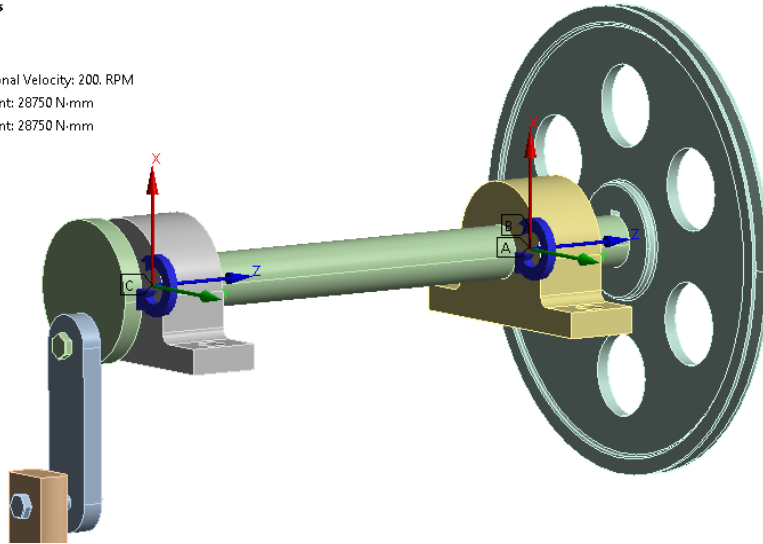
Şekil 3.25. Temas noktaları tanımlamaları

Şekil 3.26'da mil için moment ve devir değerleri girilerek yapılan dönme hareketi tanımları gösterilmiştir.

A: Rigid Dynamics

Joint - Moment
Time: 1. s

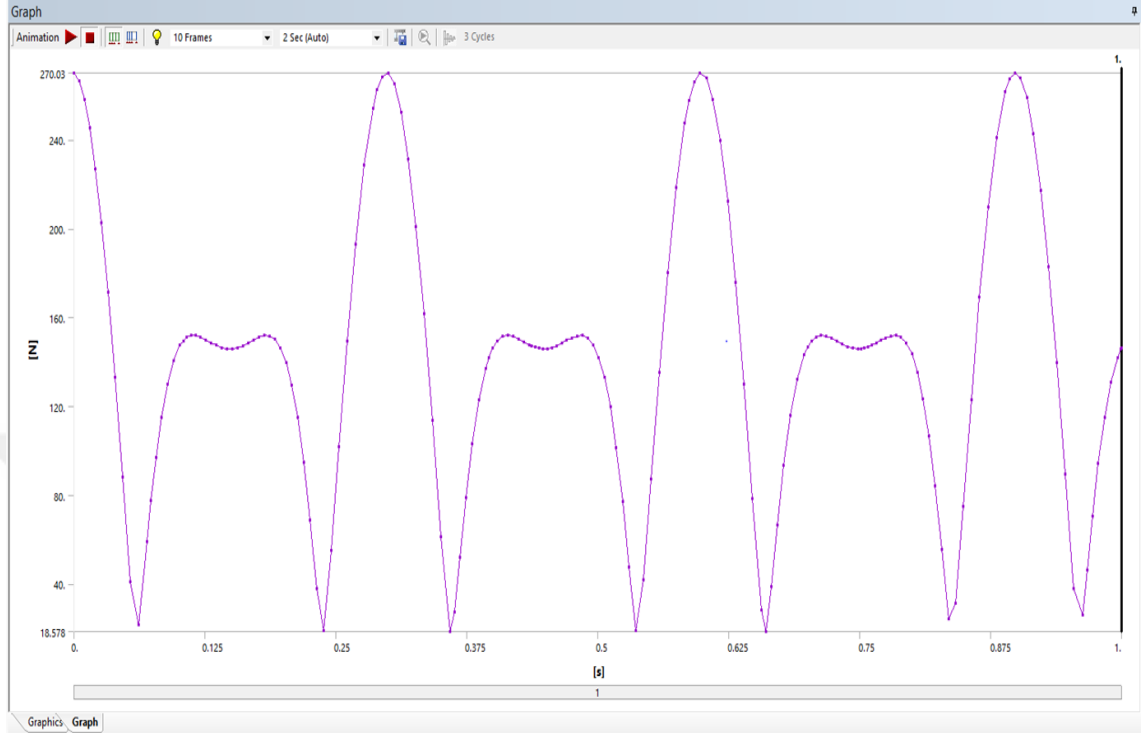
- A** Joint - Rotational Velocity: 200. RPM
- B** Joint - Moment: 28750 N-mm
- C** Joint - Moment: 28750 N-mm



Şekil 3.26. Kinematik analiz dönme hareketi tanımları

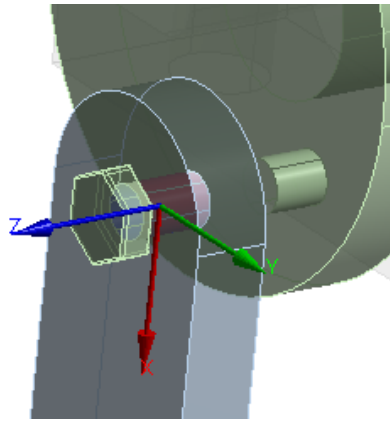
Yapılan analizler sonucunda yataklar, üst civata bağlantı noktası ve alt civata bağlantı noktası gibi kritik elemanlar için kinematik analiz sonuçları incelenmiştir.

Bir saniyelik zaman dilimi için inceleme yapıldığında, yataklarda 270,03 N ile 18,578 N aralığında kuvvet oluştuğu görülmüştür (Şekil 3.27).

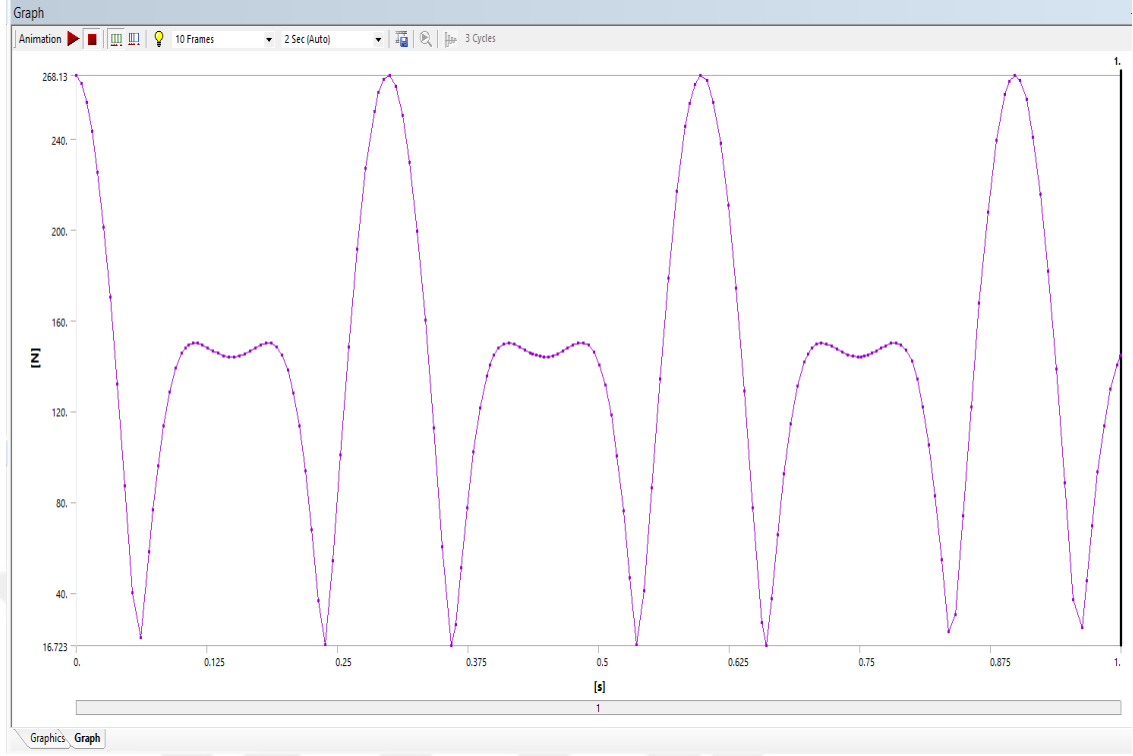


Şekil 3.27. Yataklar için toplam kinematik analiz sonuçları

Daha sonra üst bağlantı noktasında oluşan kinematik analiz sonuçları incelenmiştir (Şekil 3.28).

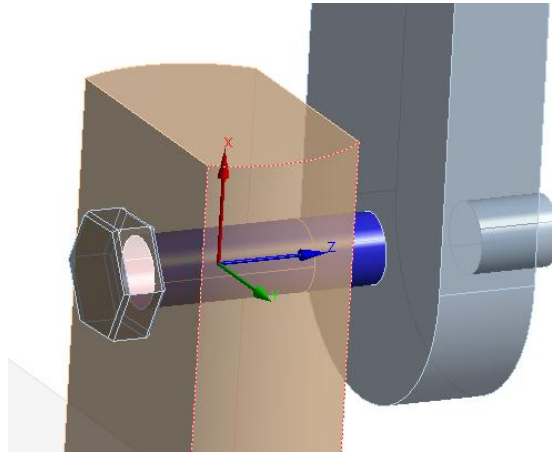


Şekil 3.28. Üst bağlantı noktası kinematik analizi



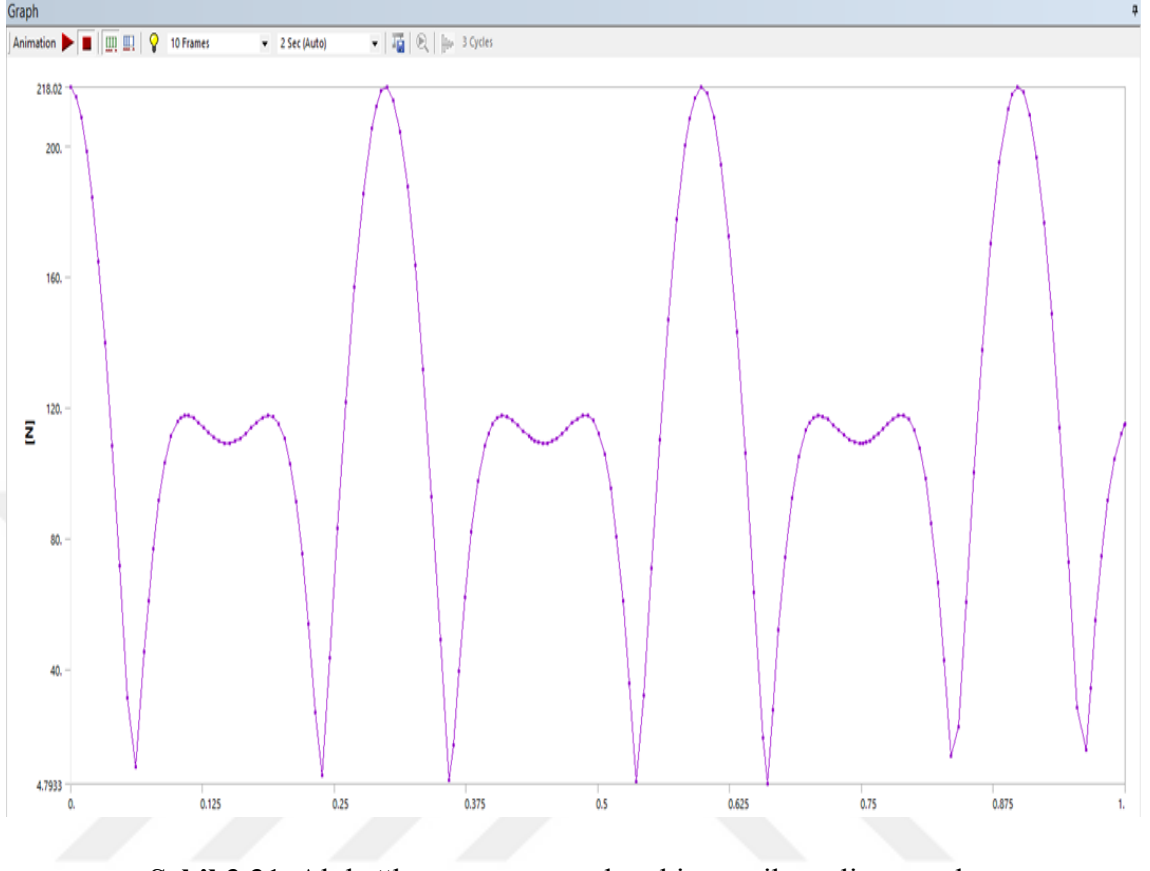
Şekil 3.29. Üst bağlantı noktası toplam kinematik analiz sonuçları

Şekil 3.29’da gösterilen üst bağlantı aparatının analiz sonuçlarında 268,13 N ile 16,723 N aralığında değerler elde edilmiştir. Bu değerler çok küçük değerler olup, emniyetli çalışma açısından bir problem oluşturmamaktadır.



Şekil 3.30. Alt bağlantı civatası kinematik analizi

Şekil 3.30’da görülen alt bağlantı civatası için de kinematik analiz sonuçları incelenmiştir.



Şekil 3.31. Alt bağlantı civatası toplam kinematik analiz sonuçları

Alt bağlantı civatası için kinematik sonuçları incelendiğinde, 218,02 N ile 4,7933 N aralığında kuvvetler oluştuğu görülmüştür. Yapılan analizler sonucunda bağlantı noktalarında oluşan kuvvetlerin sistemin çalışması açısından bir sorun oluşturmadığı ve emniyetli bir şekilde çalıştığı görülmüştür.

4. SONUÇ

4.1 Tasarlanan Cihazdaki Aksaklıklar Ve İyileştirmeler

Tasarlanan cihazdaki aksaklıklar:

- Tasarlanan cihazdaki ilk aksaklık, yay rijitliği ve sarım çapı arttıkça uygulanması gereken kuvvet de artmaktadır ve makine parçalarının boyutları büyümektedir. Bu nedenle boyutlarda sınırlama yapılması gerekmiştir.
- Yay rijitliği ve sarım çapı parametreleri arttığında, gerekli kuvveti sağlamak için kasnak çapı ve gerekli motor gücü de artmaktadır. Bu nedenle, sınır değerlerini aşan kalıp yaylarında uygulanamamaktadır.
- Dönme hareketinin, aksenal harekete çevrildiği aparatlarda bronz yataklama yapılmıştır. Bunlar tasarımda dikkat edilmesi gereken bölümler olarak ortaya çıkmaktadır.
- Tüm yay boyutları için, yaylar her baskıda en fazla 100 mm basılabilmektedir.

Ancak, yapılan çalışmada cihazın tasarım açısından olumlu yönlerinin de diğer cihazlara göre daha fazla olduğu düşünülmektedir. Bunlar:

- Tasarlanan makine ile otomatik olarak baskı sayımı yapılabilir.
- 100 mm sabit baskı mesafesi olmasına rağmen, baskı miktarı mm cinsinden azaltılmak istendiğinde buna olanak sağlayacak şekilde 50 mm'lik strok ayar bölümü ve test bölümünde lineer kızak ile yataklanmış plaka mevcuttur.
- Kurs mesafesi ayarlanabilmektedir.
- Kırılan yayın fırlamaması, milin, yatak ve kasnak gibi parçaların iş güvenliği tehlikesi oluşturmaması için önlemler alınmıştır.
- Yaylar kırıldığında cihaz otomatik olarak durabilmektedir.

4.2. Değerlendirmeler ve karşılaştırmalar

Tasarlanan bu cihazın benzerlerine göre birçok üstünlükleri bulunmaktadır. Daha fazla yay tipi için testler yapılabilmektedir. Özellikle kalıp yaylarının ve rijitliği yüksek yayların da testleri yapılabilmektedir. Bu makinedeki en büyük farklardan biri ön

gerilmesiz çalışma olanağıdır. Aynı zamanda daha sessiz ve güvenli bir çalışma ortamı sunmaktadır. Bası mesafesi sabit olmasına rağmen, istendiğinde kurs ayarı yapılabilir.

4.3. Öneriler

Yapılan bu çalışmada, yay yorulma deneylerinin yapılması için, değişken özellik ve boyutlardaki yaylara farklı kuvvetler uygulayabilecek bir yorulma deney cihazının tasarlanması amaçlanmıştır. Makinenin tasarımı yapılırken, daha önce tasarlanıp üretilen yay yorma makinesinde görülen aksaklıkların giderilmesi için çalışılmıştır. Öncelikle, Burhan'ın (2010) tezinde belirtilen cihazdaki sabit olan eksantrik hareketli konuma getirmiştir. Bunun için, eksantrik olan mil yerine yeni tasarlanan milin ucuna aparat tasarlanarak bu aparata koza delikleri açılıp aşağı-yukarı hareket mesafesi sağlandı. Yaya baskı yapacak olan mil tasarlanan aparata bağlanılıp, motordan gelen tahrik, kasnaklar vasıtasıyla mili döndürdüğü zaman sistem çalışmakta ve yaya baskı uygulamaktadır. Yayların uçlarına yayların kırıldığını tespit edebilmek için sensör takılabilmektedir. Bu sayede yay kırılınca motor durmaktadır. İstenilen kurs mesafesi 100 mm ile sabitlenmiştir. Ancak, yay boyuna göre istendiğinde 50 mm mesafedeki diğer bölmeye bağlantı yapılarak farklı stroklarda yaya baskı yapılabilir. Yay boyu değiştiğinde, alt tabladaki ayar mekanizması ile ayarlama yapılarak test yapılabilir. Bu çalışmada, bazı sınırlar mevcuttur. Cihazın tasarımı gereği belirli bir kuvvet sınırı vardır. Bu uygulanacak kuvvet sınırı test edilecek kalıpları belirlemektedir. Özellikle kalıp yaylarında daha fazla rijitlikteki yaylar test edilebilse de bazı rijitliği yüksek kırmızı ve sarı kalıp yayları test edilememektedir. Tasarımda yapılacak değişikliklerle kalıp yayı tablolarında yer alan bir çok test edilmesi sağlanabilir.

5.KAYNAKLAR

Anonim, 2015. Basma yaylar. <http://www.arcnorm.com.tr/basma-yaylar.html>- (Erişim tarihi: 2015).

Anonim, 2015. Güç aktarım organları. <http://www.tosyalimakina.com/Themes/tosyali2/a4-k2.pdf>-(Erişim tarihi: 2015).

Anonim, 2015. Rolling bearings. <http://www.skf.com/binary/138-121486/SKF-rolling-bearings-catalogue.pdf>-(Erişim tarihi: 2015).

Anonim, 2015. Standart kalıp elemanları. <http://www.fibro.de/fileadmin/data/FIBRO/Blaetterkataloge/NormalienGesamtkatalog/TR/files06112013/assets/basic-html/page513.html>-(Erişim tarihi: 2015).

Anonim, 2015. Ortaklar yay. www.ortaklaryay.com- (Erişim tarihi: 2015).

Anonim, 2015. Yay nedir. http://yayse.com/index.php?lang=tr&mod=whats_spring- (Erişim tarihi: 2015).

Babalık, F.C., Çavdar, K. 2014. Yaylar: Makine elemanları ve konstrüksiyon örnekleri, Editörler: Babalık, F.C., Çavdar, K., Dora, s. 299-359.

Bayraktar, A., Türker, T. 2005. Deneysel modal analiz yöntemi ile düzlem çerçevelerin dinamik karakteristiklerinin belirlenmesi. Deprem sempozyumu, Mart 23-25, 2005, Kocaeli.

Berger, C., Kaiser, B. 2005. Fatigue behaviour of technical springs. *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik*, 36: 685–696.

Berger, C., Kaiser, B. 2006. Results of very high cycle fatigue tests on helical compression springs. *International Journal of Fatigue*, 28: 1658–1663.

Burhan, M. 2010. Eksantrik yay yorulma cihazının tasarımı ve imalatı, *Yüksek Lisans Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.

Bozacı, A. 2001. Kayış-Kasnak Mekanizmaları: Makine elemanlarının projelendirilmesi, Editörler: Bozacı, A., Çolak, Ö.Ü., Koçaş, İ., Çağlayan, s. 12/1-12/20.

Del Llano-Vizcaya, L., Rubio-Gonzalez, C., Mesmacque, G., Banderas-Hernandez, A. 2006. Stress relief effect on fatigue and relaxation of compression springs. *Materials and Design*, 28: 1330–1334.

Del Llano-Vizcaya, L., Rubio-Gonzalez, C., Mesmacque, G., Cervantes-Hernandez, T. 2005. Multiaxial fatigue and failure analysis of helical compression springs. *Engineering Failure Analysis*, 13: 1303–1313.

Gönen, D., Oral, A., Cakır, C.M., 2008. Çift sıkıştırma oranlı yay yorulma test cihazı tasarımı ve imalatı. *BAÜ FBE Dergisi*, 1: 98–108.

Gönen, D., Oral, A., Cakır, C.M., 2015. Investigating the benefits of using circular die springs instead of rectangular die springs. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 38: 799–812.

Kailas, S.V., 2015. Chapter 8 failure.

http://engineering108.com/Data/Engineering/Mechanical/Material_Science/Module8.pdf (Erişim tarihi: 2015).

Kaiser, B., Pyttel, B., Berger, C. 2010. VHCF-behavior of helical compression springs made of different materials. *International Journal of Fatigue*, 33: 23–32.

Kaymaz, İ., Alsaran, A., Hacısalıhoğlu, İ. 2015. Yorulma.

<http://muhserv.atauni.edu.tr/makine/akgun/Docs/makel/Yorulma.pdf> (Erişim tarihi: 2015).

Kumar, R.B., Das, K.S., Bhattacharya, D.K. 2002. Fatigue failure of helical compression spring in coke oven batteries. *Engineering Failure Analysis*, 10: 291–296.

Nie, B., Zhang, Z., Zhao, Z., Zhong, Q. 2013. Very high cycle fatigue behavior of shot-peened 3Cr13 high strength spring steel. *Materials and Design*, 50: 503–508.

Özkan, M.T., Dündar, K., Gümüş, F. 2009. Bilgisayar destekli helisel yay tasarımı ve sonlu elemanlar analizi. *TÜBAV Bilim Dergisi*, 2(2): 199-210.

Pıhtılı, H., Özler, L. 1997. Yay tellerinde yorulma ve yorulma deneylerinde izlenecek temel esaslar. *Mühendis ve Makine*, 38(445): 38-41.

Puff, R., Barbieri, R. 2014. Effect of Non-Metallic Inclusions on the Fatigue Strength of Helical Spring Wire. *Engineering Failure Analysis*, 44: 441–454.

Puff, R., Bortoli, D.G.M., Bosco, J.R. 2010. Fatigue Analysis of Helical Suspension Springs for Reciprocating Compressors. International Compressor Engineering Conference, July 12-15, 2010, Joinville, SC, Brazil.

Porteiro, J.L. 2010. Spring design optimization with fatigue, *M.Sc Thesis*, Mechanical Engineering, University of South Florida, Florida, USA.

Pyttel, B., Brunner, I., Berger, C., Kaiser, B., Mahendran, M. 2013. Fatigue behaviour of helical compression springs at a very high number of cycles. *International Journal of Fatigue*, 60: 101–109.

Schuller, R., Karr, U., Irrach, D., Fitzka, M., Hahn, M., Bacher-Höchst, M., Mayer, H. 2015. Mean stress sensitivity of spring steel in the very high cycle fatigue regime. *Journal of Materials Science*, 50: 5514–5523.

Serbino, E.M., Tschiptschin, A.P. 2013. Fatigue behavior of bainitic and martensitic super clean Cr–Si high strength steels. *International Journal of Fatigue*, 61: 87–92.

Sonsino, C.M., Kaiser, B. 2006. Course of SN-curves especially in the high-cycle fatigue regime with regard to component design and safety. *International Journal of Fatigue*, 29: 2246–2258.

Stone, R., 2014. Fatigue Life Estimates Using Goodman Diagrams.
<http://mw-ind.com/pdfs/GoogmanFatigueLifeEstimates.pdf>-(Erişim tarihi: 2015).

Subaşı, M., Kafkas, F., Karataş, Ç. 2010. AISI 4140 Çeliğinde Sertlik Ve Kalıntı Gerilme İlişkisi. 2. Ulusal Tasarım İmalat ve Analiz Kongresi, Kasım 11-12, 2010, Balıkesir.

Şahin, S., 2015. Yorulma ve aşınma.
http://www2.cbu.edu.tr/salim.sahin/makine/malzeme_secimi/dersnotlari/6_ders.pdf-(Erişim tarihi: 2015).

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı: Hakan HOCAOĞLU

Doğum Yeri ve Tarihi: Bursa, 1991

Yabancı Dili: İngilizce, Almanca

İletişim (e-posta): hakan_bursa@hotmail.com

Eğitim Durumu:

- Lise : Nuri Erbak Lisesi, 2009
- Lisans : Sakarya Üniversitesi, 2013
- Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi, 2015

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl:

- Sunset Pool Management Inc. 2013-2014
- HKS Has Asansör Kauçuk Plastik Metal San. ve Tic. 2014
- MAKO Elektrik Sanayi ve Ticaret A.S. 2014- Devam