

**ÇİFT KÜTLELİ VOLANLARDA KULLANILAN EĞRİSEL
YAYLARIN TEORİK VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

Samet FİDANCIOĞULLARI



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÇİFT KÜTLELİ VOLANLARDA KULLANILAN EĞRİSEL YAYLARIN TEORİK VE
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

Samet FİDANCIOĞULLARI
0000-0003-3274-7478

Dr. Öğr. Üyesi Ahmet Yıldız
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2021
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Samet FİDANCIOĞULLARI tarafından hazırlanan "Çift Kütleli Volanlarda Kullanılan Eğrisel Yayların Teorik ve Deneysel Olarak İncelenmesi" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Ahmet YILDIZ

Başkan : Dr. Öğr. Üyesi Ahmet YILDIZ

Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı
0000-0001-5434-4368

İmza



Üye : Prof. Dr. Osman KOPMAZ

Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
0000-0002-9429-9300

İmza



Üye : Prof. Dr. Hakan GÖKDAĞ

Bursa Teknik Üniversitesi,
Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
0000-0003-3070-6365

İmza



Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü

.....

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.

12/02/2021

Samet FİDANCIOĞULLARI

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ÇİFT KÜTLELİ VOLANLARDA KULLANILAN EĞRİSEL YAYLARIN TEORİK VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Samet FİDANCIOĞULLARI

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Ahmet YILDIZ

Bu çalışmada, çift kütleli volan teknolojisinde kullanılan eğrisel yayların dinamik davranışları incelenmiştir. İlk olarak, dairesel ve dikdörtgen tel profillerine sahip eğrisel yayların burulma katılığını belirleyen matematiksel modeller kurulmuştur. Bu modelleri doğrulamak için deneysel testler gerçekleştirilmiş ve elde edilen test sonuçlarının kurulan modeller ile uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Katılığı bulabilmek için kullanılması gereken test düzeneği ile ilgili gerekli ekipmanlardan bahsedilmiş ve elde edilen bu test sonuçlarının yorumlanması ile ilgili bilgiler de verilmiştir. Ardından yaylar üç boyutlu olarak modellenmiş ve dışlarına destekleyici bir kabuk sabitleyip belirli bir miktarda tork uygulanarak, gerçek çalışma koşullarında sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Burada, yayların blok açısı durumunda burulma katılığı ve von-Mises gerilmeleri simülasyonlardan elde edilmiş ve sonuçları paylaşılmıştır. Seçilen dairesel kesitli yayın daha küçük katılık değerine sahip olmasına rağmen gerilme değerinin dikdörtgen kesitli yay göre daha yüksek olduğu görülmüştür. Sonuç olarak, dikdörtgen kesitli yayların belirli durumlarda çift kütleli volanlar için düşük gerilme sağlayabileceği gösterilmiştir. Bunun yanı sıra, aynı volanda kullanılacak iki yayın kütleleri de karşılaştırılmıştır. Aynı burulma katılığında, dikdörtgen kesitli yaylar için %9.44 daha hafif bir tasarım elde edilmiş ve sonuçları paylaşılmıştır. Son olarak tasarım parametrelerinin burulma katılığına etkileri incelenmiştir. Yapılan tüm bu çalışmanın çıktıları, çift kütleli volan yaylarının sayısal ve deneysel olarak yorumlanabilmesi adına üretici firmalar için iyi referanslar olabilir.

Anahtar Kelimeler: Eğrisel yay, çift kütleli volan, burulma katılığı, gerilme, farklı tel kesitleri

2021, x + 70 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF ARC SPRINGS USED IN
DUAL-MASS FLYWHELL

Samet FİDANCIOĞULLARI

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Asst. Prof. Ahmet YILDIZ

In this study, dynamic behavior of arc springs used in dual-mass flywheel technology are investigated. First, mathematical models are established to determine the torsional stiffness of arc springs with circular and rectangular wire profiles. Experimental tests are performed to verify these models and it is observed that the obtained test results are compatible with the established models. The necessary equipment related to the test bench that should be used to find the stiffness is mentioned and information about the interpretation of these obtained test results is also given. Then the springs are modeled in three dimensions and a certain amount of torque is applied by fixing a supportive shell on the outside, and finite element analyzes are performed under real operating conditions. The torsional stiffness and von-Mises stress in case of block angle of springs are obtained from simulations and the results are shared. Although the selected circular cross section spring has a smaller stiffness value, it is observed that the stress value is higher than that of the rectangular section spring. As a result, it is shown that rectangular cross section springs can provide low stress for dual mass flywheels in certain situations. In addition, the masses of two springs that can be used on the same flywheel are compared. At the same torsional stiffness, a 9.44% lighter design is obtained for rectangular cross section springs and the results are shared. Finally, the effects of design parameters on torsional stiffness are investigated. The outputs of all this work can be good references for manufacturers to interpret dual-mass flywheel springs numerically and experimentally.

Key words: Arc spring, dual-mass flywheel, torsional stiffness, stress, different cross-sectional

2021, x + 70 pages.

TEŞEKKÜR

Araştırmalarım ve yüksek lisans eğitimim boyunca emeği geen kişilere buradan teőekkürlerimi ve saygılarımı iletmek isterim.

Bu alışmanın gerekleştirilmesinde, bana her daim yol gösteren, değerli bilgi ve tecrübelerini paylaşan, bana kıymetli zamanımı ayırıp elinden gelenin fazlasını sunan, güler yüzü ve samimiyeti ile her zaman yanına çekinmeden gidebildiğim gerek akademik gerekse de mesleki hayatıma birçok faydalı katkısı olan değerli danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Ahmet YILDIZ' a destek ve katkılarından dolayı teşekkür ve şükranlarımı sunarım.

Çalışmalarımın birçok aşamasında bilgi ve tecrübelerini aktarıp yol gösteren, kıymetli zamanını ayıran hocam Prof. Dr. Osman KOPMAZ' a teőekkürü borç bilirim.

Hayatım boyunca desteklerini esirgemeyen, maddi ve manevi her zaman yanımda olan sevgili aileme çok teşekkür ederim.

Bu çalışmanın ortaya çıkmasında çok büyük katkısı olan Oran Otomotiv'e ve TBTAK'a da sonsuz teőekkürlerimi sunarım.

Samet FİDANCIOĞULLARI
12/02/2021

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ÖZETLERİ	4
3. MATERYAL VE YÖNTEM	7
3.1. Güç Aktarma Organları	7
3.1.1. Kavramalar	9
3.1.2. Kavrama Çeşitleri.....	9
3.1.3. Tek Diskli Kuru Kavrama	10
3.1.4. Volan	14
3.1.5. Çift Kütleli Volanlar.....	15
3.2. Yaylar	18
3.2.1. Helisel Yaylar.....	21
3.2.2. Yay Katılığı	21
3.2.3. Yayların Bağlanması	23
3.2.4. Paralel Bağlama.....	23
3.2.5. Seri Bağlama	24
3.2.6. Sarım Yönü	25
3.2.7. Helisel Yay Tasarımı.....	26
3.2.8. Yorulma.....	30
3.2.9. Çevrimli Yüklemenin Tanımı	32
3.2.10. Gerilme Ömür (σ -N) Eğrileri	32
3.2.11. Zaman Mukavemet Bölgesi	33
3.2.12. Sürekli Mukavemet Bölgesi	34
3.2.13. Ortalama Gerilmenin Etkisi ve Yorulma Mukavemeti	35
3.2.14. Yay Malzemeleri	36
3.2.15. Yay Üretimi.....	37
3.3. Eğrisel Yaylar.....	39
3.4. Eğrisel Yayların Tasarım Yöntemleri	44
3.4.1. Farklı Kesite Sahip Eğrisel Yaylar İçin Burulma Katılığının Belirlenmesi.....	44
3.4.2. Eğrisel Yayın Burulma Katılığının Sonlu Elemanlar Analizi ile Belirlenmesi	50
3.4.3. Eğrisel Yayların Burulma Katılığının Deneysel Olarak Bulunması	52
3.4.4. Eğrisel Yayların Blok Açısının Bulunması.....	54
3.4.5. Eğrisel Yayların Kütlelerinin Hesaplanması.....	55
4. BULGULAR	57
4.1. Matematiksel Modellerin Deneysel Testlerle Doğrulanması.....	57
4.2. Sonlu Eleman Analizlerinin Gerçekleştirilmesi	59
4.3. Yuvarlak ve Dikdörtgen Kesitli Eğrisel Yayların Kütlelerinin Karşılaştırılması	62
4.4. Tasarım Parametrelerinin Burulma Katılığına Etkileri	65
5. TARTIŞMA ve SONUÇ	66

KAYNAKLAR	67
ÖZGEÇMİŞ	70

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
θ	Açı
β	Açı
A	Alan
I_A	Alan atalet momenti
I	Atalet
U_t	Bileşke elastik enerji
s_1	Birinci yaylanma boyu
F_1	Birinci yük
T	Burulma momenti
D	Dış çap
r	Dış çap yarısı
θ_1	Dış çap eğri açısı
dε	Diferansiyel gerinim
b	Dikdörtgen kesit uzunluğu
h	Dikdörtgen kesit uzunluğu
θ_1	Eğri açısı
ds	Eğrisel yay birim uzunluk
K_1	Eğrisel yay birinci kademe yay sabiti
K_2	Eğrisel yay ikinci kademe yay sabiti
K	Eğrisel yay katılığı
E	Elastisite modülü
U	Enerji
W	Enerji
σ	Gerilme
σ_g	Gerilme genliği
α	Hatve açısı
R	Helisel yay katılığı
s_2	İkinci yaylanma boyu
F_2	İkinci yük
λ	Kat sayı
G	Kayma modülü
K_s	Kesme faktörü
τ	Kesme gerilmesi
ε	Korelasyon kat sayısı
F	Kuvvet
m	Kütle
τ_{maks}	Maksimum kayma gerilmesi
σ_{maks}	Maksimum gerilme
σ_{min}	Minumum gerilme
σ_0	Ortalama gerilme
μ	Poisson oranı
J	Polar atalet momenti
I_p	Polar atalet momenti

R	Radyüs
φ_0	Serbest Açı
d	Tel çapı
N	Toplam sarım sayısı
L	Uzunluk
p	Yay adımı
δ	Yay deformasyon miktarı
C	Yay indisi
s	Yaylanma yolu
ρ	Yoğunluk
K_w	Wahl faktörü

Kısaltmalar

Açıklama

ÇKV	Çift kütleli volan
-----	--------------------

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Güç aktarma sistemi	2
Şekil 1.2. Çift kütleli volanın güç aktarma organlarındaki yeri	2
Şekil 3.1. Arkadan itişli araç	8
Şekil 3.2. Önden itişli araç	8
Şekil 3.3. Dört tekerden çekişli araç	9
Şekil 3.4. Tek diskli bir kavramanın kesit görünüşü.....	10
Şekil 3.5. Tek diskli kuru kavramanın kullanıldığı debriyaj sistemi	11
Şekil 3.6. Volan.....	12
Şekil 3.7. Kavrama diski	12
Şekil 3.8. Baskı plakası ve kavrama diski	13
Şekil 3.9. Debriyaj sistemi: Kavrama durumu a), Ayrılma durumu b)	14
Şekil 3.10. Çift kütleli volanlar	15
Şekil 3.11. Konvansiyonel volana sahip bir sistemde sönümlü ve sönümsüz hız dalgalanmaları	16
Şekil 3.12. Çift kütleli volana sahip bir sistemde sönümlü ve sönümsüz hız dalgalanmaları	16
Şekil 3.13. Konvansiyonel tek kütleli volan	17
Şekil 3.14. Çift kütleli volan	17
Şekil 3.15. Çift kütleli volanın demontaj görüntüsü	18
Şekil 3.16. Yayların sınıflandırılması	20
Şekil 3.17. Yay örnekleri	21
Şekil 3.18. Çeşitli yay karakteristikleri	22
Şekil 3.19. Kuvvet yol diyagramı	22
Şekil 3.20. Yayların paralel bağlanma durumu	24
Şekil 3.21. Yayların seri bağlanma durumu	25
Şekil 3.22. Yayların sarım yönleri	25
Şekil 3.23. Boyutsal helisel yay parametreleri	26
Şekil 3.24. Serbest cisim diyagramı	26
Şekil 3.25. İki farklı yay bitiş tipi için kritik burkulma eğrisi	28
Şekil 3.26. Castigliano enerji ve çökme denklemleri.....	29
Şekil 3.27. Yorulma testi sonucu kırılan yay.....	31
Şekil 3.28. Yorulma parametreleri	32
Şekil 3.29. Wöhler eğrisindeki süreli ve sürekli bölgeler	33
Şekil 3.30. Wöhler eğrisinin yorumlanması	34
Şekil 3.31. Ortalama Gerilmenin (σ_0), Gerilme Genliğine (σ_g) Etkisi	35
Şekil 3.32. EN 10270-1 normu yaylık çelik teller	36
Şekil 3.33. EN 10270-2 normu yaylık çelik teller	37
Şekil 3.34. Sıcak yay sarma prosesi	38
Şekil 3.35. Yay sarma makinesi.....	38
Şekil 3.36. Soğuk yay sarma prosesi ve yay sarma takımlarının gösterilmesi.....	39
Şekil 3.37. Kabuk ve eğrisel yay	40
Şekil 3.38. Yay katılığının farklı kademeli olarak eldesi.....	41
Şekil 3.39. Eğrisel yayın dinamik karakteristiği	41
Şekil 3.40. Çift kütleli volan için deney düzeneği	42

Şekil 3.41. Deney sonuçları ve histeristik eğrilerin eldesi	42
Şekil 3.42. Eğrisel yay serbest ve başlangıç açısı	43
Şekil 3.43. Eğrisel yay serbest ve blok açısı	43
Şekil 3.44. Eğrisel yayların kademeli olarak kullanımı	44
Şekil 3.45. Eğrisel yayın teorik eğrisi.....	45
Şekil 3.46. Eğrisel yayın teorik eğri üçgeni.....	46
Şekil 3.47. Eğrisel yayın üç boyutlu modellenmesi.....	51
Şekil 3.48. Eğrisel yay mesh yapısı	52
Şekil 3.49. Eğrisel yay sonlu elemanlar analizi sınır şartları	52
Şekil 3.50. Eğrisel yay test düzeneği: genel görünüm a), 3D görünüşü b).....	53
Şekil 3.51. Eğrisel yaylar: dairesel kesitli a), kare kesitli b).....	53
Şekil 3.52. Eğrisel yay blok durumundaki kesit görüntüsü	54
Şekil 3.53. Blok açısının hesaplanması.....	55
Şekil 4.1. Test sonuçları: Dairesel kesitli eğrisel yay	58
Şekil 4.2. Test sonuçları: Dikdörtgen kesitli eğrisel yay	58
Şekil 4.3. Deneysel sonuçların matematiksel modelle karşılaştırılması: yuvarlak kesitli eğrisel yay a), kare kesitli eğrisel yay b).....	59
Şekil 4.4. Dairesel kesit, 54 derece sıkıştırma açısına karşılık gelen tork değeri	60
Şekil 4.5. Dairesel kesit, 54 derece sıkıştırma açısına karşılık gerilme değeri	61
Şekil 4.6. Dikdörtgen kesit, 54 derece sıkıştırma açısına karşılık gerilme değeri	61
Şekil 4.7. Dikdörtgen kesit, 30,7 derece sıkıştırma açısına karşılık gerilme değeri	62
Şekil 4.8. Eğrisel yayın volandaki yeri ve volanın kanal ölçüleri.....	63
Şekil 4.9. Kesit ölçülerinin gösterimi: dairesel kesitli a), dikdörtgen kesitli b).....	63
Şekil 4.10. Yuvarlak kesitli yayın burulma katılığına etki eden parametreler radyüs a), serbest açı b).....	65
Şekil 4.11. Kare kesitli yayın burulma katılığına etki eden parametreler radyüs a), serbest açı b).....	65

ÇİZELGELER DİZİNİ

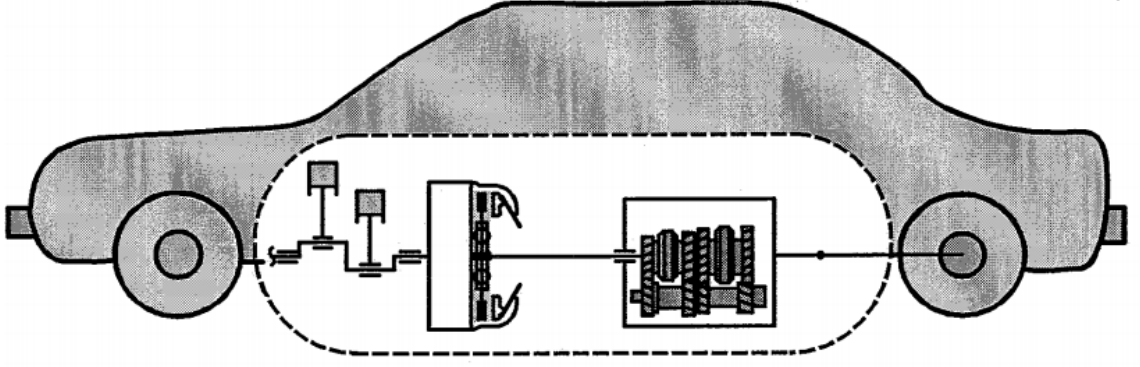
	Sayfa
Çizelge 3.1. Yay türü ve kullanım yeri örnekleri	19
Çizelge 3.2. Sonlu eleman analizi için parametrelerin seçimi.....	51
Çizelge 4.1. Deneysel test eğrisel yay tasarım parametreleri.....	57
Çizelge 4.2. Sonlu eleman analizi eğrisel yay tasarım parametreleri.....	59
Çizelge 4.3. Sonlu elemanlar analizi sonuçlarının karşılaştırılması.....	62
Çizelge 4.4. Aynı volanda kullanılacak eğrisel yayların parametrelerinin seçimi.....	64
Çizelge 4.5. Burulma katılıklarına kütlelerin karşılaştırılması.....	64

1. GİRİŞ

Dünyada artan doğayı koruma bilinci ile üretilen her ürünün çevre ile doğaya zararsız yâda kabul edilebilir değerlerde olması ürün üreticilerinin son 40 yıldaki en büyük amaçlarından biri olmaya başlamıştır. Bu nedenle çevre standartlarına uymak için motor üreticilerinin de bu amaca uygun yeni motorlar tasarlaması gerekliliği ortaya çıkmıştır. Firmalar, CO₂ emisyonunu hem en aza indirmek hem de belli bir miktar yakıtla maksimum kilometre yapmayı yani yakıt tasarruflu araç üretmeyi amaç olarak benimsemişlerdir.

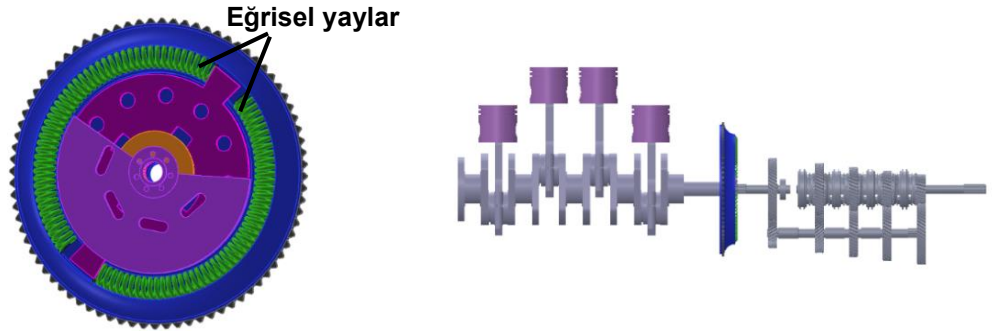
Motorun çalışması sırasındaki düzensizlikler sebebiyle, bazı zaman aralıklarında araçta hissedilen titreşimler ve gürültüler de artmaktadır. Oluşan bu problem araçların yürüyen aksamalarını ve sürücünün sürüş konforunu etkilemektedir. Gürültü ve titreşime büyük oranda sebep olan motor ve güç aktarma organlarıdır.

Dört zamanlı içten yanmalı motorlarda, silindirlerde meydana gelen periyodik patlamalar sonucu krank milinde ani tork salınımları ve titreşimler meydana gelmektedir. Dizel motorlarda bu titreşim genliği benzinli araçlara göre daha hissedilir seviyede olmaktadır. Silindirlerde gerçekleşen yanma prosesi sebebiyle aşırı derecede hızlı bir basınç artışı olur ve dolayısı ile silindirlerden gelen sarsıntılı yük de krank miline etki eder. Bu gürültü ve titreşimler sürüş konforunu azaltmasının yanı sıra güç aktarma organlarında kullanılan ekipmanların ömürlerini de azaltmaktadır. Bu nedenle bu titreşimleri izole etmek büyük önem taşımaktadır. Krank milinden çıkış titreşimlerini azaltmak için çeşitli titreşim emici konseptler mevcuttur. Bu çalışmada bunlardan biri olan çift kütleli volan (ÇKV) incelenecektir. Bu titreşim sönümleyici volan krank mili ile dişli kutusu arasına yerleştirilmiştir. Araçtaki kullanım yeri ise Şekil 1.1' de gösterilmiştir.



Şekil 1.1. Güç aktarma sistemi (Metsenaere 2002)

ÇKV sistemi, adından da anlaşılacağı üzere bir dizi yay ve birbirine bağlanan iki volandan oluşmaktadır. Yaylara gelen yük sebebiyle enerji depolar ve sürekli harekete izin verir. Bu ekipman, motora bağlanan birincil volan ve dişli kutusuna bağlanan ikincil volan ile motoru ve şanzımanı birbirinden ayırır. Çift kütleli volanın ilgi alanı, rezonansları hareket ettirerek tork dalgalanmalarını çalışma hızı aralığında uyarılmayacak şekilde azaltmaktır (Bourgois 2016).



Şekil 1.2. Çift kütleli volanın güç aktarma organlarındaki yeri

Titreşimlerin izole edilmesi için volan üretici firmalar sistemde kullanılan yaylar özelinde çalışmışlar ve eğrisel yay ürününü keşfetmişlerdir. Bu çalışmada da çift kütleli volan sisteminde kullanılan bu eğrisel yayların seçim kriterleri ve karakteristik özelliklerinden bahsedilmiştir. Yayların bir derece sıkışmasına karşılık üretmesi gereken tork miktarını ifade eden burulma katılığı kavramından bahsedilmiş, bu katılığın hesaplanabilmesi için matematiksel modeller oluşturulmuştur. Bu modeller iki farklı tel

kesiti için kullanılmak üzere geliştirilmiştir. Öte yandan gerçek çalışma şartları altında sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilip farklı kesitlerdeki yayların burulma katılığı nümerik olarak da tespit edilmiştir. Hem matematiksel modelden elde edilen sonuçlar hem de sonlu elemanlardan bulunan değerler deneysel testler ile doğrulanmıştır. Ayrıca aynı burulma katılığına sahip dairesel ve dikdörtgen kesitli yayların ağırlıkları karşılaştırılacak ve böylece yüksek tork üretecek hafif yay önerilerinde bulunulmuştur. Yapılan çalışma sonucunda özellikle dikdörtgen kesite sahip eğrisel yay yazarın bildiği kadarıyla ilk defa bu çalışma ile teorik, nümerik ve deneysel olarak literatüre kazandırılmıştır.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Literatürde çift kütleli volan sistemi ile ilgili birçok çalışma bulunmaktadır. Fakat eğrisel yaylara yönelik çalışma sayısı sınırlıdır. Çift kütleli volan sistemlerinin tasarımına etki eden parametrelerin incelendiği bir çalışmada (Albers 2006), eğrisel bir yayın üzerine gelen kuvvetlerin dönme yönü de dikkate alınarak yay sönüm modelinin kurulma yöntemi verilmiştir. Eğrisel yayın sönüm oranını, motor açısız hızı ve titreşim genliği ile nasıl değiştiğini gösteren üç boyutlu bir grafik üzerinden aktarılmıştır. Ayrıca yağlamanın sönüm oranına etkisi de incelenmiş ve özellikle aracın dur-kalk durumlarında eğrisel yay karakteristiği grafikler halinde verilmiştir.

Çift kütleli volan sistemlerinin incelenmesi amacıyla bir diğer çalışma da yine matematiksel model oluşturulması üzerinedir (Johansson ve Karlsson 2017). Çalışma içerisinde volan sistemlerinde kullanılan yayların matematiksel modelinin elde edilme yöntemleri ve bunların sayısal olarak hesaplanması işlenmiştir.

Çift kütleli volan sistemlerinde kullanılan yayların matematiksel ve simülasyon modeli üzerine yapılan başka bir çalışmada (Metsenaere 2002), yayların parça parça halinde modellenmesi hakkında bilgi verilmiştir. Ayrıca iç içe geçmiş eğrisel yayların hesabıyla ilgili temel yaklaşımlar sunulmuştur.

Eğrisel yayların temel kullanım amacı araçtaki burulma titreşimlerini sönümlemektir. Yamakaji (2016), çalışmasında bir eğrisel yayı dinamik olarak modellemiş ve yaylara ait sönüm tork-açı değerlerini elde etmiştir.

Bir diğer çalışmada volan sistemlerinde kullanılan eğrisel yayların doğrusal olmayan dinamik analizi yapılmıştır (Chen ve ark. 2015). Çalışmada uzun eğrisel yayların doğrusal olmayan histeretik olayına maruz kaldığı deneysel olarak gösterilmiştir. Merkezkaç kuvvetinin, dönme hızıyla sürtünme kuvvetine ve bunun da doğrusal olmayan yay karakteristiğine neden olduğu belirtilmiştir.

Öte yandan eğrisel yayların çift kütleli volan üzerindeki etkisini inceleyen bir diğer çalışmanın temel amacı (Govinda ve Annamalia 2014), eğrisel yayın dayanıklılığını arttırmak ve dişli çarkların gürültülerini azaltmaktır. Eğrisel yayın üç boyutlu bir modeli, ANSYS programı kullanılarak oluşturulmuş ve yayın modal analiz sonuçları ile yorulma durumu göz önüne alınarak yay karakteristiği optimize edilmiştir.

Bir diğer çalışmada rotasyonel atalet, burulma sertliği ve sönümlenme özellikleri göz önüne alınan bir ÇKV yayının, aktarma organı üzerindeki olumlu etkisini göstermek için basitleştirilmiş bir matematiksel model geliştirilmiştir (Bourgois 2016).

Li ve Sandhu (2013), motor burulmalarının transmisyon ve tahrik sistemi bileşenlerini etkilememesi için tork dönüştürücü eğrisel yaylarının matematiksel modellenmesini ele almışlardır. Eğrisel yayın fiziksel ve geometrik parametreleri dikkate alınarak oluşturulan matematiksel model çözülerek tork-açı grafikleri elde etmişlerdir.

Wramner (2017), parçalı doğrusal yaya sahip ÇKV için karakteristik tasarımın aktarma organındaki titreşimleri nasıl etkilediğini değerlendirmek için, tam bir motor modelini gerçekçi motor yüküyle birlikte kullanmıştır. Frekans ve zaman alanında simülasyonlar yapmış ve hem mod şekillerini hem de frekansları hesaplamıştır.

Bir diğer çalışmada Chen ve ark. (2011), güç aktarma organlarının burulma titreşimini azaltmak için, eğrisel helis yayının burulma katılığını C segmentli bir aracın performans parametresine göre incelemişlerdir. Altı eğrisel helis yayına sahip bir ÇKV tasarlamış ve Msc.Easy5 programı yardımıyla analizleri gerçekleştirmişlerdir. Elde edilen sonuçları deneysel test sonuçları ile karşılaştırıp, sonuçların uyumlu olduğunu göstermişlerdir.

Bir başka çalışmada (Schaper ve ark. 2009), ÇKV yayının dinamik modeli kurulmuş ve simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Bu sonuçlar modeli doğrulamak için yapılan ölçümlerle karşılaştırılmıştır. Son olarak, ÇKV kullanılarak motor torkunun izlenebilirliği tartışılmıştır. Bu amaçla, doğrusal bir tork gözlemcisi önerilmiş ve değerlendirilmiştir.

Çift kütleli volan teknolojisinin hibrit araçlarda uygulanabilirliğinin araştırıldığı bir çalışmada (Tang ve ark. 2018), çift kütleli bir volanın hibrit güç aktarma organlarının burulma titreşim özellikleri üzerindeki etkisi incelenmiştir. Çalışmada burulma titreşim frekansları matematiksel denklemler yardımıyla analiz edilmiş ve en az titreşimi sağlayan gelişmiş bir parametre kombinasyonu önerilmiştir.

Bir diğer çalışmada çok aşamalı burulma rijitliğine sahip bir ÇKV'nin tasarım ve analizleri yapılmıştır (Wang ve ark. 2016). Benzer bir çalışmada bir debriyaj sisteminin bir parçası olarak bir ÇKV'nin doğrusal olmayan bir dinamik modeli test tezgâhı verileri ile sunulmuş ve doğrulanmıştır (Mahl 2010). Titreşim kontrolüne dayalı bir sayısal model oluşturulmuş ve numerik olarak çözdürülmüştür. Elde edilen sonuçlar deneylerle test edilmiş ve birbirlerine yakın değerler bulunmuştur.

Kesik yaylara sahip çift kütleli volanlarda yatak sürtünmelerinin teorik ve deneysel incelendiği bir çalışmada, yayın sıkışma açısına karşılık sağladığı tork değerleri tespit edilmiştir (Zeng ve ark. 2015).

ÇKV'nin ana işlevi, motordan gelen burulma titreşimini azaltmak olduğundan, titreşim azaltma teorileri yardımıyla ÇKV ve güç iletiminin modeli rezonans hız bölgeleri ve yapısal hassasiyet analizi yöntemine dayanarak kurulmuştur (Chen ve ark. 2019). Eşleştirme modeli, belirli bir aracın ÇKV'nin yapısal parametrelerini değiştirmek için uygulanmış ve rölanti ile sürüş koşulu altında gerçek bir araç testinin deneyleri ile doğrulanmıştır.

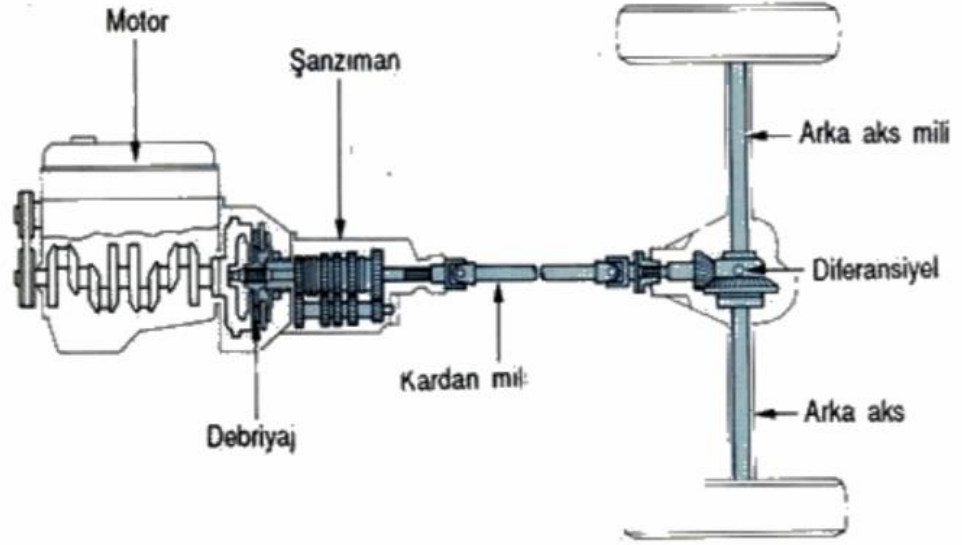
ÇKV yaylarının parametrik optimizasyonu ile ilgili de literatürde bazı çalışmalar mevcuttur. Kesik ÇKV yayına sahip bir sistemin motor burulma titreşimlerini azaltmak üzere simülasyon temelli bir optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir (Mall ve ark. 2017). Çalışmada güç aktarma sisteminin modeli kurularak parametrelere bağlı bir kütle atalet momentini veren bir amaç fonksiyonu belirlenmiş ve belirlenen sınır şartları altında parçacık sürüsü optimizasyon yöntemi ile optimize edilmiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

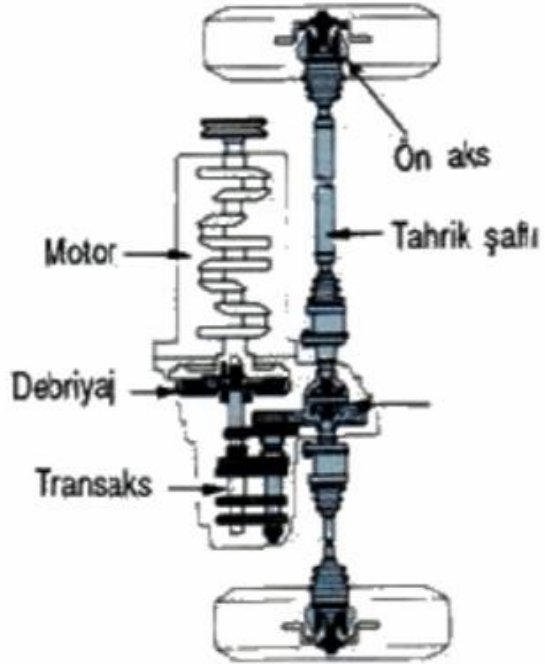
3.1.Güç Aktarma Organları

Günümüz taşıtlarında, motor ile tekerlekler arasında genellikle güç aktarma organları dizilişi kavrama, vites kutusu, mafsal, şaft, diferansiyel ve aks şeklindedir. Motor bir otomobilin hareket etmesini sağlar dolayısıyla gücün üretildiği yerdir. Bu güç ve hareket tekerleklere güç aktarma organları sayesinde iletilmektedir. İçten yanmalı motorlar araca ilk hareketi verebilmesi için moment dönüştürücülere ihtiyaç duyarlar. Yine tekerleğin ilk hareketi için motordan gelen bu momentin uygun devirlerde kullanılabilmesi gerekir. Bu görevi üstelenen vites kutusudur. Vites değişimlerinde iletilen hareketin kesilmesi ve yeniden bağlantının kurulmasını sağlayan ise kavrama sistemidir. Kavramalar motordan gelen momentleri düzgünleştirir ve titreşimi azaltarak konforu artırır. Bu nedenle kavrama; konfor, performans ve yakıt tüketimini doğrudan etkileyen kritik bir ekipmandır.

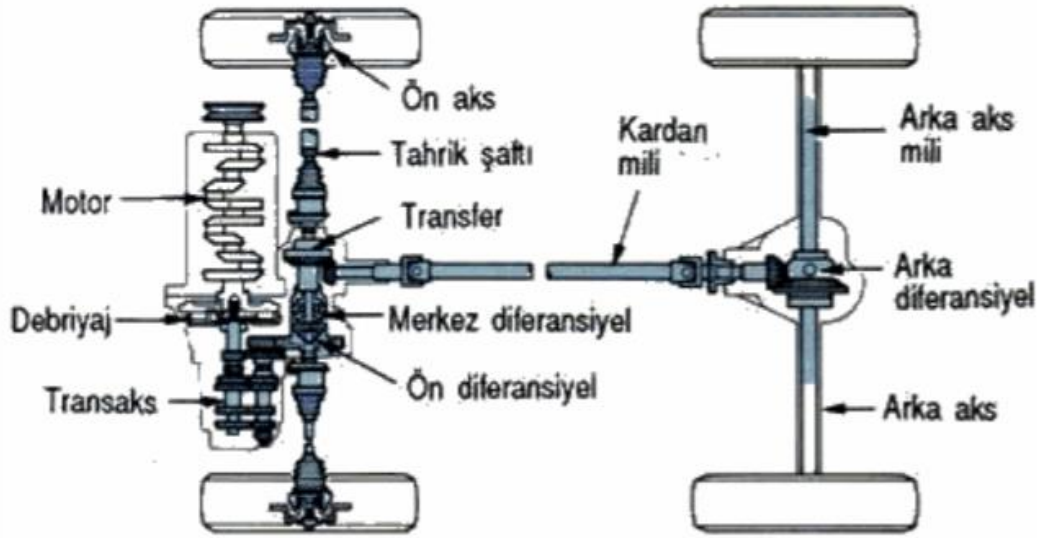
Kavrama, motor ile tekerlekler arasındaki bağlantıyı keserek, motorun yavaşlatılmış devrine gelmesini sağlar. Daha sonra hareket iletimi kavrama sistemi sayesinde sarsıntısız bir şekilde kademeli olarak vites kutusuna iletilir. Güç aktarma organları taşıt üzerinde birçok şekilde konumlandırılmaktadır. Bunlardan bazıları aşağıda gösterilmiştir. Şekil 3.1 arkadan itişli, Şekil 3.2 önden itişli ve Şekil 3.3 dört tekerden çekişli bir aracı göstermektedir.



Şekil 3.1. Arkadan itişli araç (Anonim 2007)



Şekil 3.2. Önden itişli araç (Anonim 2007)



Şekil 3.3. Dört tekerden çekişli araç (Anonim 2007)

3.1.1. Kavramalar

Bir makinede güç iletim hattında bulunan döndüren ile döndürülen iki mil arasında enerji iletimi bağının sağlanması amacı ile kullanılan elemanlara kavrama denir. Bazı yayınlarda kavramalar kaplin ve kavrama adı altında iki ayrı grupta verilmektedir. İkisi arasındaki başlıca fark, kaplinler iki mili sabit olarak birbirine bağladığı halde kavramalar istenildiği zaman güç iletimi sırasında, iki mili birbirinden ayırabilir veya birleştirebilir. Motorlu taşıtlarda kullanılan kavramalar, aynı eksen üzerinde bulunan motor krank mili ile vites kutusu giriş mili arasına yerleştirilmiş olup, motorun hareketinin vites kutusuna geçmesini sağlar ve istenildiği zaman çalışma esnasında hareketi keser.

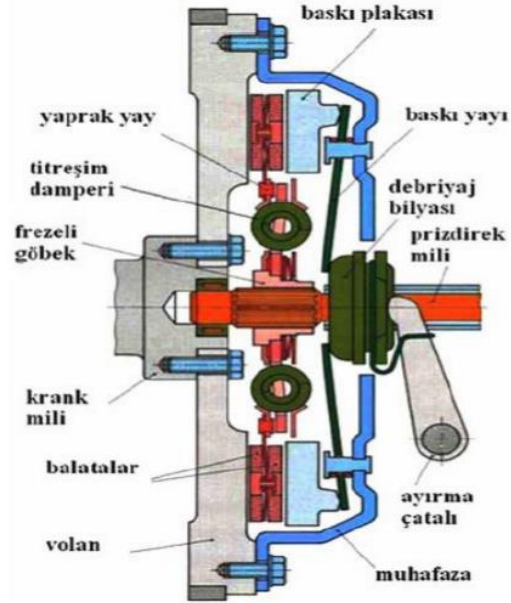
3.1.2. Kavrama Çeşitleri

Motorlu araçlarda birçok kavrama sistemi bulunmaktadır. Bunlar sürtünme diskli kavramalar, tamburlu kavramalar, diskli kavramalar, hidrolik kavramalar ve tork konvertörleri olarak gruplandırılabilirler. Disk tipine göre kuru ve yağlı, disk sayısına göre tek diskli ve çok diskli, ayırma mekanizmalarına göre nong tip, yarı santrafuj,

borg, berg ve diyafram yaylı kavramalar, yine iletim şekline göre mekanik, hidrolik ve elektrikli kavramalar olarak çeşitleri bulunmaktadır.

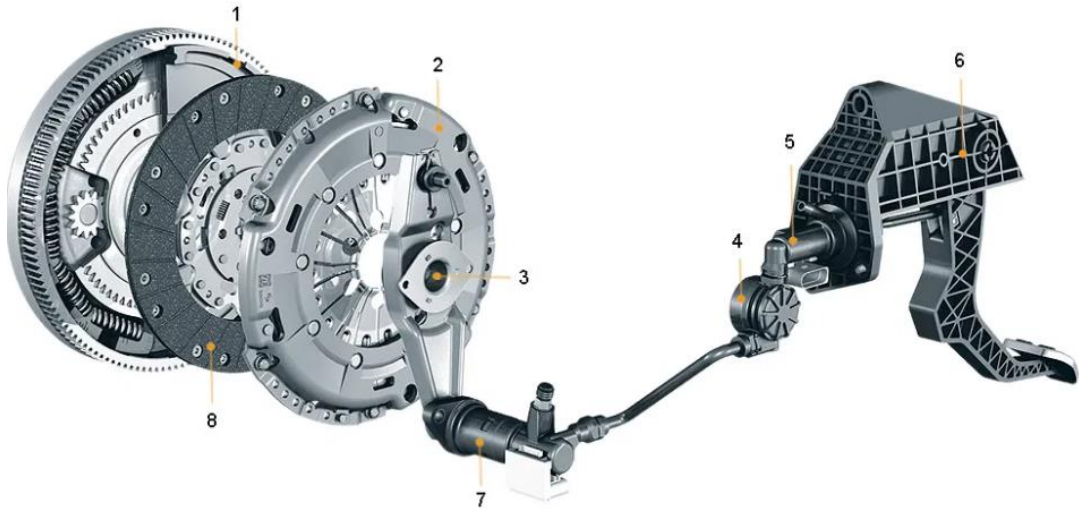
3.1.3. Tek Diskli Kuru Kavrama

Volan ile baskı plakası arasında tek kavrama diskinin olduğu kavrama şeklidir. Güç aktarımının sınırlı olduğu araçlar için ideal bir sistem olmakla birlikte manuel vitesli araçlar için en çok kullanılan kavrama tipidir. Kavrama işleminin gerçekleştiği durumda gücün, motordan vites kutusuna aktarımı sağlanır. Eğer herhangi bir vites takılmış ise güç, güç aktarma organları vasıtası ile tekerleklere kadar geçer ve taşıt hareket eder. Bu kavramanın çalışma prensibi, sürtünme katsayısı oldukça yüksek malzemelerden yapılmış balataların vites kutusu giriş mili üzerinde aksel hareket edebilen bir diskle itilerek bu disk ile volan arasında sıkıştırılmasına dayanır. Motor momenti, sıkıştırılan bu balatalar üzerinde oluşan çevresel sürtünme kuvvetlerinden yararlanılarak tedrici olarak vites kutusu vasıtasıyla tekerleklere aktarılmakta ve bu suretle taşıtın hareketi veya hızının değişmesi sağlanmaktadır (Güllü ve Kopmaz 2003). Tek diskli bir otomobil kavraması Şekil 3.4’ te görülmektedir.



Şekil 3.4. Tek diskli bir kavramanın kesit görünüşü (Anonim 2007)

Bu kavramada moment bağı, göbeklerin disk şeklinde temas yüzeylerindeki sürtünme ile oluşur. Aşırı yük durumunda cıvatalar kesilmeye çalışarak moment bağı oluşumuna katılır ve fazladan bir emniyet oluşturur. Şekil 3.5’ te bir binek otoda tek diskli kuru kavramanın kullanıldığı debriyaj sistemi gösterilmiştir. Sırasıyla volan (1), kavrama kapağı (2), çatal (3), debriyaj pedalı sönmüleyici (4), ana silindir (5), plastik pedal (6), debriyaj merkezi (7), kavrama disk (8)’ dir.



Şekil 3.5. Tek diskli kuru kavramanın kullanıldığı debriyaj sistemi (Meşeli 2017)

Tek diskli kavrama ise altı ana parçadan oluşmuştur: volan, disk, baskı plakası, baskı yayları, kavrama muhafazası ve kumanda sistemi. Volanın görevleri, motorun çalışmasını dengelemek ve marş vasıtası ile aracı ilk harekete geçirmektir. Bunların yanı sıra, kavrama sisteminin de ana parçalarından birisini oluşturur ve diğer kavrama parçaları volan üzerine takılır.



Şekil 3.6. Volan (Anonim 2007)

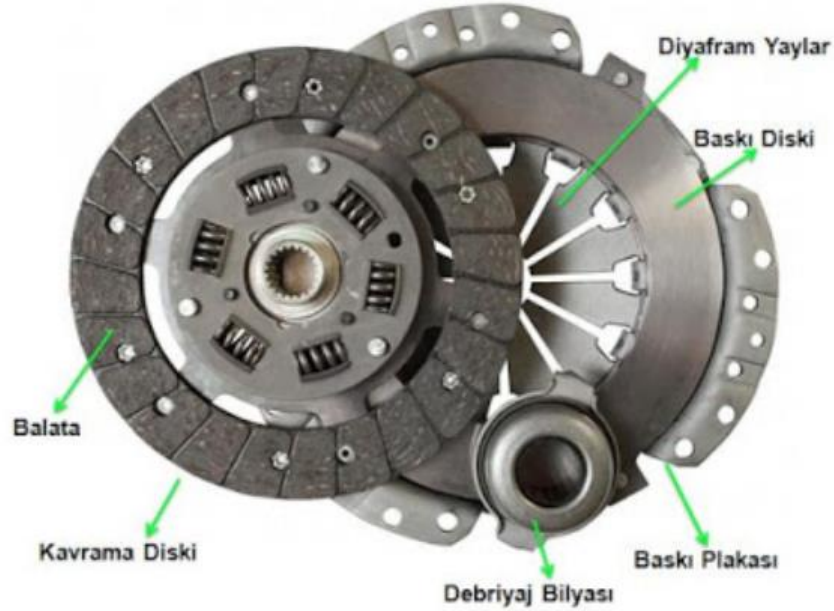
Şekil 3.7’de gösterilen disk, yapısı basit olmasına rağmen üzerinde en fazla eleman bulunan kavrama parçasıdır. Motordan gelen titreşim, vuruntu ve ani yük darbelerini karşılar ve dönen veya dönmeyen parçaları birbirine bağlar. Kavrama diskinin malzeme seçimi önem taşımaktadır. Çünkü sürtünme dolayısıyla yüksek sıcaklıklara ve mekanik yüklere maruz kalmaktadır. Bu nedenle disk, iki kaplamalı balataların dış yüzeyleri, ince plakaya perçinlidir ve hem ısındığında kolay soğusun hem de ısındığında burkulmasın diye bölmelere ayrılmıştır.



Şekil 3.7. Kavrama diskisi (Anonim 2007)

Baskı plakası, kavramayı oluşturan ana parçalardan birisidir. Sürtünme kuvvetinin etkisiyle kavrama diskini volana bastırarak, volandaki motor dönme hareketinin, kavrama diskine geçmesini sağlar. Baskı plakasında genellikle diyafram yaylar

kullanılır. Baskı plakasındaki baskı diski, arkasındaki itme bileziği tarafından itildiğinde, döndürülen kavramaya gerekli olan basıncı verir. Baskı yaylar ise baskı plakası ile muhafaza arasına yerleştirilmiştir ve görevi titreşimleri izole etmektir.

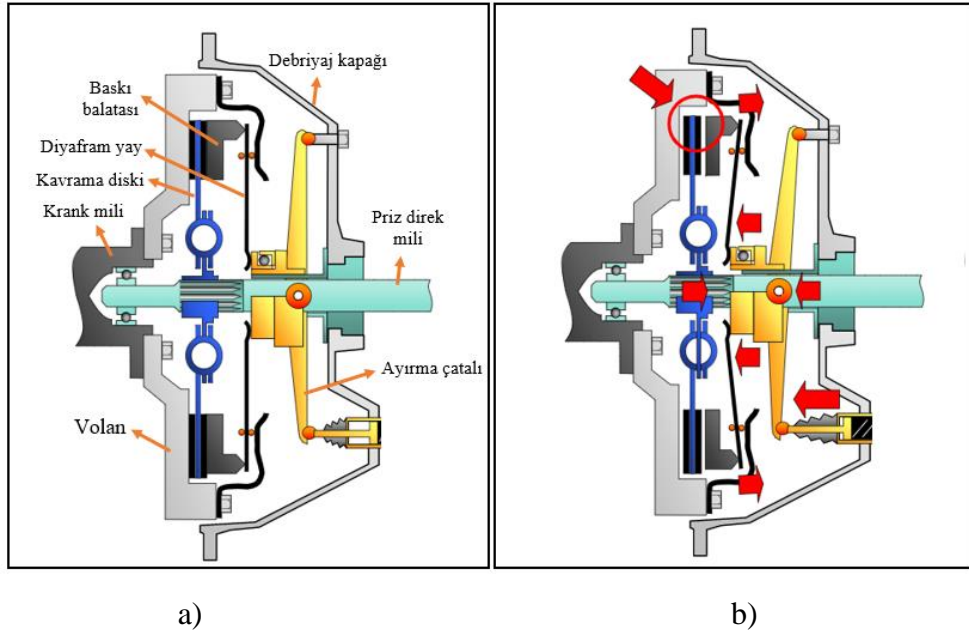


Şekil 3.8. Baskı plakası ve kavrama diski (Anonim 2016)

Kavrama muhafazası, kavrama parçalarını bir bütün olarak üzerinde toplayan elemandır. Kumanda sistemi, hareket iletiminin iletilme ve kesilme durumlarını sağlayan tertibattır.

Debriyaj pedalına basılmadığında, debriyaj bilyası diyafram yayın merkezine baskı uygular, destek noktasının tersi yönünde ittirir ve bükür. Yassı diyafram yay dış uçlarına eşit baskı uygular, baskı plakasını kavrama diskine ve volana kenetlemeye zorlar. Kavrama diskinin volana kenetlenmesiyle motor, kavrama diskini, kavrama diski de transmisyona giriş milini döndürür ve sonuç olarak tekerler de döner. Piriz direk mili, baskı plakasının içinden geçerek kavrama diskine bağlanır. Piriz direk milinin ucu, volanın göbeğine yataklanır. Motordan gelen tork volana, volandan kavrama diskine, diskten disk göbeğine ve buradan da piriz direk miliyle vites kutusuna aktarılır.

Ayrışma durumunda debriyaj pedalına basılır. Ayırma çatalı konik diyafram yayın merkezine baskı uyguladığında, diyaframın merkezi içeri doğru geçer, baskı plakasını volandan ayırır, kavrama diskini serbest bırakır, böylece motor, transmisyonu döndürmeden çalışabilir. Şekil 3.9’da sırasıyla kavrama ve ayrılma durumlarını gösteren debriyajın kesit görüntüsü verilmiştir.



Şekil 3.9. Debriyaj sistemi: Kavrama durumu a), Ayrılma durumu b)

3.1.4. Volan

Kavramanın bir parçası olan volan, motor momentinin düzgünleştirilmesi için kullanılır. Diğer kavrama parçaları volan üzerine takılır. Bu alanda geliştirilen ÇKV teknolojisi yeni nesil araçlarda konforu yükseltmek ve motordaki sarsıntıyı en aza indirmek üzere tasarlanmıştır. Bu volanlarda kullanılan yaylar, baskı plakasındaki yaylara gerek bırakmamaktadır.

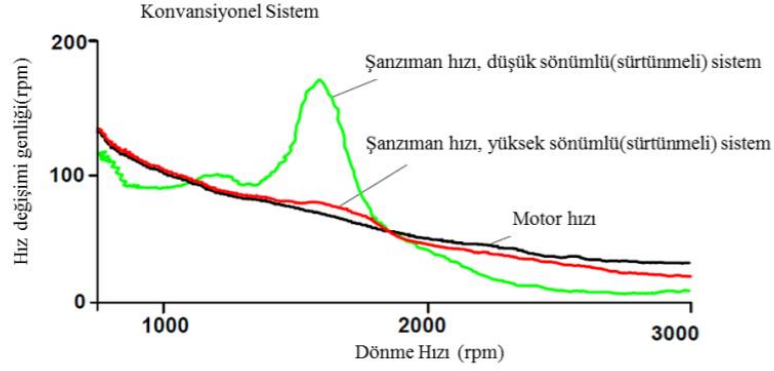


Şekil 3.10. Çift kütleli volanlar

3.1.5. Çift Kütleli Volanlar

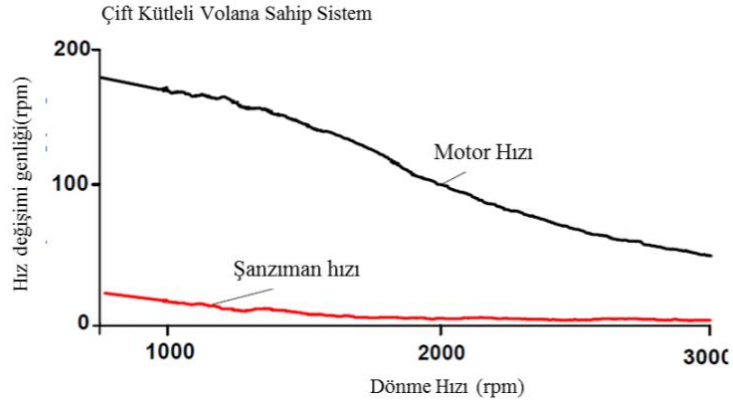
Motorun yanma odasındaki patlamaların bir sonucu oluşan burulma titreşimleri rahatsızlık vericidir. Bu titreşimlerin elimine edilmesinde volanın görevi burada büyüktür. Çift kütleli volan kullanımında ise, birincil ve ikincil kütle arasında yer alan eğrisel yaylar sayesinde, güç aktarma organlarında titreşim sönümü sağlanmakta, sürüş konforu artırılmakta ve şanzımana iletilen titreşim genlikleri azalmaktadır.

Konvansiyonel tek kütleli volana sahip bir motorda, hız dalgalanmaları yüksek kütleye sahip volan tarafından azaltılsa da bu genel itibariyle kısıtlı bir oranda olmaktadır. Dolayısı ile rezonans bölgesinde şanzıman tarafındaki tepeler arası hız değişimlerinin motor krank hızından çok daha fazla olduğu görülecektir. Şekil 3.11'da rezonans bölgesi 1500-2000 Rpm arasında olan bir volana sahip sistemin hız dalgalanmaları görülmektedir. Konvansiyonel volanlarda debriyaj balatalarının üzerinde bulunan yaylar ile sönümlenme sağlanmaktadır. Ancak sistemin burulma titreşimi doğal frekansına karşılık gelen hız aralığına göre ayarlanan bu yaylar, sadece düşük sönüm oranlarında tam anlamıyla başarılı olmakta ancak yüksek sönüm durumunda ise motorun doğal frekansının sonrasına denk gelen hız aralığında kötü performans sergilemektedir (Uslugil 2014).



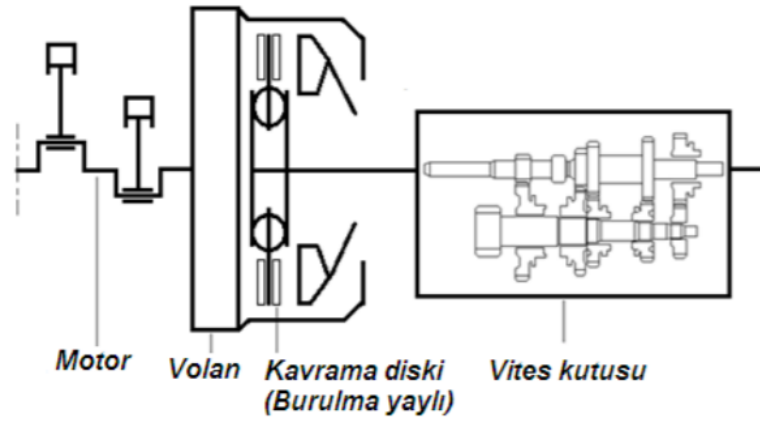
Şekil 3.11. Konvansiyonel volana sahip bir sistemde sönümlü ve sönümsüz hız dalgalanmaları (Uslugil 2014)

Çift kütleli bir volana sahip sistemde, motorun düzenli çalışma aralığına denk gelen hız bölgesindeki izolasyon fazladır. Şekil 3.12’de çift kütleli volanlı bir sistemdeki, motor ve hız dalgalanmalarının değişimi gösterilmektedir. Sunduğu yüksek titreşim izolasyonu, günümüzde benzinli motorların bir kısmında, dizel motorların ise büyük bir çoğunluğunda çift kütleli volan kullanılmasına neden olmaktadır (Uslugil 2014).



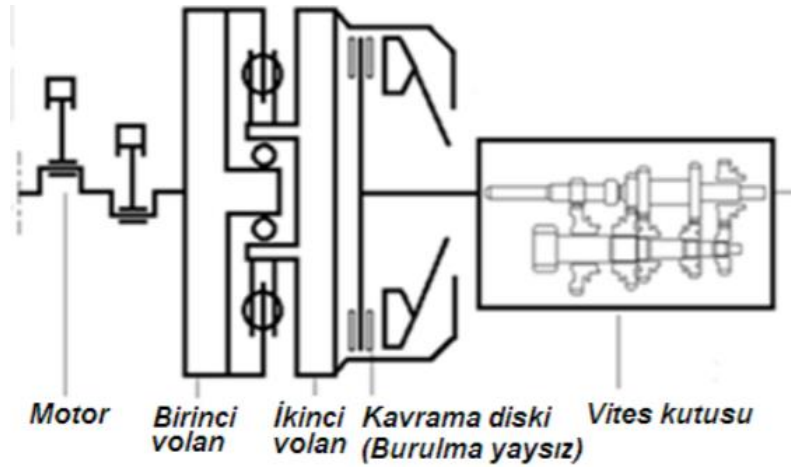
Şekil 3.12. Çift kütleli volana sahip bir sistemde sönümlü ve sönümsüz hız dalgalanmaları (Uslugil 2014)

Tek kütleli konvansiyonel volanın kullanıldığı kavrama sistemi Şekil 3.13’te verilmiştir. Burada dikkat edilecek olursa, yaylar kavrama diskinin üzerine yerleştirilmiştir.



Şekil 3.13. Konvansiyonel tek kütleli volan (Yılmaz 2019)

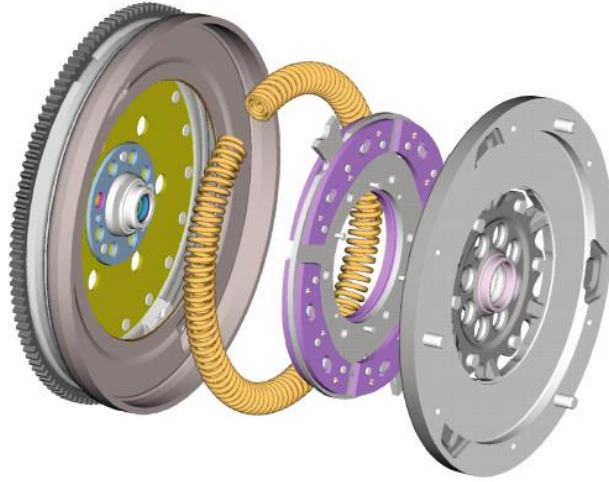
Şekil 3.14’ de çift kütleli volanın kullanıldığı kavrama verilmiştir. Çift kütleli volanın kullanıldığı düzenekte klasik sistemin aksine kavrama diskindeki yaylar kavrama diskinde değil, volanın içerisine konumlandırılmıştır.



Şekil 3.14. Çift kütleli volan (Yılmaz 2019)

ÇKV esas olarak üç parçadan, iki volan ve bir dizi eğrisel yaydan oluşur, Şekil 3.15’ te gösterilmiştir. Şekilde ayrıca dördüncü mor renkle gösterilen bir bileşen vardır. Bu bileşen, ikincil volanın bir parçasıdır. Birincil volan, krank miline bağlı iken ikincil volan, debriyaja bağlıdır. Bu şekilde, motor torku doğrudan birincil volana iletilir, eğrisel yay sıkıştırılır ve torku ikincil volana aktarır. Kavrama gerçekleştiğinde tork

ikincil volandan dişli kutusuna aktarılır. İki volan, eğrisel yayın katılığı ve sönümleme katsayısı ile birbirine göre dönecek şekilde sınırlandırılmıştır. ÇKV'nin görevi, torkun debriyaj ve dişli kutusuna aktarılmadan önce titreşimleri sönümlemektir (Johansson ve Karlsson 2017).



Şekil 3.15. Çift kütleli volanın demontaj görüntüsü (Johansson ve Karlsson 2017)

Yayın katılığını düşürerek titreşim izolasyonu arttırmak mümkündür. Bu, daha yüksek motor torkunda izolasyonun daha kötü olacağı ve yayın daha fazla darbeye dayanacağı anlamına gelir. Burulma sönümleyici olarak iki tip yay kullanılmaktadır. Birincisi helisel düz yaylar iken diğeri eğrisel yaylardır. Eğrisel yaylar burulma sönümleme açısından daha avantajlıdır. Çünkü bu yay diğer düz helisel yaylara göre volanı çevresel sardığı için daha düşük bir yay oranını mümkün kıldığı anlamına gelir.

Eğrisel yay kavramına geçilmeden önce genel olarak yaylar ve kullanım alanları hakkında bilgiler paylaşılacaktır.

3.2.Yaylar

Yaylar, gerildiği zaman enerji depo eden, kendi haline bırakıldığında da bu enerjiyi kısmen geri veren makine elemanlarıdır. Genel olarak titreşim ve sarsıntıları azaltmak (otomobil amortisör yayları vb.), darbeleri önlemek (tampon yayları vb.), makine parçalarını aynı konumda tutmak (bileşik kalıplar. supaplar vb.), bir hareket oluşturmak

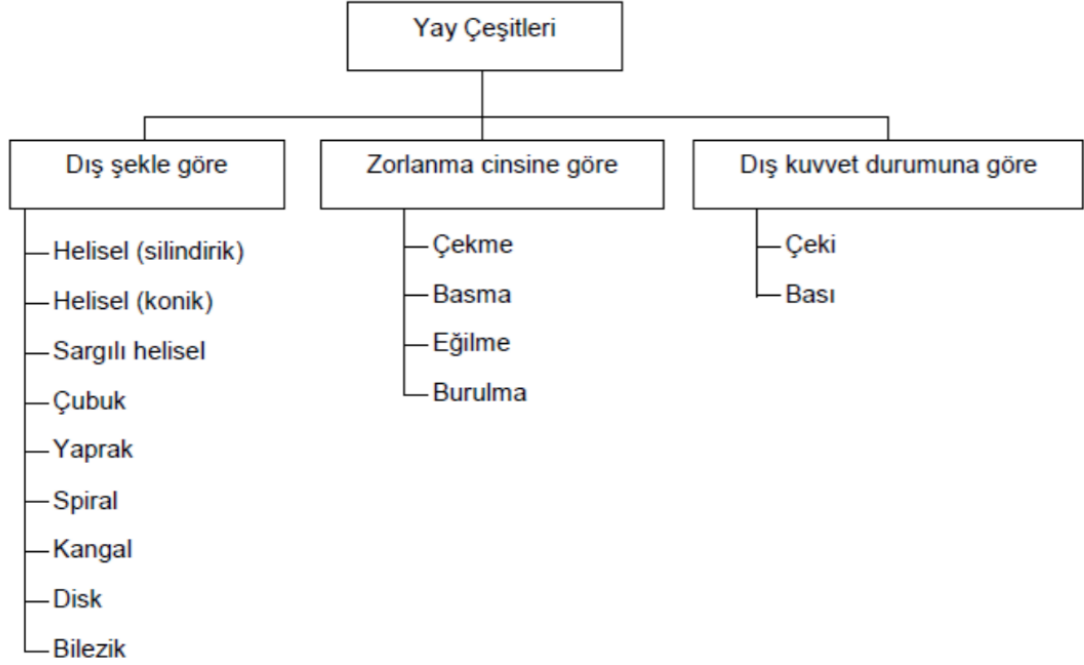
(saat zemberekleri, kurulan oyuncaklar vb.) amacıyla kullanılırlar. Yaylar, uygulanan kuvvetin etkisine göre; basılır, çekilir, eğilir veya burulurlar. Bu çalışma konumlarına en iyi yanıt verecek yay biçimi ve kesiti hesaplanarak boyutlar belirlenir (Akdağ 2019). Kullanım yerine göre birçok tipte yaylar mevcuttur. Bunları genel olarak Çizelge 3.1’de verildiği gibi gruplandırmak mümkündür.

Çizelge 3.1. Yay türü ve kullanım yeri örnekleri (Koç 2017)

	Yay türü/Kullanım amacı	Kullanım yeri örnekleri
1	Enerji depolayıcı yaylar	-Tahrik amaçlı kullanım -Mekanik saat mekanizmaları -Mekanik oyuncak tahriki -Kumanda çubuklarının hareketi
2	Darbe yutucu ve titreşim söndürücü yaylar	-Aks ve tampon yayları(raylı taşıtlar ve karayolu taşıtlarında) -Elastik kavramalarda denge yayları -Hareketli kütlelerin darbesiz durdurulması -Makinaların zemine oturtulması
3	Titreşim yayları	-Titreşimli elekleri titreşimli masalar -Karıştırıcılar ve çekiçler -Makinaların yataklanması ve desteklenmesi
4	Kuvvet sınırlayıcı yaylar	-Presler -Ön gerilme ile yerleştirilerek boşluk gidermek
5	Kuvvet bağı oluşturan veya kuvvet dağıtan yaylar	-Gergi yayları -Geri tepme yayı (sübab, kilit vb.) -Yüklerin dengeli dağıtılması (yaylı yataklarda, taşıtlarda)
6	Kuvvet uygulayan veya hareketi kontrol eden yaylar	-Kavrama veya fren kuvveti oluşturan yaylar -Kam mekanizmalarında -Motor sübablarının açılıp kapanmasında -Çekilen veya itilen elemanların ilk konumlarına dönmelerini sağlayan yaylar
7	Kuvvet ve basın ölçen yaylar	-Yaylı dinamometreler -Yaylı terazi/kantar mekanizmaları

Şekil 3.16 yayların çeşitlerini göstermektedir. Yaylar dış şekle göre helisel, çubuk, yaprak, spiral ve eğrisel yaylar şeklinde isimlendirilirken, zorlanma cinsine göre çekme

ve basmaya maruz yaylar, eğilme ve burulma yayları gibi isimlendirilebilmektedirler. Ayrıca dış kuvvete göre çeki ve bası yayları söz konusu olabilmektedir (Koç 2017).



Şekil 3.16. Yayların sınıflandırılması (Koç 2017)

Şekil 3.17 yay örneklerini göstermektedir. Burada en çok kullanılan yaylar helisel bası ve çeki yaylarıdır. Bu çalışmanın konusu olan eğrisel yaylarda baskı yayı grubuna girebilir. Baskı yayı aksenal yük altında enerji depolarken, eğrisel yaylar ise radyal olarak gelen yükü depolar.



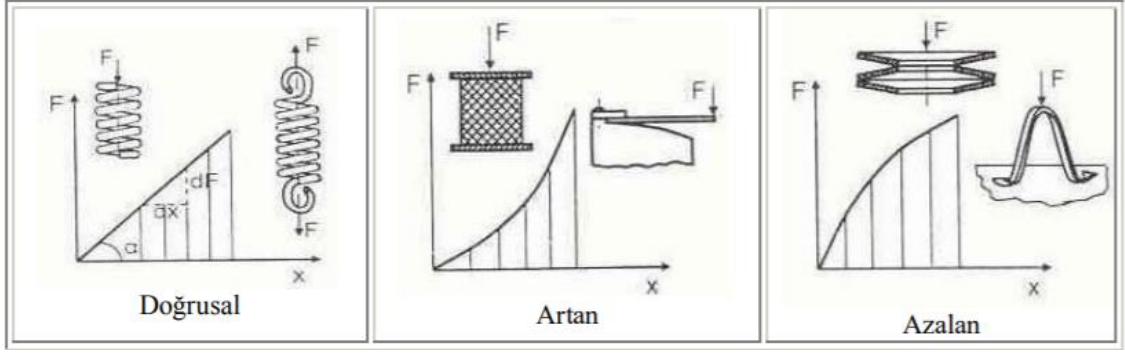
Şekil 3.17. Yay örnekleri

3.2.1. Helisel Yaylar

Yaylık çelik telin belirlenen bir sarım açısında sarılmasıyla helisel yay elde edilir. Tel çapına göre yaylar sıcak veya soğuk sarım yöntemiyle üretilirler. Genellikle 17 mm üstü sıcak sarım, altı ise soğuk sarım olarak üretilmektedir. Kullanım yerine göre bazı durumlarda özellikle sıcak sarım yöntemi de seçilebilmektedir. Helisel yaylar makine ve taşıt konstrüksiyonunda en çok kullanılan yaylardır. Yaylanma miktarları diğer yaylara göre daha büyüktür.

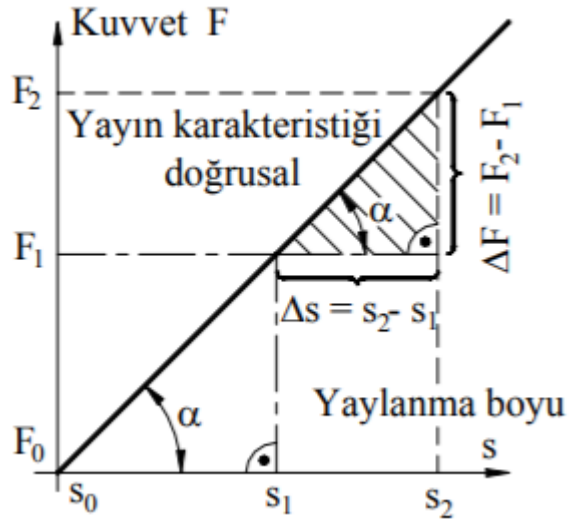
3.2.2. Yay Katılığı

Herhangi bir yaya etkiyen kuvvet veya momentlerle bunların doğurduğu şekil değişiklikleri arasındaki ilişkiye yay katılığı adı verilir ve bu ilişkiye göre yay özelliği belirlenir. Bu karakteristik doğrusal, yükselen veya alçalan şeklinde olabilir (Akkurt 1984).



Şekil 3.18. Çeşitli yay karakteristikleri (Akkurt 1984)

Yaylar bir dış kuvvet ile zorlanır ve bu kuvvetin etkisiyle yay sıkışır veya çekilir. Bu olaya yaylanma adı verilir. Yay katılığı olarak bilinen bu kavram, yayı etkileyen kuvvet ile yayın şekil değiştirmesi arasındaki bağıntıdır. Bu bağıntıyı Şekil 3.18’ de doğrusal artan ve azalan yay karakteristikleri gösterilmektedir. Karakteristik eşitlikleri sürtünme etkisi olmadan oluşturulmuştur (Kutay 2010).



Şekil 3.19. Kuvvet yol diyagramı (Kutay 2010)

Şekil 3.19 ile gösterilen kuvvet-yol diyagramından şu bağıntıları yazabiliriz;

$$R = \frac{F_2 - F_1}{s_2 - s_1} \quad (3.1)$$

Eşitlik 3.1 herhangi bir yay için birim boya karşılık gelen kuvvet değerini temsil eder. Burada R sabiti ile gösterilmiştir. Bu sabit oran yay katılığı veya yay karakteristiği olarak adlandırılır.

3.2.3. Yayların Bağlanması

Yayların çalıştığı yerlerde belirli yük koşullarında yay karakteristiğinin farklı davranışlarda olması istenebilir. Bu istek yayların birbirlerine farklı bağlanması durumuyla gerçekleştirilebilir.

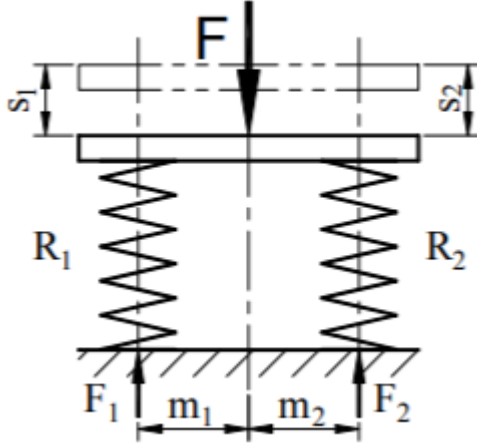
3.2.4. Paralel Bağlama

Yaylar Şekil 3.20' de gösterildiği gibi yan yana bağlanırsa paralel bağlanmış olurlar. İç içe geçirilerek kullanımda da yine paralellik sağlanabilmektedir. Bu durumda her bir yaya etki eden kuvvetlerin toplamı sisteme etki eden kuvvete eşittir ve yayların uzama ya da sıkışma miktarları birbirine eşittir. Bu durumda paralel bağlı iki yaydan oluşan yay sisteminin toplam yay sabiti aşağıdaki gibi elde edilir.

$$s = s_1 + s_2 \quad (3.2)$$

$$F = F_1 = F_2 \quad (3.3)$$

$$s = \frac{F}{R_1} + \frac{F}{R_2} \quad (3.4)$$



Şekil 3.20. Yayların paralel bağlanma durumu (Kutay 2010)

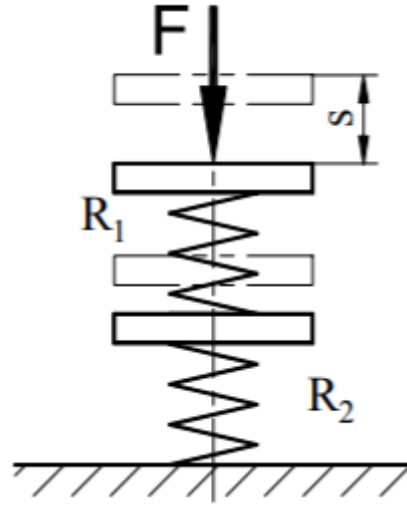
3.2.5. Seri Bağlama

Yaylar Şekil 3.21' deki gösterildiği gibi uç uca eklenirse seri bağlanmış olurlar ve her bir yaya etki eden kuvvet aynı olacaktır. Fakat yayların uzama ya da sıkışma miktarları tek yayken uzama ya da sıkışmalarından daha küçüktür. Yay sisteminin toplam uzaması ya da sıkışması tek tek yayların uzama ya da sıkışmalarına bağlıdır. Bu sistemde her bir yaya aynı kuvvet etki edecektir. Bu durumda seri bağlı iki yaydan oluşan yay sisteminin toplam yay sabiti aşağıdaki gibi elde edilir.

$$s = s_1 = s_2 \quad (3.5)$$

$$F = F_1 + F_2 \quad (3.6)$$

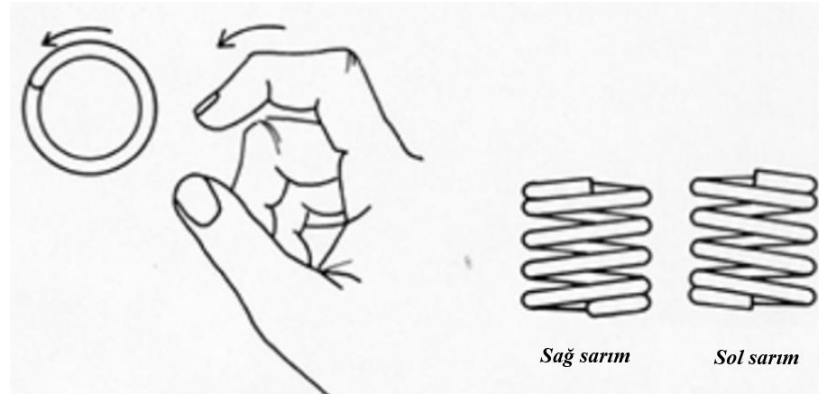
$$F = R_1 s_1 + R_2 s_2 \quad (3.7)$$



Şekil 3.21. Yayların seri bağlanma durumu (Kutay 2010)

3.2.6. Sarım Yönü

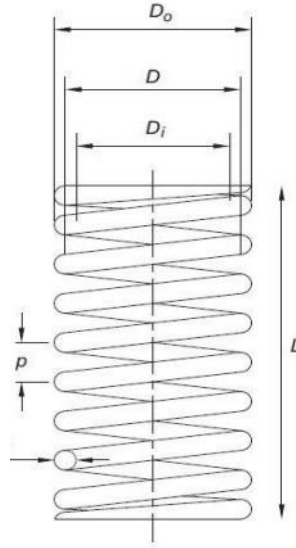
Yayların üretimi sırasında saat yönünde sarılıyorsa sağ sarım, tersi yönde sarılıyor ise sol sarım olarak adlandırılmaktadır. Genel olarak iç içe çalışan yaylarda sarımların birbirleri içerisine girmemesi için ters sarımlı olmaları tercih edilir. Ancak özel durumlarda olabilmektedir.



Şekil 3.22. Yayların sarım yönleri

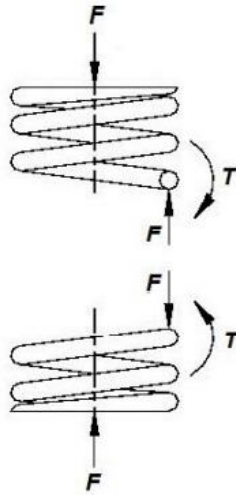
3.2.7. Helisel Yay Tasarımı

Helisel baskı yaylarının üretimi için tasarım aşamasında belirlenmesi gereken boyutsal parametreler Şekil 3.23' te gösterilmiştir. Bu parametreler, dış çap (D_o), iç çap (D_i), ortalama Çap (D), serbest uzunluk (L), yay adımı (p), tel çapı (d), toplam sarım sayısı (N) olarak ifade edilmektedir.



Şekil 3.23. Boyutsal helisel yay parametreleri (Childs 2004)

Kuvvet altındaki bir yay için Şekil 3.24' te serbest cisim diyagramı verilmiştir.



Şekil 3.24. Serbest cisim diyagramı (Childs 2004)

Yukarıdaki şekilde görüleceği üzere F kuvvetinin etkisiyle telde burulma momenti oluşacaktır. Moment ifadesi:

$$T = \frac{FD}{2} \quad (3.8)$$

Maksimum gerilme miktarı; T momentinden oluşan burulma gerilmesi ve F kuvvetinden oluşan ortalama kesme gerilmesinin birleşimiyle Eşitlik 3.9'daki gibi elde edilir:

$$\tau_{maks} = \frac{Tr}{J} + \frac{F}{A} \quad (3.9)$$

τ_{maks} ifadesi helisel yayın telinde oluşan maksimum gerilmeyi ifade etmektedir. Eşitlik 3.9'daki ifadelerin yerine aşağıda verilen ifadeler yazılırsa;

$$\tau_{maks} = \tau \quad (3.10)$$

$$r = \frac{d}{2} \quad (3.11)$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad (3.12)$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (3.13)$$

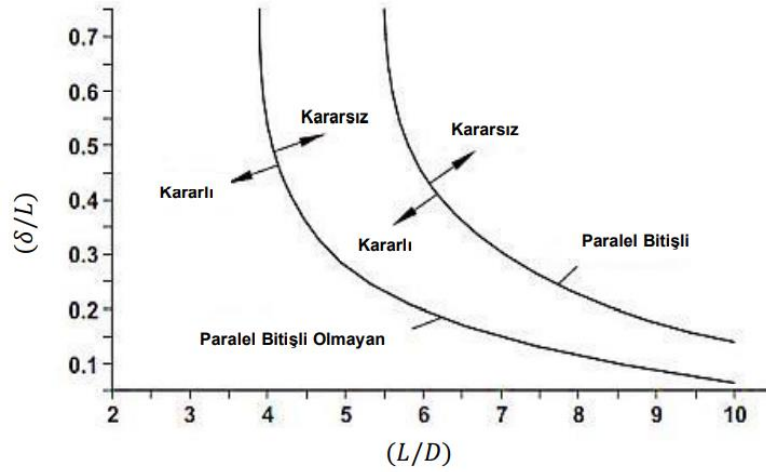
Gerilme denklemi Eşitlik 3.14' de verildiği gibi olur.

$$\tau = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{4FD}{\pi d^2} \quad (3.14)$$

Yay indisi, yay sarımlarının eğriselliğini gösteren bir orandır (Budynas ve Nisbett 2006). Helisel yaylarda bu oran, genellikle 4 – 12 aralığında tercih edilmektedir. 4 değerinin altındaki yayların üretimi zordur. 12 değerinin üzerindeki yaylarda ise yaylardaki burkulma miktarı fazladır. Yay indisi Eşitlik 3.15 ile hesaplanmaktadır.

$$C = \frac{D}{d} \quad (3.15)$$

Yaylardaki burkulmaları engellemek için içten veya dıştan destekler kullanılabilir. Bu desteklerin yay sarımları ile teması sonucunda oluşan sürtünme kuvvetleri, yay kuvvetinde kayıplara neden olur. Yaylardaki burkulma eğilimi; serbest yay uzunluğunun (L), ortalama çap (D) değerine oranı, (L/D), yay deformasyon miktarının (δ), serbest yay uzunluğuna (L) oranı, (δ/L) ve yay bitiş tipine göre değişmektedir. Tüm bu faktörlere bağlı olarak Şekil 3.25'te gösterilen grafik ile bir yayın burkulma eğiliminde olup olmadığı tahmin edilebilir (Childs 2004).



Şekil 3.25. İki farklı yay bitiş tipi için kritik burkulma eğrisi (Childs 2004)

Yay indisi, Eşitlik 3.16' da yerine koyulursa;

$$\tau_{\text{maks}} = \frac{8FD}{\pi d^3} \left(1 + \frac{1}{2C}\right) = K_s \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (3.16)$$

Burada K_s kesme faktörü olarak tanımlanır.

$$K_s = 1 + \frac{1}{2C} \quad (3.17)$$

Eğri kirişlerin iç yüzeylerinde gerilme yığılmaları meydana gelir. Helisel yayların iç kısımlarında oluşan gerilme yığılmaları, gerilmeler hesaplanırken dikkate alınması gerekmektedir. Wahl faktörü K_w , helisel yaylarda hem kesme gerilmelerini hem de eğrisellikten oluşan gerilme yığılmalarını içermektedir (Childs 2004).

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} \quad (3.18)$$

$$\tau_{\text{maks}} = K_w \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (3.19)$$

K_w modeli, dinamik yükler altında yorulmaya maruz kalan yaylar için önerilmektedir. Statik yükler altında çalışan yaylar için ise K_s modeli kullanılabilir. Yayın burulma katılığını bulmak için Castigliano metodu doğrultusunda Şekil 3.26' dan ilgili eşitlikler alınıp enerji denklemi yazılırsa:

$$U = \frac{T^2 l}{2GJ} + \frac{F^2 l}{2AG} \quad (3.20)$$

Yük tipleri	Semboller	Enerji eşitliği Sabit faktörler	Genel enerji eşitliği	Genel sehim eşitliği
Eksenel	P, E, A	$U = \frac{P^2 L}{2EA}$	$U = \int_0^L \frac{P^2}{2EA} dx$	$\Delta = \int_0^L \frac{P(\partial P/\partial Q)}{EA} dx$
Eğilme	M, E, I	$U = \frac{M^2 L}{2EI}$	$U = \int_0^L \frac{M^2}{2EI} dx$	$\Delta = \int_0^L \frac{M(\partial M/\partial Q)}{EI} dx$
Burulma	T, G, K'	$U = \frac{T^2 L}{2GK'}$	$U = \int_0^L \frac{T^2}{2GK'} dx$	$\Delta = \int_0^L \frac{T(\partial T/\partial Q)}{GK'} dx$
Enine kesme Dikdörtgen kesit	V, G, A	$U = \frac{3V^2 L}{5GA}$	$U = \int_0^L \frac{3V^2}{5GA} dx$	$\Delta^* = \int_0^L \frac{6V(\partial V/\partial Q)}{5GA} dx$

Şekil 3.26. Castigliano enerji ve çökme denklemleri (Anonim 2015)

Sırasıyla yay telinin burulması (T), yay teli uzunluğu (l), polar atalet momenti (J), telin kesit alanı (A) denklemleri yazılırsa:

$$T = \frac{FD}{2} \quad (3.21)$$

$$l = \pi DN \quad (3.22)$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad (3.23)$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (3.24)$$

Bu ifadeler, Eşitlik 3.20' de yerine konursa, eşitlik aşağıdaki gibi olur.

$$U = \frac{4F^2 D^3 N}{d^4 G} + \frac{2F^2 DN}{d^2 G} \quad (3.25)$$

F kuvvetine göre kısmi türevi alırsa, birim boy için çökme elde edilmiş olur.

$$y = \frac{\partial U}{\partial F} = \frac{8FD^3 N}{d^4 G} + \frac{4FDN}{d^2 G} \quad (3.26)$$

Bu durumda kuvvet bölü çökme ifadesi yazılırsa, F sadeleşir ve burulma katılığı elde edilmiş olur.

$$k = \frac{d^4 G}{8D^3 N} \quad (3.27)$$

Helisel yayın tel çapı; yaya etki eden kuvvet, yayın sahip olacağı ortalama çap ve malzemeye bağlı olarak Eşitlik 3.28 'den yararlanılarak hesaplanabilir (Babalık ve Çavdar 2018).

$$d = \sqrt[3]{\frac{8kFD_0}{\pi\tau_e}} \quad (3.28)$$

3.2.8. Yorulma

Yorulma, tekrar eden şekil değiştirme ve gerilmelere maruz kalan malzemelerde meydana gelen, 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 (Hocaoğlu 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. Mikroskobik düzeyde ise, yorulma sürecinin en önemli özelliği tane sınırlarında veya devamlı kayma bantlarında çatlakların gelişimini müteakip akma gerilmesini açan 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). Yorulma testi sonucunda kırılmış yay görseli Şekil 3.27’ da verilmiştir.



Şekil 3.27. Yorulma testi sonucu kırılan yay

3.2.9. 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).

$$\Delta\sigma = \sigma_{maks} - \sigma_{min} \quad (3.29)$$

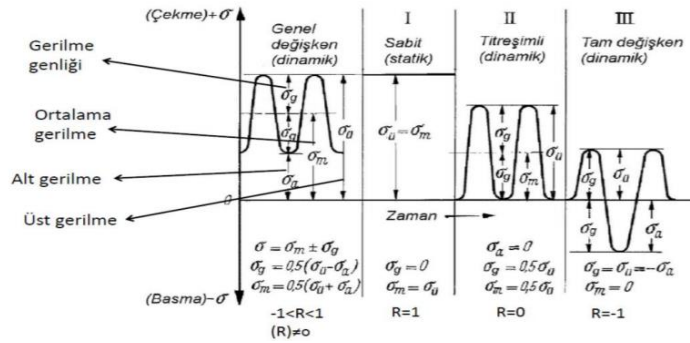
$$\sigma_g = \frac{\sigma_{maks} - \sigma_{min}}{2} \quad (3.30)$$

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{maks} + \sigma_{min}}{2} \quad (3.31)$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{maks}} \quad (3.32)$$

$$\sigma_{maks} = \sigma_0 + \sigma_g \quad (3.33)$$

$$\sigma_{min} = \sigma_0 - \sigma_g \quad (3.34)$$

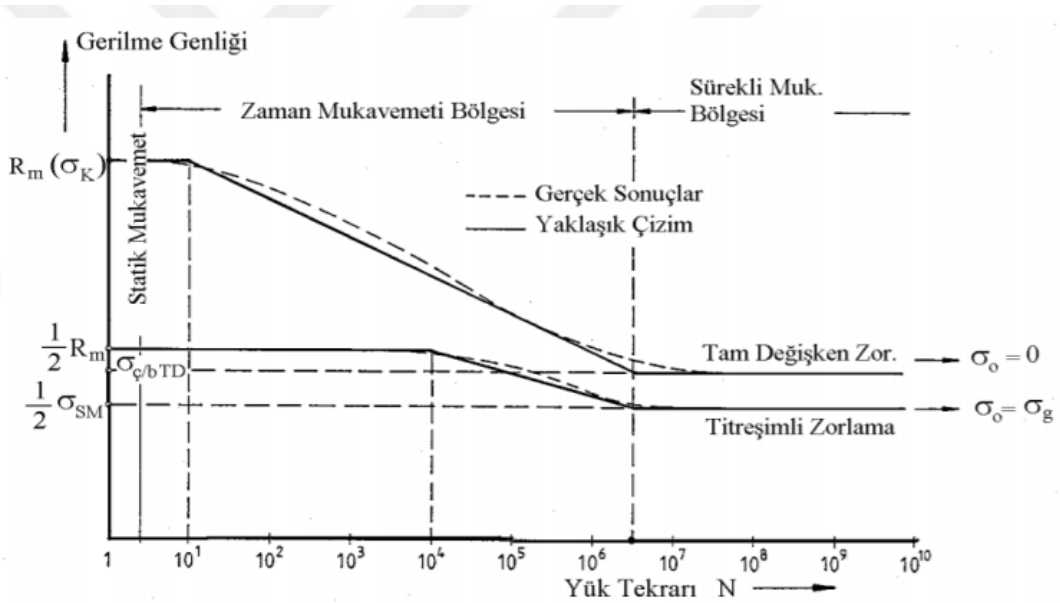


Şekil 3.28. Yorulma parametreleri (Şahin 2015)

3.2.10. 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 çatlak 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 3.29).



Şekil 3.29. Wöhler eğrisindeki süreli ve sürekli bölgeler (Babalık ve Çavdar 2018)

3.2.11. 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.

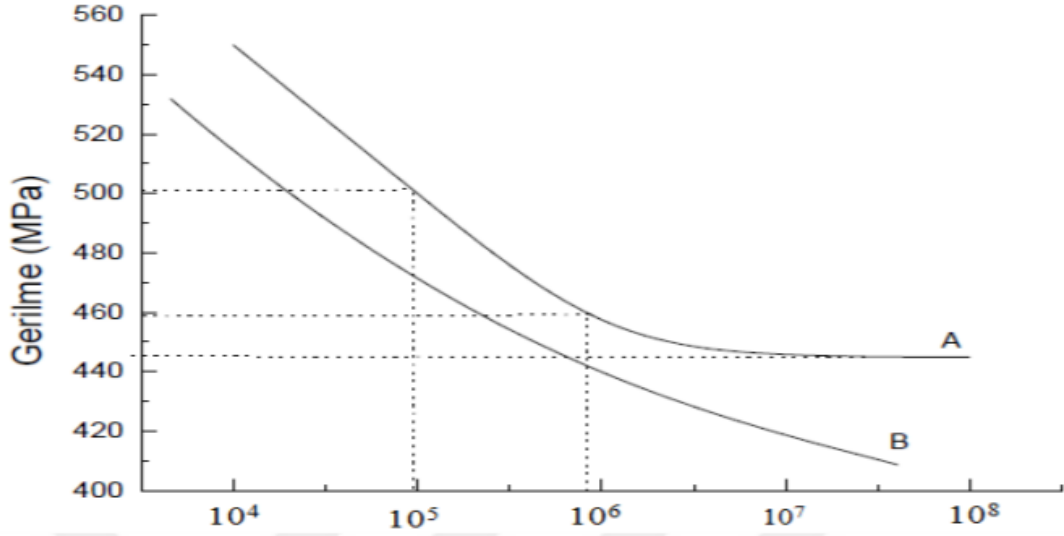
3.2.12. Sürekli Mukavemet Bölgesi

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

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:

$$a = C + D \log N \quad (3.35)$$

Burada C ve D sabit katsayılardır. Wöhler eğrisi demir esaslı malzemelerde 10^6 - 10^7 tekrar sayılarında yatıklaşmaya başlar (Burhan 2010).



Şekil 3.30. Wöhler eğrisinin yorumlanması (Şahin 2015)

Makine konstrüksiyonlarında yük tekrar sayısına göre genellikle,

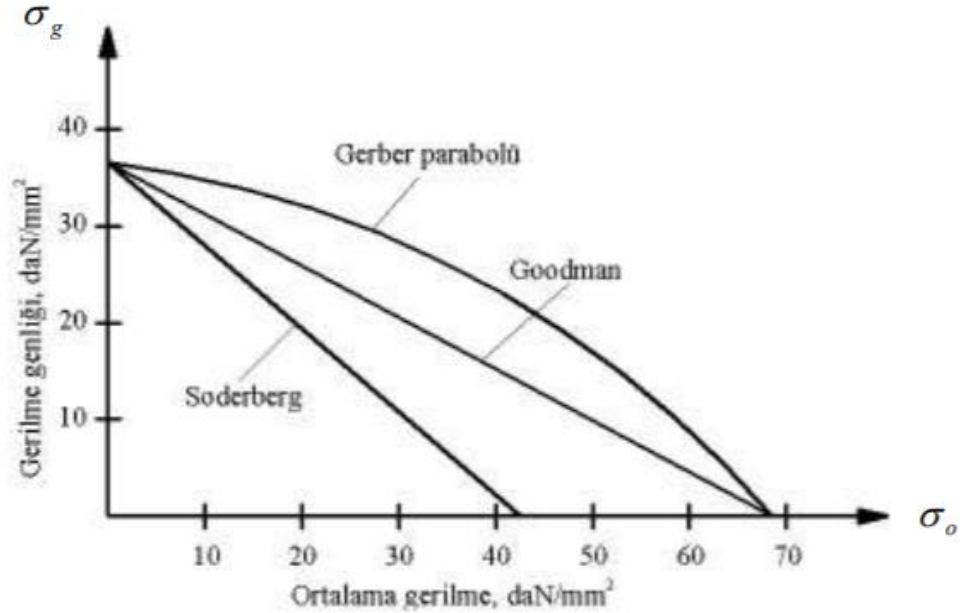
$N < 10^3$: Statik zorlanma bölgesi

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

$N > 10^6$: Sürekli mukavemet bölgesi kabul edilir.

3.2.13. Ortalama Gerilmenin Etkisi ve Yorulma Mukavemeti

(σ_{DN}) ve sürekli mukavemet sınırı (σ_{SM}) gibi yorulma sınırları, tam değişken zorlama ($\sigma_o=0$) hali için geçerlidir. Genel değişken zorlama ($\sigma_o \neq 0$) hali için ayrıca yorulma sınırları belirlenmez. Deney yolu ile σ_{DN} ve σ_{SM} 'nin üzerine σ_o 'nın etkisi incelenir ve sonuçları genel değişken zorlamaya maruz kalan elemanların hesabında kullanılır. Şekil 31 'de, σ_g düşey eksen ve σ_o yatay eksen olmak üzere bir eksen takımında σ_o 'nın etkisi daha açık bir şekilde görülür. Diyagramda $\sigma_o=0$ ile ifade edilen düşey eksen tam değişken zorlamayı ve dolayısıyla yorulma sınırlarını, $\sigma_g=0$ denklemi ile belirlenen yatay eksen ise, statik zorlamayı ve dolayısıyla statik mukavemet sınırlarını temsil etmektedir (Gönen 2009).



Şekil 3.31. Ortalama Gerilmenin (σ_o), Gerilme Genliğine (σ_g) Etkisi (Gönen 2009)

Deney sonuçları σ_{SM} ile σ_K arasında bir parabol (Gerber modeli) meydana getirmektedir. Parabol yerine σ_{SM} ve σ_K noktalarını birleştiren doğru (Goodman modeli) veya σ_{SM} ve σ_{AK} noktalarını birleştiren bir doğru (Soderberg modeli) alınabilir. Parabolün veya doğrunun üzerinde bulunan ve koordinatları σ_g ve σ_o olan herhangi bir M noktası, genel değişken zorlamayı temsil eder.

3.2.14. Yay Malzemeleri

Yayın tasarımında ve malzemenin seçiminde yayın çalışacağı yerin özellikleri belirleyicidir. Yük ve sıcaklık parametrelerinin yanı sıra yay tasarım aşamasında malzemenin stres değerleri gözetilerek malzeme seçimi yapılır. Yorulma dayanımı açısından en doğru malzemeyi seçmek önemlidir.

EN 10270-1 normuna ait patent tavlı soğuk çekilmiş alaşımsız yaylık çelik teller esas olarak düşük statik strese maruz kalan çekme, sıkıştırma veya burulma yaylarında kullanılır.

YAYLIK TELLER						
PATENT TAVLI-SOĞUK ÇEKİLMİŞ-ALAŞIMSIZ YAYLIK ÇELİK TEL						
DIN NORM	EURO NORM	MALZEME NO	TS NORM	SAE - AISI	ÇALIŞMA SICAKLIĞI	KULLANIMLA İLGİLİ ÖZELLİKLER
DIN 17223-1-A	EN 10270-1-A	1.0500	TS 2500-1 EN 10270-1-SL	-	-15 ila +80 °C	Düşük statik yüklere maruz çekme,basma,burulma yayları
DIN 17223-1-B	EN 10270-1-B	1.0600	TS 2500-1 EN 10270-1-SM	-	-15 ila +80 °C	Orta yüksek statik yükler ve nadiren dinamik yüklere maruz,çekme, basma,burulma yayları
DIN 17223-1-B	EN 10270-1-B	1.0600	TS 2500-1 EN 10270-1-DM	-	-15 ila +80 °C	Orta yüksek dinamik yüklere maruz çekme ,basma,burulma yayları ve aşırı bükülecek olan yay biçimleri için
DIN 17223-1-C	EN 10270-1-C	1.1200	TS 2500-1 EN 10270-1-SH	-	-15 ila +80 °C	Yüksek statik yüklere veya hafif dinamik yüklere maruz çekme, basma ve burulma yayları
DIN 17223-1-C	EN 10270-1-C	1.1211	TS 2500-1 EN 10270-1-DH	-	-15 ila +80 °C	Yüksek statik yüklere veya orta seviyede dinamik yüklere maruz çekme,basma ve burulma yayları

Şekil 3.32. EN 10270-1 normu yaylık çelik teller (Anonim 2008)

EN 10270-2 normuna ait yüksek yorulma mukavemeti ve yüksek çekme mukavemetine sahip yuvarlak, yağla sertleştirilmiş çelik teller esas olarak 100 ° C'ye kadar burulma yüklü yaylar çekme ve baskı yayları için kullanılır.

YAĞDA SERTLEŞTİRİLMİŞ VE MENEVİŞLENMİŞ YAYLIK ÇELİK TEL (SÜPAP YAYI TELİ)						
FD DIN 17223-2	EN 10270-2 FDC	1.1230	TS 2500-2 EN 10270-2 FDC		-60 ila +200 °C	Yalnız statik yüklerde,korozyona dirençsiz
FDCrV DIN 17223-2	EN 10270-2 FDCrV		TS 2500-2 EN 10270-2- FDCrV		-60 ila +200 °C	Yalnız statik yüklerde,korozyona dirençsiz
FDSiCr DIN 17223-2	EN 10270-2 FDSiCr		TS 2500-2 EN 10270-2 FDSiCr		-60 ila +250 °C	Yalnız statik yüklerde,korozyona dirençsiz
	EN 10270-2 TDC		TS 2500-2 EN 10270 2TDC		-60 ila +200 °C	Yeni, belirlenen çalışma sıcaklığı aralığında orta dinamik yüklerde kullanılır,korozyona dirençsiz
	EN 10270-2 TDCrV		TS 2500-2 EN 10270 2TDCrV		-60 ila +200 °C	Yeni, belirlenen çalışma sıcaklığı aralığında orta dinamik yüklerde kullanılır,korozyona dirençsiz
	EN 10270-2 TDSiCr		TS 2500-2 EN 10270-2 FDSiCr		-60 ila +250 °C	Yeni, belirlenen çalışma sıcaklığı aralığında orta dinamik yüklerde kullanılır,korozyona dirençsiz
VD DIN 17223-2	EN 10270-2 VDC	1.1250	TS 2500-2 EN 10270-2 VDC		-60 ila +200 °C	Belirlenen çalışma sıcaklığında ve yüksek dinamik yüklerde kullanılır,korozyona dirençsiz.
VDCrV DIN 17223-2	EN 10270-2 VDCrV		TS 2500-2 EN 10270-2 VDCrV		-60 ila +200 °C	Belirlenen çalışma sıcaklığında ve yüksek dinamik yüklerde kullanılır,korozyona dirençsiz.
VDSiCr DIN 17223-2	EN 10270-2 VDSiCr		TS 2500-2 EN 10270-2 VDSiCr		-60 ila +250 °C	Belirlenen çalışma sıcaklığında ve yüksek dinamik yüklerde kullanılır,korozyona dirençsiz.

Şekil 3.33. EN 10270-2 normu yaylık çelik teller (Anonim 2008)

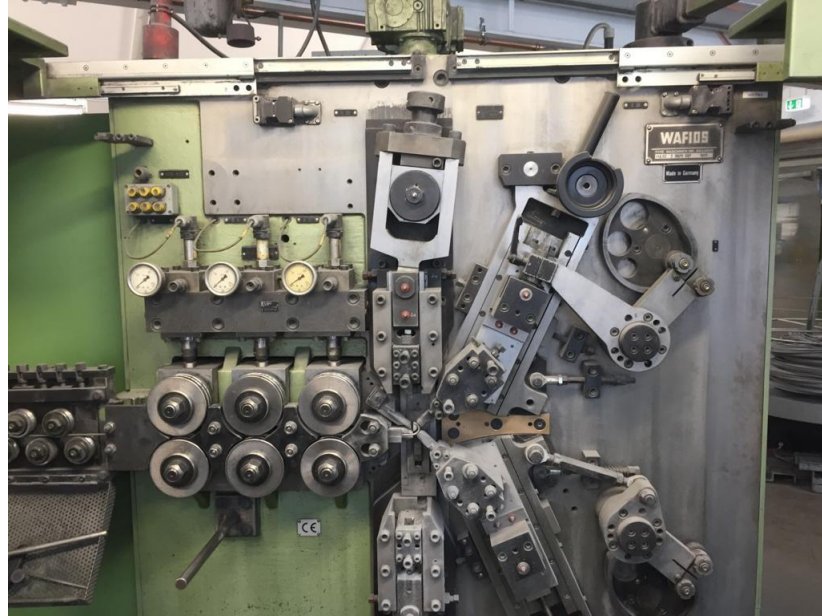
3.2.15. Yay Üretimi

Yay üretimleri günümüz teknolojisinde iki şekilde üretilmektedir: Sıcak sarım, soğuk sarım. Bir mil üzerine sarılan yaylık çelik teller, 1550F'nin üzerindeki östenitik sıcaklıklara ısıtılır ve daha sonra martensit yapı oluşturmak için yağda soğutulur. Daha sonra, yaylar, mikroyapıyı, operasyona dayanmak için istenen yay performansını ve sünekliliği elde etmek için mukavemet sağlayan temperlenmiş bir martensit yapıya dönüştürmek için temperlenir. İstenilen yay iç çapına uygun olarak mil çapları seçilir ve yay sarma işlemi gerçekleştirilir. Sıcak yay sarma prosesi Şekil 3.34' te gösterilmiştir.



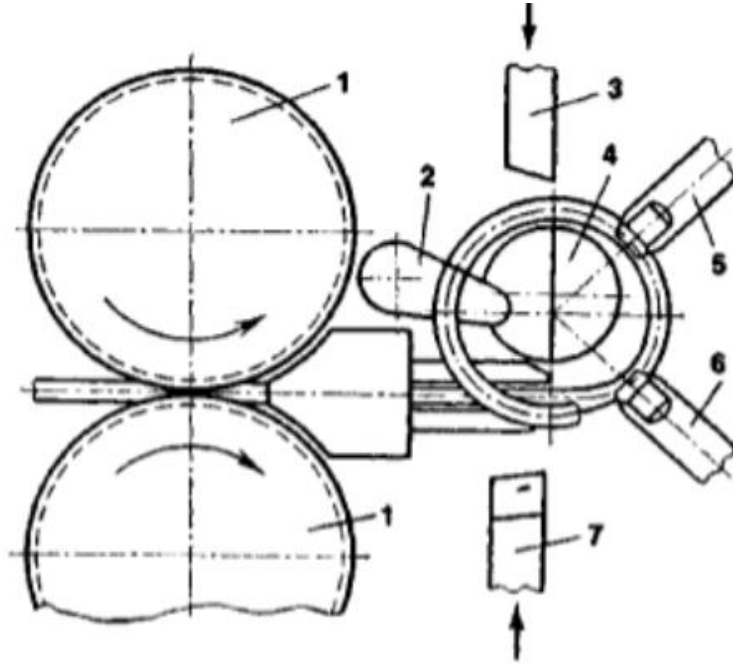
Şekil 3.34. Sıcak yay sarma prosesi

Soğuk sarılan yaylar, tamamen ısıl işlem görmüş malzemeden yapılır ve ardından sarma işlemi sırasında ortaya çıkan gerilmeleri gidermek için gerilim giderilir. Yay sarma işlemi CNC tezgâhlarda gerçekleştirilir. Yay için istenen geometrik parametrelere istinaden her türlü yay bu makinelerde gerçekleştirilebilmektedir.



Şekil 3.35. Yay sarma makinesi

Şekil 3.36’ da soğuk yay sarma prosesine ait görsel paylaşılmıştır. Burada en sol kısımdan yaylık çelik tel, toplar (1) arasından geçirilir. Burada topların görevi yay telini hem sürmek hemde telin dönmesini engellemektir. Daha sonra tel yay iç çapına uygun dorn (4) üzerine sarılır. Burada yayın dış çapını istenen ölçüde tutan stivlerdir (5,6). Yayın hatve aralıkları yatay hatve (2) veya dikey hatve (7) takımları ile sağlanır. En son aşamada yayın boyu istenen ölçüye geldiğinde kesme takımı (3) vasıtasıyla yay teli kesilir. Şekilde gösterilen yay prosesinde yay sağ sarımlıdır. Sağ sarımlı yaylarda kesme kalemi yukarıda olur, sol sarımlı ise aşağıdan kesme işlemi gerçekleştirilir. Yayda değişken çap sağlanacaksa, örneğin konik yay sarılacaksa stivlerin konumları CNC bilgisayar sayesinde programlanabilmektedir. Prograsif yay sarma veya aktif sarım sayısını belirlemek ise hatve takımları ile mümkündür.

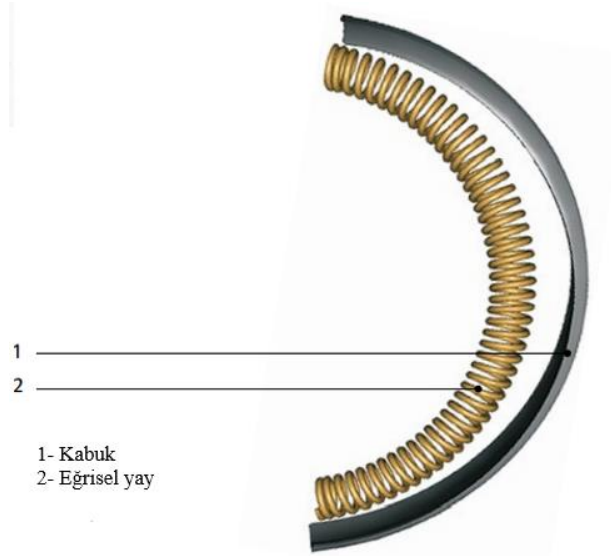


Şekil 3.36. Soğuk yay sarma prosesi ve yay sarma takımlarının gösterilmesi (Anonim 2010)

3.3. Eğrisel Yaylar

ÇKV sistemleri, yukarıda anlatıldığı gibi titreşim sonucu gelen rahatsız edici gürültüleri iyileştirmeye yardımcı olur. Bunun için özel burulma yaylara sahip sönümleyici tasarımlar kullanılmaktadır. ÇKV’ nin mevcut alanından ideal şekilde yararlanmak için,

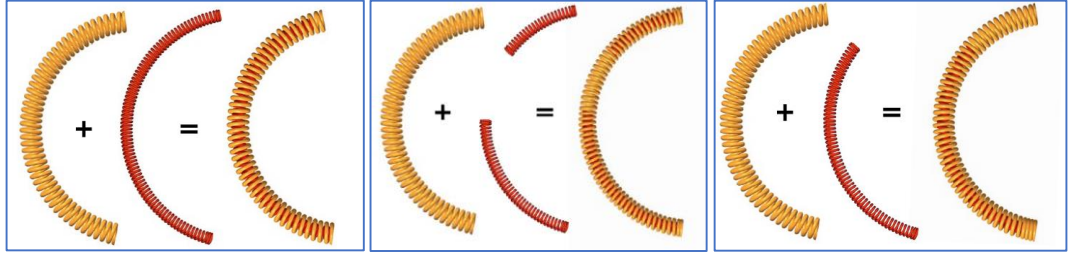
çok sayıda sarım sayısına sahip bir helisel yay, ÇKV' nin yay kanalına oturur ve bir kabuk tarafından desteklenir. Çalışma sırasında, eğrisel yayın sarımları kabuk boyunca kayar ve üzerine gelen torku sönümler. Bu esnada sürtünmeye de maruz kalır. Dolayısıyla yaylarda aşınmayı önlemek için, temas yüzeylerine gres yağı sürülür. Eğrisel yay tasarımlarının çeşitliliği sayesinde, her araç tipinin yük özelliklerine tam olarak uyacak bir ÇKV sistemi üretilebilir. Çeşitli tasarım ve özelliklere sahip yaylar kullanılmaktadır.



Şekil 3.37. Kabuk ve eğrisel yay (Anonim 2019)

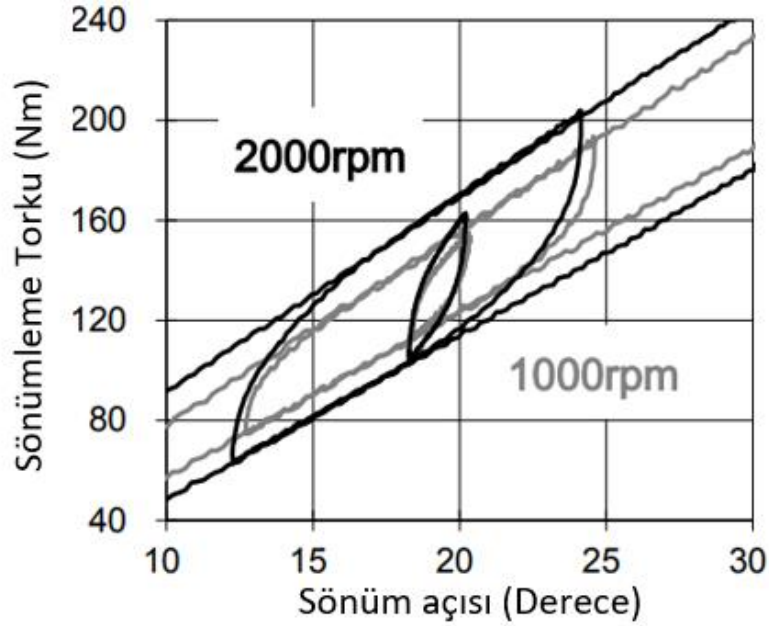
Eğrisel yayın sisteme sağlamış olduğu temel faydası taşıttaki burulma titreşimlerinin genliklerini klasik sistemlere göre daha da düşürmektir. Öte yandan üzerine gelen yük sırasında sıkışma açılarında yüksek sürtünme, dönüş açılarındaki ise düşük sürtünme maruz kalır. Dolayısıyla, histeresiz olayı gözlemlenmektedir.

Yaylar birbirine paralel bağlanarak yay katılığı tasarım gereği büyütülebilir veya çalıştırma sırasında yay katılığının kademeli olarak devreye girmesi istenebilir. Birinin dış çapı büyük, diğerinin küçük olan iki yaydan bir veya birden fazla kullanılarak kademeli katılık elde edilebilir. Şekil 3.38' de yayların farklı kullanım şekilleri verilmiştir.



Şekil 3.38. Yay katılığının farklı kademeli olarak elde edilmesi (Anonim 2019)

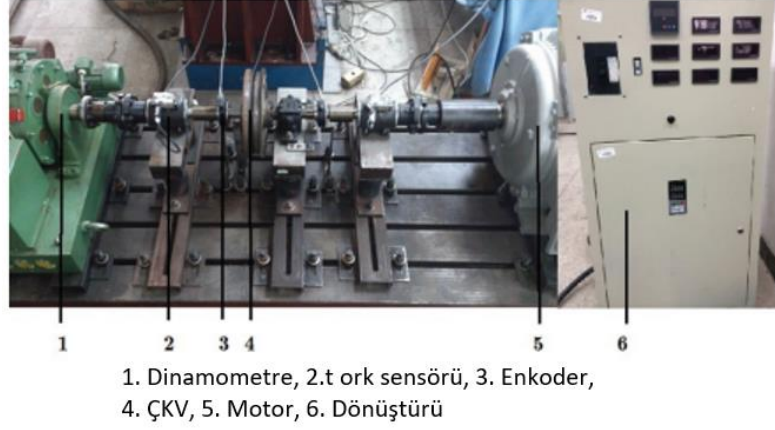
Burulma titreşimlerini sönmölemek üzere kullanılan eğrisel yaylar, az da olsa doğrusal olmayan sönmöleme özelliğie sahiptirler. Şekil 3.39'da yaya belirli bir tork uygulandığında sıkıştırma açlarına karşılık tork dalgalanmalarını göstermektedir. Elde edilen histerezis eğrisinin bir yaprağa benzediğie görölmektedir. Bu da eşdeğer sertlik ve sönmöleme katsayılarının dönme hızına veya giriş torku genliğine bağılı olarak dinamik olarak değıştii anlamına gelir.



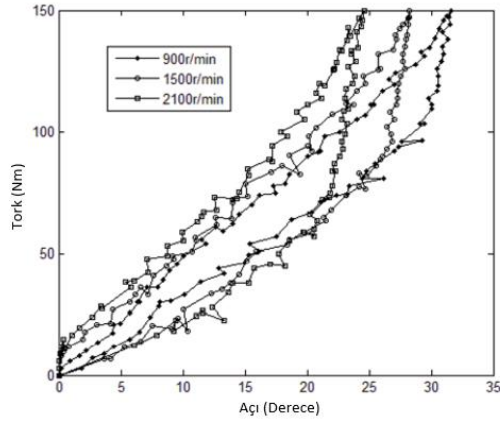
Şekil 3.39. Eğrisel yayın dinamik karakteristiğii (Yamakaji 2016)

Chen ve ark. (2015) çift kütleli volanın çalışma karakteristiğini incelemek için deneysel test düzeneğii oluşturmuşlardır. Deney, araçtaki gerçek çalışma koşullarını simüle edecek şekilde yapılmıştır. Burada volan farklı giriş torkları uygulayarak içerisindeki

eğrisel yayın sıkıştırma açısına karşılık gelen tork değerlerini kaydetmişlerdir. Şekil 3.40' ta oluşturulan bu test düzeneği verilirken elde edilen histeristik grafik Şekil 3.41 'de verilmiştir.

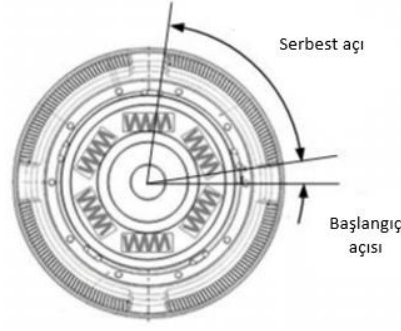


Şekil 3.40. Çift kütleli volan için deney düzeneği (Chen ve ark. 2015)



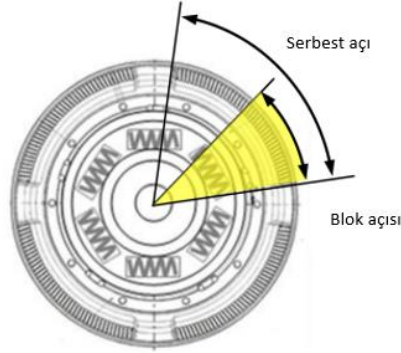
Şekil 3.41. Deney sonuçları ve histeristik eğrilerin eldesi (Chen ve ark. 2015)

Başlangıç açısı eğrisel yayın serbest konumundaki durumunu ifade eder ve tork ölçümü yatay eksenden saat yönünün tersine doğru yapılır. Serbest açı, yerleşik durumda (monte edilmiş durumda) iki yay ucu arasındaki tüm yay yayının uzunluğunu tanımlar. Şekil 3.42, bu iki açığı göstermektedir.



Şekil 3.42. Eğrisel yay serbest ve başlangıç açısı (Li ve Sandhu 2013)

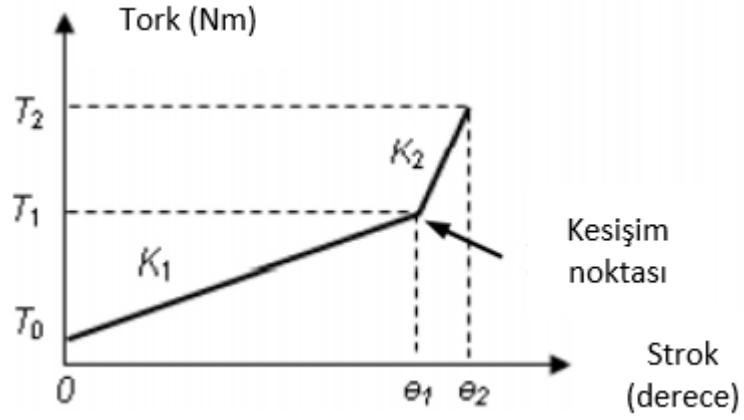
Tam yük altındaki eğrisel yayın kalan açısı, Şekil 3.43' te gösterildiği gibi blok açısı olarak tanımlanır. Maksimum yay hareketi, yay serbest açısı ile blok açısı arasındaki farka eşittir. Yayın serbest açısı, yayın kanal uzunluğundan büyükse yay ön yüklü olarak çalışacaktır, eşitse ön yük yoktur.



Şekil 3.43. Eğrisel yay serbest ve blok açısı (Li ve Sandhu 2013)

Eğrisel yayın katılığı (veya oranı), birim açısal deformasyon için gereken uygulanan tork olarak tanımlanır. K_1 ve K_2 sırasıyla iç içe geçmiş iki yayın burulma katılıklarını ifade eder. Yukarıda kademeli yaylardan söz edilmişti. İç içe geçmiş iki yay kullanılacaksa burada yayların paralel bağlanma yöntemi kullanılarak katılık hesaplanabilir. Kademe durumu Şekil 3.44' de gösterildiği gibi olur. Dikkat edilecek olursa iç yayın serbest açısı dış yaya göre küçüktür ve belli bir sıkıştırma açısından sonra iç yay devreye girer ve toplam burulma katılığı aşağıdaki şekilde olur:

$$K = K_1 + K_2 \quad (3.36)$$

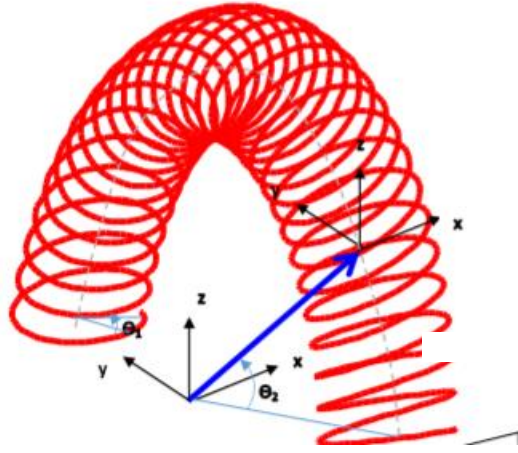


Şekil 3.44. Eğrisel yayların kademeli olarak kullanımı (Li ve Sandhu 2013)

3.4. Eğrisel Yayların Tasarım Yöntemleri

3.4.1. Farklı Kesite Sahip Eğrisel Yaylar İçin Burulma Katılığının Belirlenmesi

Bu bölümde, farklı tel kesitlerine sahip eğrisel yaylar için matematiksel model yardımıyla burulma katılığını bulmak üzere gerekli formüller verilmiştir. Bunun için şaftlarda oluşan gerilme formüllerinden esinlenilmiş ve bu formüller eğrisel yayların modellenebilmesi için düzenlenmiştir. Öncelikle eğrisel yay için birim boy ve diğer parametrelerin belirlenmesi için Şekil 3.45'teki gösterilen parametrelere bağlı olarak konum vektörünün x-y-z de bileşenleri tanımlanmıştır.



Şekil 3.45. Eğrisel yayın teorik eğrisi

$$r_y = xi + yj + zk \quad (3.37)$$

$$x = r \cos \theta_1 \quad (3.38)$$

$$y = R(1 - \cos \theta_2) - r \sin \theta_1 \cos \theta_2 \quad (3.39)$$

$$z = R \sin \theta_2 + r \sin \theta_1 \sin \theta_2 \quad (3.40)$$

Eğrisel yayın yarı çapı R , dış çapı $D(r=D/2)$, serbest açısı φ_0 ve sarım sayısı n ile gösterilmiştir. Burada θ_1 açısı ile θ_2 açısı aşağıda verilen Eşitlik 3.41 ve Eşitlik 3.42 yardımı ile birbiri cinsinden yazılabilir:

$$\theta_2 = \lambda \theta_1 \quad (3.41)$$

$$\lambda = \frac{\varphi_0}{2\pi n} \quad (3.42)$$

Yukarıda verilen denklemler yardımı ile verilen parametreler cinsinden herhangi bir eğrisel yayın üç boyutlu teorik eğrisini bulmak mümkündür. Öte yandan yay uzunluğunun birim boy ifadesi helisel yay uzunluğuna benzer şekilde aşağıdaki denklem ile bulunur:

$$ds = \int_0^{2\pi n} \sqrt{\left(\frac{dx}{d\theta_1}\right)^2 + \left(\frac{dy}{d\theta_1}\right)^2 + \left(\frac{dz}{d\theta_1}\right)^2} d\theta_1 \quad (3.43)$$

Yukarıdaki denklemde verilen türev ifadeleri Eşitlik 3.44, Eşitlik 3.45 ve Eşitlik 3.46 yardımıyla aşağıdaki gibi elde edilmiştir:

$$\frac{dx}{d\theta_1} = -r \sin \theta_1 \quad (3.44)$$

$$\frac{dy}{d\theta_1} = \lambda R \sin \lambda \theta_1 - r \cos \theta_1 \cos \lambda \theta_1 + \lambda r \sin \theta_1 \sin \lambda \theta_1 \quad (3.45)$$

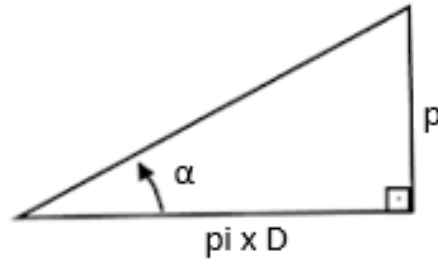
$$\frac{dz}{d\theta_1} = \lambda R \cos \lambda \theta_1 + r \cos \theta_1 \sin \lambda \theta_1 + \lambda r \sin \theta_1 \cos \lambda \theta_1 \quad (3.46)$$

Şekil 3.46' da gösterilen üçgenden yola çıkılarak, aşağıdaki denklemler yazılabilir, burada α helis açısı, p hatve aralığıdır.

$$p = \varphi_0(R - D \sin \theta_1)/n \quad (3.47)$$

$$\tan \alpha = \frac{\lambda(R - r \cos \frac{\varphi_0}{\lambda})}{r} \quad (3.48)$$

$$\cos \alpha = \frac{r}{\sqrt{4\lambda^2(2R - r \sin \theta_1)^2 + r^2}} \quad (3.49)$$



Şekil 3.46. Eğrisel yayın teorik eğri üçgeni

Bu durumda ds ifadesi yeniden düzenlenirse eğrisel yaylar için birim uzunluğu Eşitlik 3.50' de elde edilir. Elde edilen bu ifade ile herhangi bir eğrisel yayın birim uzunluğu hesaplanabilir.

$$s = 2\pi n \sqrt{r^2 + \lambda^2 R^2} \quad (3.50)$$

Normal yükleme durumunda, bir mile etkiyen F kuvveti ile oluşan δ uzama sonucu dış enerjisi aşağıdaki gibidir:

$$W = U = \int_0^{\delta} F d\delta \quad (3.51)$$

Bu formül Hook kanunu kullanılarak aşağıdaki gibi tekrar yazılabilir:

$$W = U = \int_0^{\delta} \sigma d\varepsilon \quad (3.52)$$

Burada σ normal gerilmeyi, $d\varepsilon$ diferansiyel gerinimi temsil eder ve elastik bölgede aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$d\varepsilon = \frac{d\sigma}{E} \quad (3.53)$$

$$W = U = \frac{1}{E} \int_0^{\delta} \sigma d\sigma \quad (3.54)$$

Birim hacimde oluşan genlenme enerjisi aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$W = U = \frac{\sigma^2}{E} \quad (3.55)$$

Eğilmeye maruz kalan bir milde oluşan toplam elastik enerji şu ifade ile elde bulunur:

$$U_E = \int_0^L \frac{M_E^2}{2EI_A} dx \quad (3.56)$$

Burada M_e eğilme momentini, E elastisite modülünü göstermektedir. Alan atalet momenti I_A ile temsil edilmiş ve bunun denklemi;

$$I_A = \frac{\pi d^4}{64} \quad (3.57)$$

Benzer şekilde burulmaya maruz kalan bir milde oluşan toplam burulma enerjisi,

$$U_B = \frac{1}{2} \tau \gamma \quad (3.58)$$

$$\gamma = \frac{\tau}{G} \quad (3.59)$$

$$\tau = \frac{M_B}{I_P} y \quad (3.60)$$

$$U_B = \frac{\tau^2}{2G} \quad (3.61)$$

$$U_B = \int_0^V \frac{\tau^2}{2G} dV = \frac{1}{2G} \int_0^L \int \left(\frac{M_B}{I_P} r \right)^2 dA dl \quad (3.62)$$

$$U_B = \frac{1}{2G} \int_0^L \frac{M_B^2}{I_P^2} dl \int_{dA} (r)^2 dA \quad (3.63)$$

Burada;

$$\int_{dA} (r)^2 dA = I_P \quad (3.64)$$

olduğundan, Eşitlik 3.63 yeniden düzenlenirse; enerji metodu kullanılarak aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$U_B = \int_0^L \frac{M_B^2}{2GI_P} dx \quad (3.65)$$

Burada M_B burulma momentini, G kayma modülünü göstermektedir. Polar atalet momenti I_P ile temsil edilmiş ve bunun denklemi:

$$I_P = \frac{\pi d^4}{32} \quad (3.66)$$

ile hesaplanmıştır. Eğrisel yay için oluşan toplam gerilme birim boya düşen aşağıdaki gibi yazılır:

$$U_T = U_E + U_B = \int_0^{2\pi} \left(\frac{M_E^2}{2EI_A} + \frac{M_B^2}{2GJ_P} \right) dl \quad (3.67)$$

Birim boya düşen toplam bileşke elastik enerji;

$$u_T = \frac{M_E^2}{2EI_A} + \frac{M_B^2}{2GJ_P} \quad (3.68)$$

Burada eğrisel yayda eğilme ve burulma momenti aşağıdaki gibidir:

$$M_B = (F \cos \alpha) \frac{D}{2} \quad (3.69)$$

$$M_E = (-F \sin \alpha) \frac{D}{2} \quad (3.70)$$

Bu denklemler $\pi DL / \cos \alpha$ olduğu göz önüne alınarak, F ye göre türevi alınmış ve birim boyaya düşen aksenal yer değiştirme denklemi aşağıdaki gibi yazılmıştır:

$$\Delta\delta = \frac{8FD^2}{\pi d^4 \cos \alpha} \left(\frac{\cos^2 \alpha}{G} + 2 \frac{\sin^2 \alpha}{E} \right) \quad (3.71)$$

G ve E arasındaki ilişki;

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)} \quad (3.72)$$

Bu denklem Denklem 3.71' de yerine koyulursa;

$$\Delta\delta = \frac{8FD^2}{\pi d^4 \cos \alpha} \left(\frac{\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha + \mu \cos^2 \alpha}{G(1 + \mu)} \right) \quad (3.73)$$

Elde edilir. Bu ifade birim boyaya düşen tork $K = FR^2 / \Delta\delta$ ifadesinde yerine konur ve Denklem 3.43 ile birleştirilirse aşağıdaki bağıntı elde edilir:

$$K = \left[\frac{8FD^2}{\pi d^4 \cos \alpha} \left(\frac{1 + \mu \cos^2 \alpha}{G(1 + \mu)} \right) \int_0^{2\pi n} \sqrt{\left(\frac{dx}{d\theta_1} \right)^2 + \left(\frac{dy}{d\theta_1} \right)^2 + \left(\frac{dz}{d\theta_1} \right)^2} d\theta_1 \right]^{-1} FR^2 \quad (3.74)$$

Bu denklem yeniden düzenlenir ve boydaki ifadeler sadeleştirilirse, dairesel kesitli eğrisel yaya ait burulma katılığı denklemi aşağıdaki gibi elde edilir:

$$K = \frac{Gd^4 R^2}{16D^2 n} \left[\frac{(1 + \mu) \cos \alpha}{(1 + \mu \cos^2 \alpha)} \right] \frac{1}{\sqrt{r^2 + \lambda^2 R^2}} \quad (3.75)$$

Dikdörtgen kesit için yukarıdaki formüller yeniden düzenlenecektir. Dikdörtgen kesitli yay için alan atalet ve polar atalet ifadeleri sırasıyla yazılır:

$$I_A = \frac{bh^3}{12} \quad (3.76)$$

$$I_P = \frac{bh(b^2 + h^2)}{12} \quad (3.77)$$

Bu denklemler Eşitlik 3.67'de yerine konur ve diğer denklemler yeniden düzenlenirse birim boya düşen aksenal yer değiştirme denklemi aşağıdaki şekilde olur:

$$\Delta\delta = \frac{3FD^2}{\cos \alpha} \left(\frac{\cos^2 \alpha}{Gb h(b^2+h^2)} + \frac{\sin^2 \alpha}{Eb h^3} \right) \quad (3.78)$$

$$\Delta\delta = \frac{3FD^2}{2\cos \alpha} \left(\frac{2h^2 \cos^2 \alpha (1+\mu) + \sin^2 \alpha (b^2+h^2)}{Gb h^3 (b^2+h^2)(1+\mu)} \right) \quad (3.79)$$

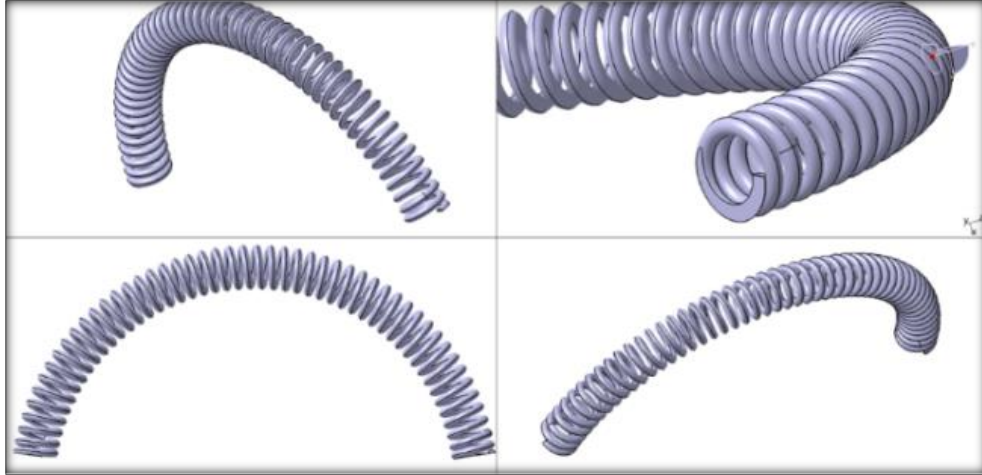
Bu ifade birim boya düşen tork $K = FR^2/\Delta\delta$ ifadesinde yerine konur ve Eşitlik 3.50 ile birleştirilirse, dikdörtgen kesitli eğrisel yaylar için burulma katılığı aşağıdaki şekilde bulunur:

$$K = \frac{Gb h^3 (b^2+h^2) R^2 \varepsilon}{3\pi n D^2} \left(\frac{(1+\mu) \cos \alpha}{h^2 (1 + \cos^2 \alpha) + 2\mu h^2 \cos^2 \alpha + b^2 \sin^2 \alpha} \right) \frac{1}{\sqrt{r^2 + \lambda^2 R^2}} \quad (3.80)$$

Denklemden, b ve h terimleri dikdörtgen kenar uzunluklarını ve dikdörtgen teller için b ve h'nin 2 / 3'e eşit bir fonksiyonu olarak dikkate alınması gereken korelasyon katsayısını ε gösterir.

3.4.2. Eğrisel Yayın Burulma Katılığının Sonlu Elemanlar Analizi ile Belirlenmesi

Sonlu elemanlar analizlerini gerçekleştirebilmek için öncesinde yaylar üç boyutlu olarak modellenmiştir.



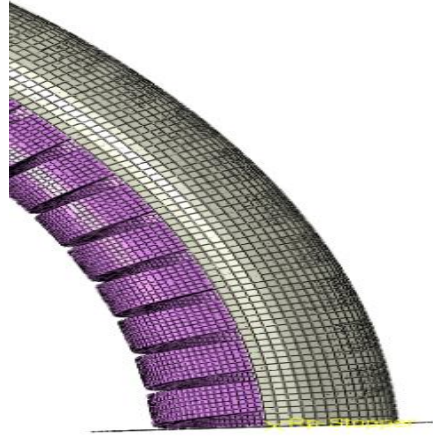
Şekil 3.47. Eğrisel yayın üç boyutlu olarak modellenmesi

Mesh yapısı, sonlu eleman analizleri için büyük bir rol oynar. Bu yapı, tüm modelin en küçük parçasını temsil etmektedir. Birçok analiz çalışması sonucunda eğrisel yaylar için en iyi sonucu veren parametre seçimleri Çizelge 3.2’ de verilmiştir. Analizler sırasında eleman boyutu 5 mm'den küçük seçildiğinde sonuçların aynı olduğu görüldüğünden dolayı parametrelerin seçimi tablodaki gibi yapılmıştır.

Çizelge 3.2. Sonlu eleman analizi için parametrelerin seçimi

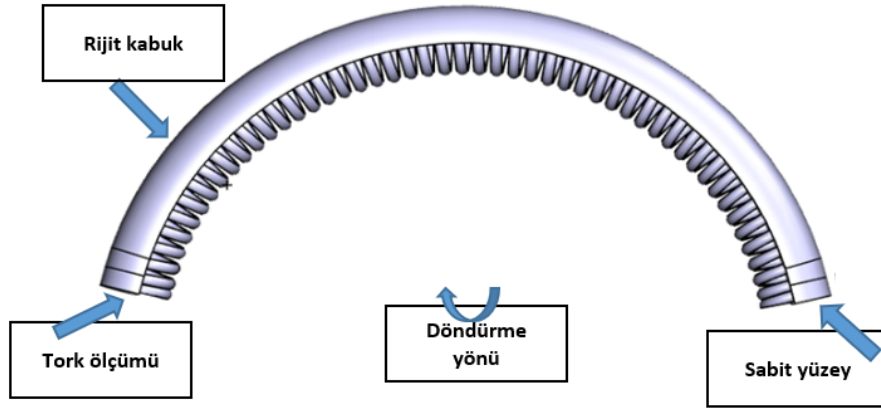
	Dairesel kesitli	Dikdörtgen kesitli
Eleman sayısı	407358	364924
Düğüm sayısı	302225	184020
Eleman tipi	Hexahedral	Hexahedral
Eleman boyutu	5 mm	5 mm

Bu seçilen parametreler ile oluşturulmuş mesh yapısı Şekil 3.48 ’de gösterilmiştir.



Şekil 3.48. Eğrisel yay mesh yapısı

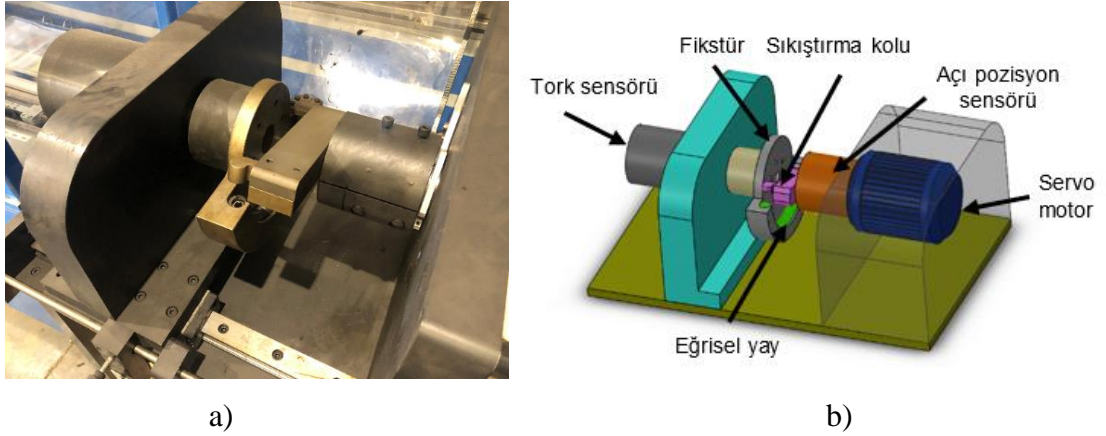
Dış kabuk sabit ve rijit kabul edilir. Eğrisel yayın bir ucu sabitlenir ve diğer ucuna torku ölçebilmek için açısal yer değiştirme verilir. Böylece sonlu eleman analizi için sınır koşulları belirlenmiş ve herhangi bir açığa karşılık gelen tork değeri ve gerilme değeri gözlemlenebilmektedir. Bu durum Şekil 3.49’ da şematize edilmiştir.



Şekil 3.49. Eğrisel yay sonlu elemanlar analizi sınır şartları

3.4.3. Eğrisel Yayların Burulma Katılığının Deneysel Olarak Bulunması

Burulma katılığının deneysel olarak bulunmasında kullanılan test düzeneği: bir sıkıştırma kolu, açı ve tork sensörleri, eğrisel yayı istenen açığa getiren bir servo motor ve yayın geometrik ölçülerine uygun bir fikstürden oluşmaktadır. Test tezgahının genel görünümü ve 3 boyutlu tasarımı Şekil 3.50’ de verilmiştir.



Şekil 3.50. Eğrisel yay test düzeneği: genel görünüm a), 3D görünüşü b)

Deney sırasında dairesel ve dikdörtgen kesitli yayların burulma katılığının bulunması amaçlanmıştır. İlerleyen bölümde karşılaştırma sonuçları da paylaşılacaktır. Burada kullanılan yaylar Şekil 3.51’ de gösterilmiştir.

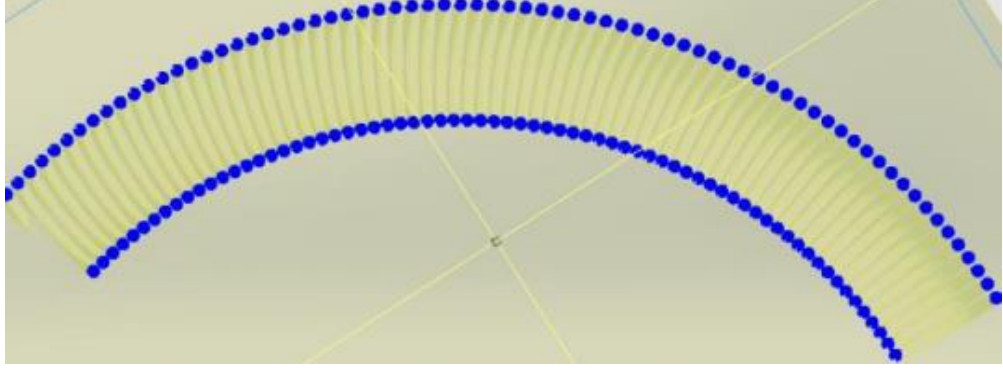


Şekil 3.51. Eğrisel yaylar: dairesel kesitli a), kare kesitli b)

Testlerin uygulanma prensibi sonlu elemanlar analizinde anlatıldığı gibidir. Yayın bir ucu sabit ve diğer ucundan tork uygulanarak, serbest konumundan tamamen kapalı konuma getirilmesi şeklindedir. Sıkıştırma kolunun sıkıştırma ve geri çekilme sırasında her bir açıya karşılık gelen tork değerleri ölçülür ve kaydedilir. Ortaya çıkan grafik histerezis eğrisidir. Sıkıştırma ve geri çekilme torklarının oluşturduğu eğrilerin ortalama eğrisi burulma sabitini vermektedir.

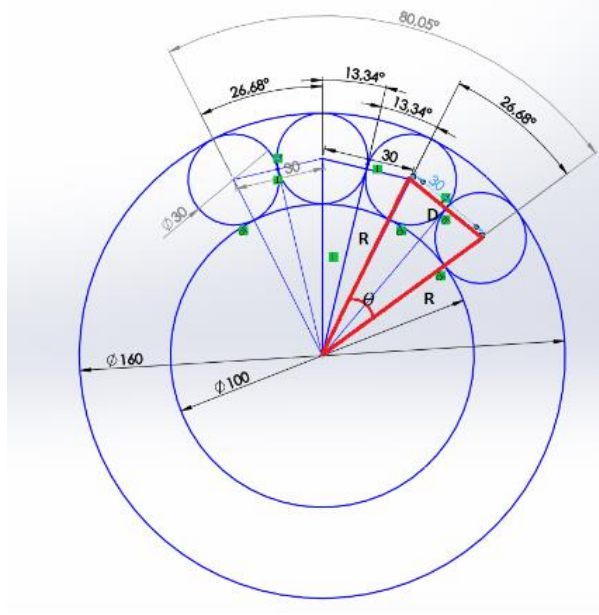
3.4.4. Eğrisel Yayların Blok Açısının Bulunması

Burada, yayın yük altında sarımlarının tamamen kapanma durumunu ifade eden blok açısı hesaplanacaktır. Yayın blok durumundaki kesit görüntüsü aşağıdaki gibi olacaktır.



Şekil 3.52. Eğrisel yay blok durumundaki kesit görüntüsü

Burada sıkışma durumunda alt kesitler birbirleri ile temas halinde olacağından, alt kesitteki iki tel çapının merkezleri arasındaki açı bulunup toplam sarım sayısı ile çarpılırsa, blok açısı bulunabilir. Bunun için aşağıdaki açıklayıcı şekil çizilmiştir. Kırmızı ile görülen üçgenden θ açısı bulunup sarım sayısı ile çarpılır.



Şekil 3.53. Blok açısının hesaplanması

Burada N sarım sayısı, R yayın yarı çapı d ise tel çapıdır. Üçgen eşliğinden;

$$d^2 = R^2 + R^2 - 2R^2 \cos \theta \quad (3.81)$$

$$\theta = \cos^{-1} \left(1 - \frac{d^2}{2R^2} \right) \frac{180}{\pi} \quad (3.82)$$

$$\beta = N\theta \quad (3.83)$$

Örnek olarak N=50; D=4 mm; R=160 mm değerleri uygulanır ise yay blokaj açısı aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\theta = \cos^{-1} \left(1 - \frac{4^2}{2 \cdot 160^2} \right) \frac{180}{\pi} \quad (3.84)$$

$$\beta = 50 * 1.43 = 71.62^\circ \quad (3.85)$$

3.4.5. Eğrisel Yayların Kütlelerinin Hesaplanması

Dairesel ve dikdörtgen tellerden üretilen eğrisel yaylarının kütleleri, aşağıda ifade edildiği gibi sırasıyla Eşitlik 3.86 ve Eşitlik 3.87 yardımıyla basitçe hesaplanır:

$$m=\rho \frac{\pi^2 d^2 n}{2} \sqrt{r^2+\lambda^2 R^2} \quad (3.86)$$

$$m=\rho 2\pi b h n \sqrt{r^2+\lambda^2 R^2} \quad (3.87)$$

ρ : Eğrisel yayın malzemesinin yoğunluğu

4. BULGULAR

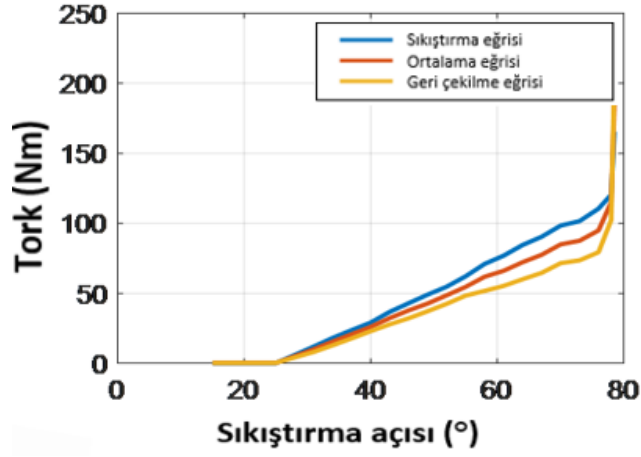
4.1. Matematiksel Modellerin Deneysel Testlerle Doğrulanması

C sınıfı bir aracın performans kriterlerine göre, bir çift kütleli volanın yayı, gerekli titreşim gereksinimlerini karşılayacak şekilde tasarlanmalıdır. Böyle bir tasarım sürecinde tasarım parametreleri, minimum geometrik boyutların ve yorulma ömrünü dikkate alarak malzeme kriterlerinin seçilmesiyle gerçekleştirilir. Bu kriterler dikkate alınarak parametreler Çizelge 4.1'de verildiği gibi seçilir.

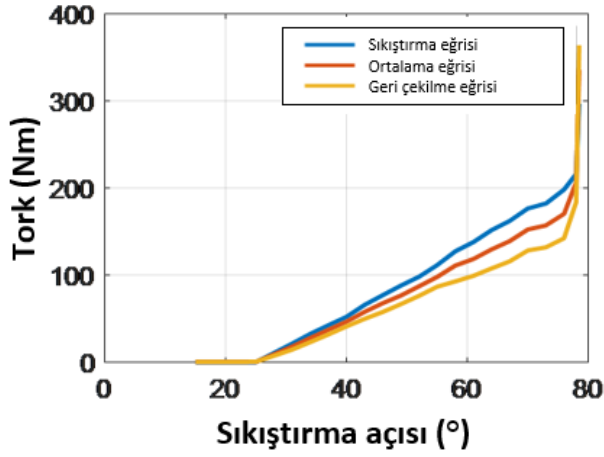
Çizelge 4.1. Deneysel test eğrisel yay tasarım parametreleri

Karakteristikler	Değerler	
	Dairesel kesit	Dikdörtgen kesit
Sarım sayısı, d, bxh	4 (mm)	5.75(mm) x 3.40 (mm)
Ortalama çap, D	19 (mm)	19.6 (mm)
Serbest açı, φ_0	160 (°)	160 (°)
Ortalama radyüs, R	110 (mm)	110 (mm)
Sarım sayısı, n	40.75 (-)	38.5 (-)
Elastisite modülü, E	206 (kN.mm ⁻²)	206 (kN.mm ⁻²)
Poisson oranı, μ	0.3 (-)	0.3 (-)

Çizelge 4.1' de verilen tasarım parametreleri ve verilen matematiksel modeller kullanılarak burulma katılıkları, dairesel kesitli yay için 1.90 (Nm/°) ve dikdörtgen kesitli yay için 3.47 (Nm/°) olarak bulunur. Ayrıca dairesel ve dikdörtgen tel profillerine sahip eğrisel yaylar için deneysel sonuçlar sırasıyla Şekil 4.1 ve Şekil 4.2' de verildiği gibi elde edilmiştir.

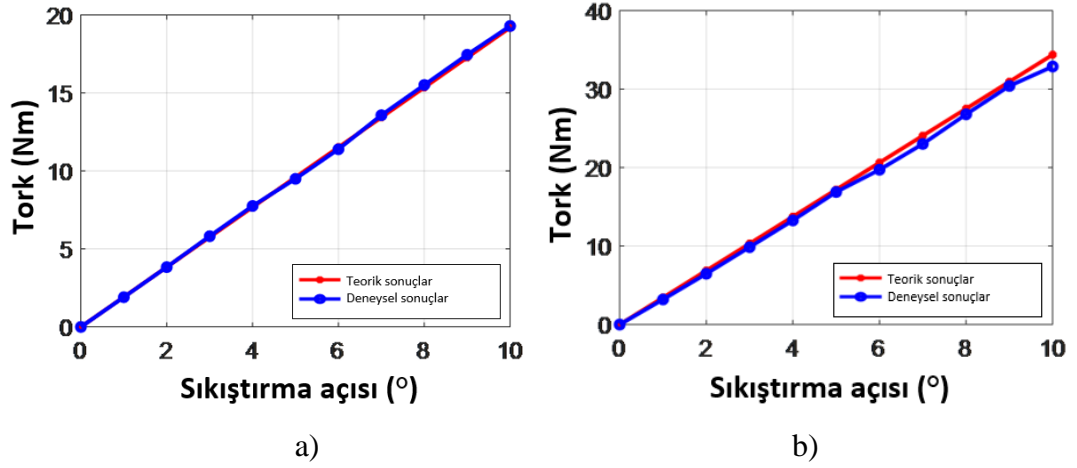


Şekil 4.1. Test sonuçları: Dairesel kesitli eğrisel yay



Şekil 4.2. Test sonuçları: Dikdörtgen kesitli eğrisel yay

Deneysel test sonuçları, iki farklı eğrisel yay için matematiksel modellerden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmış ve Şekil 4.3' te sunulmuştur. Daha önce açıklandığı gibi burulma katılığını hesaplamak için histerezis eğrisinden elde edilen ortalama tork değerleri dikkate alınmıştır. Şekil 4.3' ten de görülebileceği gibi, teorik ve deneysel sonuçlar iyi bir şekilde uyuşmaktadır. Dolayısıyla, geliştirilen matematiksel modellerin her iki yay türü için de güvenilir olduğu söylenebilir.



Şekil 4.3. Deneysel sonuçların matematiksel modelle karşılaştırılması: dairesel kesitli eğrisel yay a), kare kesitli eğrisel yay b)

4.2.Sonlu Eleman Analizlerinin Gerçekleştirilmesi

Bu bölümde, sonlu elemanlar analizi kullanılarak sıkıştırma açlarına karşılık gelen tork ve gerilme değerlerinin bulunması amaçlanmıştır. Çalışmalar sırasında, eğrisel yayda birçok sıkıştırma açısına karşılık gelen tork ve stres değerleri incelenmiştir ancak burada sadece yayların blok açısıyla ilgili sonuçlar verilmiştir. Çizelge 4.2’de verilen parametreler vasıtasıyla üç boyutlu dataları oluşturulmuş ve sonlu eleman analizleri gerçekleştirilmiştir.

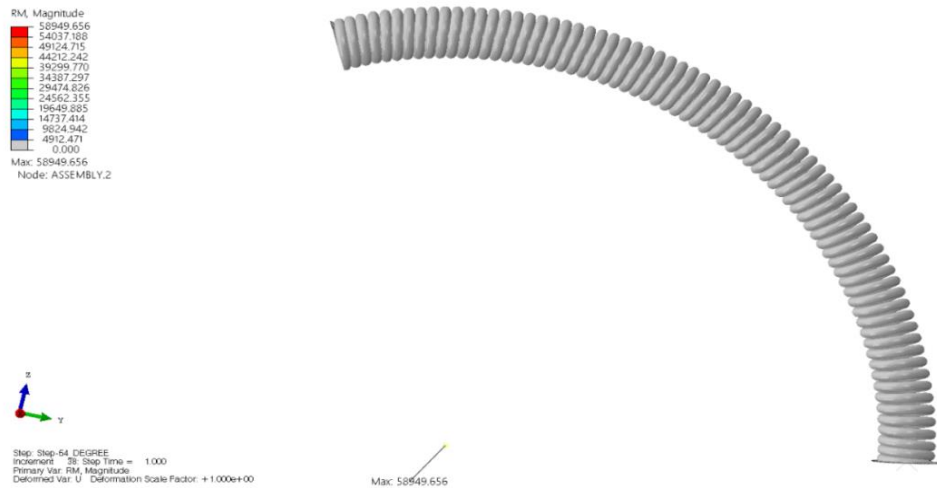
Çizelge 4.2. Sonlu eleman analizi eğrisel yay tasarım parametreleri

Karakteristikler	Değerler	
	Dairesel kesit	Dikdörtgen kesit
Tel çapı, d, bxh	2.5 (mm)	5.75(mm) x 3.40 (mm)
Ortalama çap, D	12.5 (mm)	19.6 (mm)
Serbest açı, φ_0	155 (°)	155 (°)
Ortalama radyüs, R	110 (mm)	110 (mm)

Çizelge 4.2. Sonlu eleman analizi eğrisel yay tasarım parametreleri (devam)

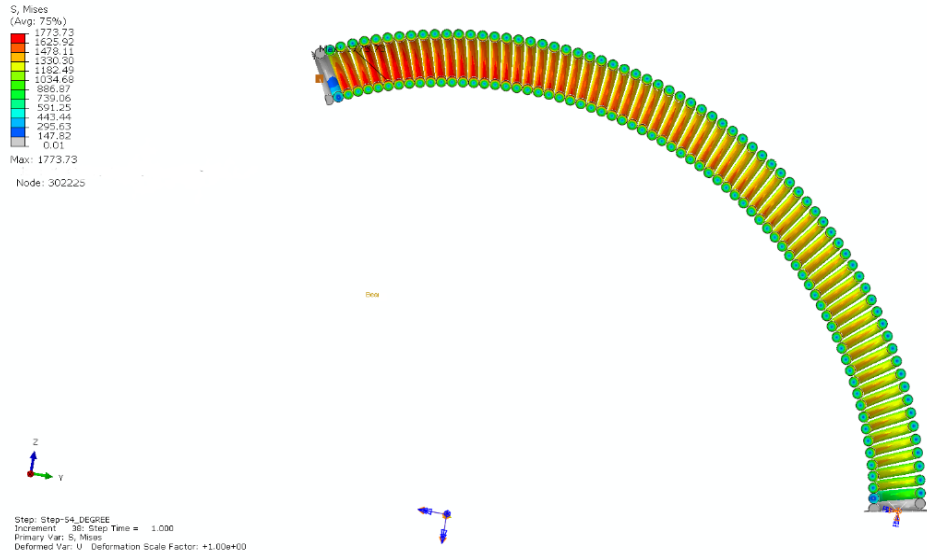
Sarım sayısı, n	65.5 (-)	38.5 (-)
Elastisite modülü, E	206 (kN.mm ⁻²)	206 (kN.mm ⁻²)
Poisson oranı, μ	0.3 (-)	0.3 (-)

Dairesel kesitli yay için burulma katılığı 54 derece sıkıştırma açısı için 1,1 Nm/° olarak bulunur.

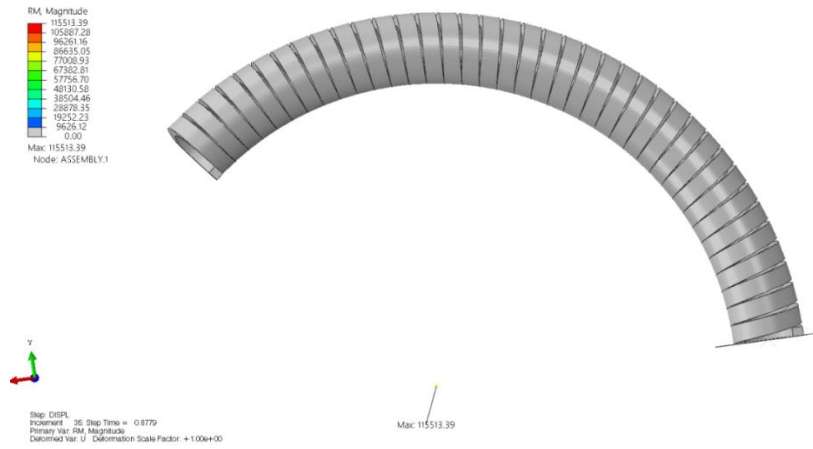


Şekil 4.4. Dairesel kesit, 54 derece sıkıştırma açısına karşılık gelen tork değeri

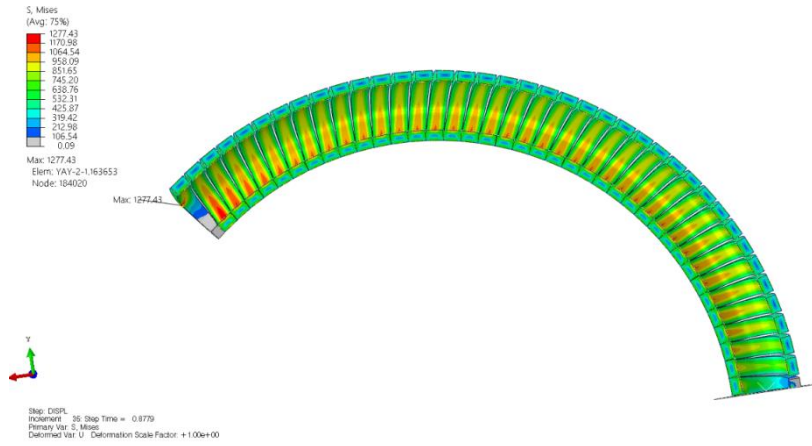
Dairesel kesitli yay için Von Mises gerilme değeri 54 derece sıkıştırma açısı için 1773,73 MPa olarak bulunur.



Şekil 4.5. Dairesel kesit, 54 derece sıkıştırma açısına karşılık gerilme değeri Dikdörtgen kesitli yay için burulma katılığı 30,7 sıkıştırma açısı için 3,76 Nm/° olarak bulunur.



Şekil 4.6. Dikdörtgen kesit, 54 derece sıkıştırma açısına karşılık gerilme değeri Dikdörtgen kesitli yay için Von Mises gerilme değeri 30,7 sıkıştırma açısı için 1773,73 MPa olarak bulunur.



Şekil 4.7. Dikdörtgen kesit, 30,7 derece sıkıştırma açısına karşılık gerilme değeri

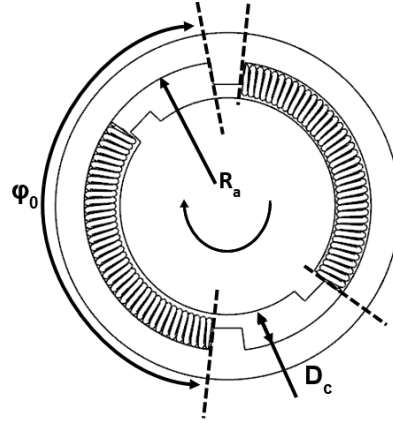
Seçilen dairesel kesitli eğrisel yayın burulma katılığı küçük olmasına rağmen stres değerinin dikdörtgen kesitli eğrisel yaya göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu nedenle, dikdörtgen kesite sahip eğrisel yayların belirli durumlarda ÇKV için düşük gerilme sağlayabileceği söylenebilir.

Çizelge 4.3. Sonlu elemanlar analizi sonuçlarının karşılaştırılması

	Katılık (Nm/°)	Gerilim değeri (MPa)
Dairesel kesit	1,1	1773,73
Dikdörtgen kesit	3,76	1277,43

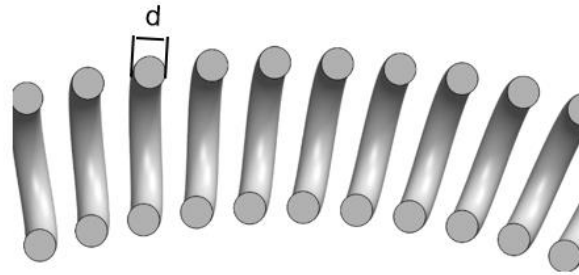
4.3.Yuvarlak ve Dikdörtgen Kesitli Eğrisel Yayların Kütlelerinin Karşılaştırılması

Bu bölümde doğrulanmış matematiksel model kullanılarak, burulma katılıkları eşit olacak şekilde tel kesitleri farklı iki eğrisel yay seçimi yapılacaktır. Bu yaylar aynı volanda kullanılmak üzere, tasarım parametrelerinin seçimi volanın kanal ölçülerine uygun şekilde gerçekleştirilir. Bu nedenle Şekil 4.8’ de gösterilen kanal çapı D_c , dış radyüs R_a ve serbest açı iki yay için seçilmiştir. Kütle formülünde ortalama çap olarak yuvarlak kesit için $D=D_c-d$ ve dikdörtgen kesit için $D=D_c-h$ seçilmiştir.

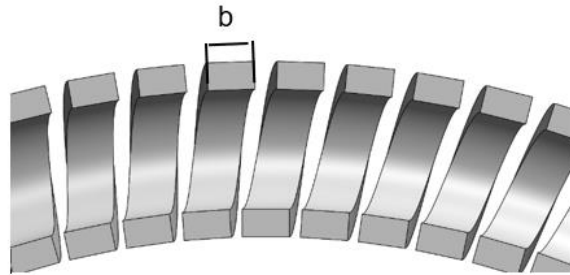


Şekil 4.8. Eğrisel yayın volandaki yeri ve volanın kanal ölçüleri

İki yayın kesit ölçülerinin gösterimi Şekil 4.9’da verilmiştir.



a)



b)

Şekil 4.9. Yay kesitlerinin gösterimi: yuvarlak kesitli a), dikdörtgen kesitli b)

Çizelge 4.4. Aynı volanda kullanılacak eğrisel yayların parametrelerinin seçimi

Karakteristikler	Değerler	
	Dairesel kesit	Dikdörtgen kesit
Tel çapı, d, bxh	4 (mm)	4 (mm) x 3.5 (mm)
Ortalama çap, D	19 (mm)	19.5 (mm)
Serbest açı, ϕ_0	130 (°)	130 (°)
Ortalama radyüs, Ra	110 (mm)	110 (mm)
Sarım sayısı, n	38 (-)	30 (-)
Elastisite modülü, E	206 (kN.mm ⁻²)	206 (kN.mm ⁻²)
Poisson oranı, μ	0.3 (-)	0.3 (-)
Yoğunluk, ρ	7.85 (g.cm ⁻³)	7.85 (g.cm ⁻³)

Yukarıda açıklanan koşullara göre, aynı volan için kullanılması amaçlanan her iki yay yayının tasarım parametreleri, matematiksel formüller kullanılarak burulma katılıkları kütleleri Çizelge 4.5 'te verildiği gibi bulunur

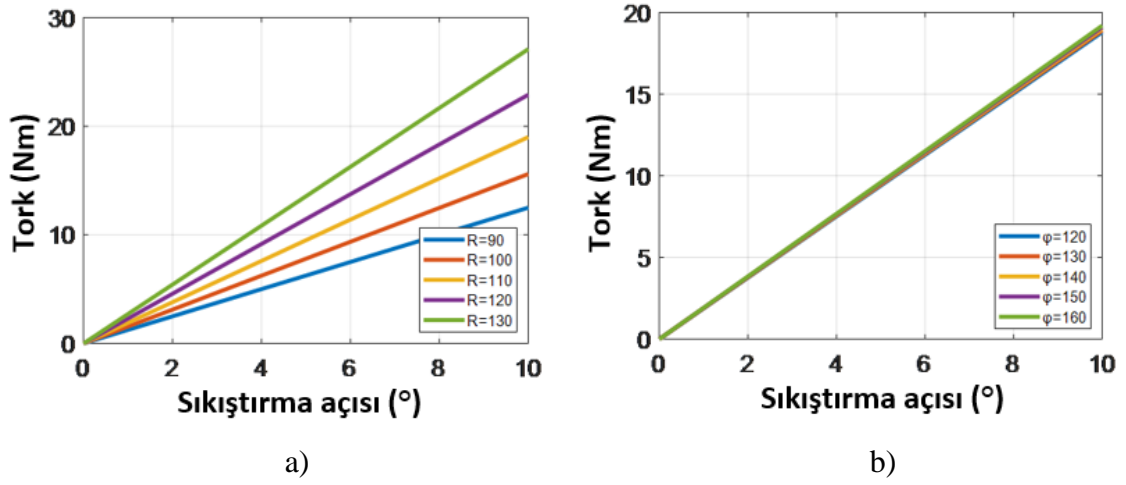
Çizelge 4.5. Burulma katılıklarına kütlelerin karşılaştırılması

	Dairesel kesit	Dikdörtgen kesit
K (Nm. °⁻¹)	2.05	2.05
m (g)	225.1	203.83

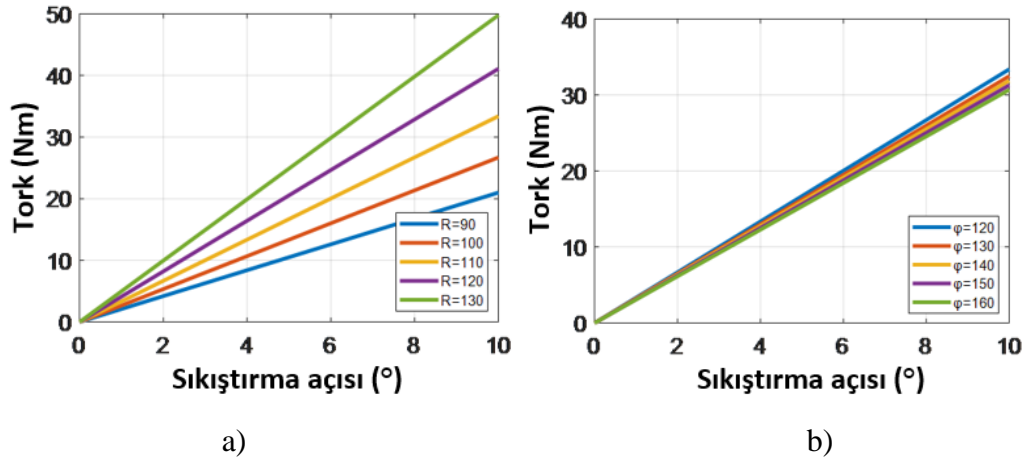
Sonuç olarak, aynı burulma katılıklarına sahip iki yay için, dikdörtgen kesitli eğrisel yayın %9,44'lük bir ağırlık tasarrufu sağladığı söylenebilir.

4.4.Tasarım Parametrelerinin Burulma Katılığına Etkileri

Serbest açı ve radyüs gibi eğrisel yay tasarım parametrelerinin burulma katılığı üzerindeki etkisini analiz etmek için, sıkıştırma açısına göre tork matematiksel formüller kullanılarak çizilmiştir. Yuvarlak kesitli eğrisel yaya ilişkin sonuçlar Şekil 4.10'da dikdörtgen kesitli eğrisel yaya ilişkin sonuçlar ise Şekil 4.11'de sunulmuştur. Radyüs artışının katılık değerlerini, serbest açı artışından çok daha fazla etkilediği görülmektedir.



Şekil 4.10. Yuvarlak kesitli yayın burulma katılığına etki eden parametreler radyüs a), serbest açı b)



Şekil 4.11. Kare kesitli yayın burulma katılığına etki eden parametreler radyüs a), serbest açı b)

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Sonuç olarak bu çalışmada, çift kütleli volanlarda kullanılan eğrisel yay, farklı teorik hesaplamalar ile ele alınmıştır. Dikdörtgen ve dairesel kesitli eğrisel yaylar için teorik burulma katılığı modeli oluşturulmuştur. Bu yayların blok açılarının hesaplanma yöntemi paylaşılmıştır. Burulma katılığını bulmak için deney düzeneği oluşturulmuş, iki tel profiline sahip farklı tasarımlar için test sonuçları alınmış, teorik modeller ile kıyaslanmıştır. Sonuçların birbiri ile uyumlu olduğu gözlemlenmiş, modellerin doğruluğu ispatlanmıştır. Daha sonra, yaylar üç boyutlu olarak modellenmiş, dış kısımlarına volanda yayları kavrayan kabuk modeli sabitlenmiş ve gerçek çalışma koşullarını temsil edecek şekilde sonlu eleman analizleri gerçekleştirilmiştir. Burulma katılığı sonuçlarının yanı sıra bu yaylara ait stres değerleri de elde edilmiştir. Sonrasında, aynı katılığa sahip iki farklı tel kesitindeki yaylar için hafif tasarım amacıyla, önce eğrisel yaylar için kütle hesaplama formülleri oluşturulmuş, oluşturulan modeller kullanılarak basit bir örnekle dikdörtgen kesitli yay için %9,44 daha hafif bir tasarım ortaya konmuştur. Son olarak, helisel yaylardan farklı olarak, eğrisel yayın tasarım parametrelerini oluşturan radyüs ve serbest açılarının burulma katılığını nasıl etkilediği incelenmiştir. Radyüs değerinin etkisinin serbest açığa oranla daha fazla olduğu gösterilmiştir. Neticede, bu çalışmanın çıktıları, çift kütleli volan yaylarının, sayısal ve deneysel olarak yorumlayabilmek adına üretici firmalar için iyi referanslar olabilir.

KAYNAKLAR

- Akdağ, M. 2019.** Yaylar. <https://kisi.deu.edu.tr/murat.akdag/dosyalar/TR2/Yaylar.pdf>- (Erişim Tarihi: 01.12.2020).
- Akkurt, M. 1984.** Makine elemanları. Birsen Yayınevi, İstanbul, 441-502 s.
- Albers, A. 2006.** Advanced development of dual mass flywheel design- noise control for today's automobiles.
https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/1_Dual_Mass_Flywheel_1.pdf- (Erişim Tarihi: 01.04.2020).
- Anonim, 2007.** Güç aktarma organları ders notları.
<http://www.teknikbelgeler.com/dokuman/belge/gucaktarmaorganlaridersnotlari.pdf>- (Erişim Tarihi: 16.12.2020).
- Anonim, 2008.** Teknik Bilgiler. <http://www.telbant.com.tr/teknik.html>- (Erişim Tarihi: 20.12.2020).
- Anonim, 2010.** Coiling of springs.
<https://encyclopedia2.thefreedictionary.com/Coiling+of+Springs-> (Erişim Tarihi: 03.01.2021)
- Anonim, 2015.** Elastic deflection Castigliano's method.
<https://www.slideshare.net/aapx/castiglianos-method-> (Erişim Tarihi: 8.12.2020).
- Anonim, 2016.** Otomobil kavrama (debriyaj) sistemi görevleri çalışması ve yapısı.
<https://aractamiri.blogspot.com/2016/02/otomobil-kavrama-debriyaj-sistemi.html>- (Erişim Tarihi: 21.06.2020).
- Anonim, 2019.** Technical brochure dual mass flywheel. Schaeffler Automotive Aftermark. <https://www.rexpert.com/en/mediadocument/LuK-TecBr-DMF-PC/en-> (Erişim Tarihi: 10.11.2020).
- Babalık, F. C., Çavdar, K. 2018.** Makine elemanları ve konstrüksiyon örnekleri. Dora Yayıncılık, Bursa, 299-359 s.
- Bourgois, G. 2016.** Dual mass flywheel for torsional vibrations damping. *Master's Thesis*, Chalmers University of Technology, Goteborg, Sweden.
- Budynas, R., Nisbett, K. 2006.** Shigley's mechanical engineering design. *McGraw-Hill*, 8: 501-550.
- Burhan, M. 2010.** Eksantrik yay yorulma cihazının tasarımı ve imalatı, *Yüksek Lisans Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.

Chen, D., Ma, Y., Sun, W., Guo, X., Shi, X. 2011. Research of design and vibration reduction of dual mass flywheel with arc helix spring. Proceedings of 2011 International Conference on Electronic & Mechanical Engineering and Information Technology, 12-14 August 2011, Harbin, China.

Chen, L., Zeng, R., Jiang, Z. 2015. Nonlinear dynamical model of an automotive dual mass flywheel. *Sage Journals*, 7(6): 1-11.

Chen, L., Zhang, X. Yan, Z. , Zeng, R. 2019. Matching model of dual mass flywheel and power transmission based on the structural sensitivity analysis method. *Symmetry*, 11(2): 1 – 29.

Childs, P.R.N. 2004. Mechanical design. Butterworth Heinemann. United Kingdom, 143-290 pp.

de Metsenaere, C. 2002. Fracture analysis of dual mass flywheel arc springs. *Technische Universiteit Eindhoven DCT Rapporten*, 078: 3-8.

Govinda, A., Annamalai, K. 2014. Design and analysis of arc spring used in dual mass flywheel. *International Journal of Engineering & Technology Research*, 2(1): 35-41.

Gönen, D. 2009. Kalıp yayı olarak dikdörtgen kesitli yaylar yerine dairesel kesitli yayların kullanılabilirliğinin incelenmesi. *Doktora Tezi*, BÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana bilim Dalı, Balıkesir.

Güllü, E., Kopmaz, O. 2003. Motorlu taşıt kavramasının dinamik analizi. *Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 9(3): 357-367.

Hocaoğlu, H. 2015. Kalıp yayları için yorulma deney cihazı tasarımı. *Yüksek Lisans Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana bilim Dalı, Bursa.

Johansson, D., Karlsson, K. 2017. Simulation models of dual mass flywheels. *Master's Thesis*, Chalmers University of Technology Goteborg, Sweden.

Koç, E. 2017. Makine elemanları. Akademisyen Kitabevi, İstanbul, 20-150 s.

Kutay, G. 2010. Elastik yaylar.

http://www.guven-kutay.ch/ozet-konular/10a_yaylar.pdf-(Erişim Tarihi: 01.08.2020).

Li, Z., Sandhu, J. 2013. Transmission torque converter arc spring damper dynamic characteristics for driveline torsional vibration evaluation. *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*, 6(1): 477-482.

Mahl, T. 2010. Modelling of an automotive dual mass flywheel. *IFAC Proceedings*, 43(18):517-523.

Mall, P., Fidlin, A., Krüger, A., Groβa, H. 2017. Simulation based optimization of torsional vibration dampers in automotive powertrain. *Elsevier*, 115(9): 244 – 266.

Meşeli, İ. 2017. Kavrama tipleri nelerdir ve nasıl çalışırlar. <https://analizsimulasyon.com/kavrama-tipleri-nelerdir/>-(Erişim Tarihi: 16.05.1993).

Schaper, U., Sawodny, O., Mahl, T., Blessing, U. 2009. Modeling and torque estimation of an automotive dual mass flywheel. American Control Conference, 10-12 June 2009, USA.

Tang, X., Hu, X., Yang, W., Yu, H. 2018. Novel torsional vibration modeling and assessment of a power-split hybrid electric vehicle equipped with a dual-mass flywheel. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 67: 1990-2000.

Şahin, S. 2015. Yorulma ve aşınma. http://www.cbu.edu.tr/salim.sahin/makine/malzeme_secimi/dersnotlari/6_ders.pdf-(Erişim Tarihi: 08.05.2020).

Uslugil, Y. 2014. . *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.

Wramner, L. 2017. Torsional vibrations in truck powertrains with dual mass flywheel having piecewise linear stiffness. In 2017 9th European Nonlinear Dynamics Conference, 25-30 June 2017, Budapest, Hungary.

Wang, Y., Qin, X., Huang, S., Deng, S. 2016. Design and analysis of a multi-stage torsional stiffness dual mass flywheel based on vibration control. *Applied Acoustics*, 104: 172-181.

Yamakaji, Y. 2016. Dynamics modeling of the arc spring for powertrain NVH prediction. Proceedings of the 1st Japanese Modelica Conference, 23-24 May 2016, Tokyo, Japan.

Yılmaz, A. 2019. İçten yanmalı motorlarda çift kütleli volan kullanımı ve taşıt güç aktarma sisteminin performansına etkileri. *Yüksek Lisans Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.

Zeng, L., Song, L., Zhouab, J. 2015. Design and elastic contact analysis of a friction bearing with shape constraint for promoting the torque characteristics of a dual mass flywheel. *Elsevier*, 92(10): 356 – 374.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Samet Fidancıoğulları
Doğum Yeri ve Tarihi : Bursa, 20.07.1994
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu
Lise : Coşkunöz Anadolu Teknik Lisesi
Lisans : Uludağ Üniversitesi, Makine Mühendisliği
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi, Makine Mühendisliği,
Makine Teorisi ve Dinamiği A.B.D.

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : Bosch A.Ş., 2016-2017
Aky Transfer Sistemleri, 2017-2018
Orhan Otomotiv, 2018-..

İletişim (e-posta) : sametfidanciogullari@gmail.com