

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR TİCARİ ARACIN SÜSPANSİYON SİSTEMİ İÇİN YAPRAK YAY
TASARIMLARI GELİŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Nilay GÜVEN

Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği

Programı : Konstrüksiyon

OCAK 2011

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR TİCARİ ARACIN SÜSPANSİYON SİSTEMİ İÇİN YAPRAK YAY
TASARIMLARI GELİŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Nilay GÜVEN

(503081209)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 20 Aralık 2010

Tezin Savunulduğu Tarih : 28 Ocak 2011

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Doç. Dr. Cemal BAYKARA (İTÜ)
Yrd. Doç. Dr. Cüneyt FETVACI (İÜ)

OCAK 2011

ÖNSÖZ

Yaprak yay tasarımı, sonlu elemanlar analizleri ve testlerini içeren bu çalışmada bana, Olgun Çelik A.Ş.'nin değerli bilgi ve deneyimlerinden yararlanarak yüksek lisans tezi yapma olanağı verdikleri için, Sn. Ahmet Kanbolat, Sn. Mustafa Karaağaç, Sn. Murathan Soner ve Sn. Tolga Erdoğan'a teşekkürlerimi sunarım. Tezimin sonlu elemanlar analizleri bölümünde verdiği destek ve çalışmalarında her konudaki yardımları için Sn. Murathan Soner'e ayrıca teşekkür ediyorum. Olgun Çelik A.Ş.'deki bütün çalışma arkadaşlarıma da yardımlarından dolayı teşekkür ediyorum.

Çalışmalarında bana yardımcı olan tez danışmanım Yrd. Doç. Dr. Vedat Temiz'e teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmalarım ve bütün hayatım boyunca desteğini esirgemeyen aileme, bana her zaman inandıkları ve güvendikleri için sonsuz teşekkürlerimi iletiyorum.

Aralık 2010

Nilay Güven
(Makine Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	iii
İÇİNDEKİLER	v
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xv
SUMMARY	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	2
1.2 Literatür Özeti	2
2. YAPRAK YAYLI SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ.....	5
2.1 Yaprak Yaylı Süspansiyon Sistemlerinin Görevleri	6
2.2 Yaprak Yaylı Süspansiyon Sistemlerinin Yapısı	7
2.2.1 Yaprak yaylı sabit ön süspansiyon sisteminin yapısı.....	8
2.2.2 Yaprak yaylı sabit arka süspansiyon sisteminin yapısı	9
2.2.3 Yaprak yayların ağır hizmet tipi araçlarda kullanılması	10
2.2.4 Yaprak yaylı süspansiyon sistemlerinin özellikleri	11
2.3 Yaprak Yaylı Süspansiyon Sistemlerinin Çalışması	11
3. YAPRAK YAY ÇEŞİTERİ VE ÇALIŞMA PRENSİPLERİ	13
3.1 Konvansiyonel Yaprak Yaylar	16
3.2 Parabolik Yaprak Yaylar	17
3.3 Havalı Süspansiyon Yaprak Yayları	18
4. YAPRAK YAYLARIN YAPISI	19
4.1 Yay Terimleri	19
4.2 Göz Çeşitleri.....	21
4.2.1 Düz uçlar	21
4.2.2 Düz normal göz	22
4.2.3 Çeyrek sarma.....	22
4.2.4 Tam sarma	23
4.2.5 Ters normal göz	23
4.2.6 Basık göz.....	23
4.2.7 Kaynaklı göz	24
4.2.8 Oval göz	24
4.3 Ara Katlar İçin Uç Şekilleri	25
4.3.1 Düz uç	25
4.3.2 Yamuk (trapezoidal) uç.....	25
4.3.3 Süzmeli uç.....	26
4.3.4 Süzmeli ve kesimli uç	26
4.4 Kesit Çeşitleri	26
4.5 Yaprak Yay Montajında Kullanılan Elemanlar.....	27

4.5.1 Burçlar.....	27
4.5.1.1 Vidalı burç.....	28
4.5.1.2 Kendinden yağlı burçlar	29
4.5.1.3 Düz burçlar	30
4.5.1.4 Kauçuk burçlar	30
4.5.1.5 Kauçuk yastık (darbe sönümleyici).....	31
4.5.2 Kúpeler	32
4.5.2.1 Tek parça C kúpe.....	32
4.5.2.2 Tek parça Y kúpe	32
4.5.2.3 Pahlı pimli kúpe	32
4.5.2.4 Çift cıvatalı kúpe	32
4.5.2.5 Perçinli kúpe.....	32
4.5.3 Merkez cıvatası	32
4.5.4 Merkez kelepçesi.....	33
4.5.5 Kelepçeler.....	34
4.5.5.1 Cıvatalı kelepçe	34
4.5.5.2 Perçinli kelepçe	35
4.5.5.3 Tek parça kutu kelepçe.....	35
4.5.5.4 İki parça kutu kelepçe	35
4.5.5.5 Asma kilitli kelepçe.....	36
4.5.5.6 Ters kelepçe.....	36
4.6 Yaprak Yay Çelikleri.....	36
5. YAPRAK YAY TASARIMI.....	39
5.1 Geometri.....	39
5.2 Yay Katsayısı, Yük ve Gerilme.....	40
5.3 Rijitlik Faktörü	44
5.4 Gerilme Dağılımı.....	47
5.4.1 Yaprak kalınlığı.....	48
5.4.2 Yaprak eğriliği.....	48
5.4.3 Adımlama	48
5.5 Yay Gözlerinin Dayanımı.....	50
5.6 Sürüş Kalitesi.....	51
6. FİZİKSEL TEST SONUÇLARI İLE BİLGİSAYAR DESTEKLİ SONLU ELEMANLAR ANALİZİ SONUÇLARINI DOĞRULAMA ÇALIŞMASI.....	53
6.1 Yaprak Yayın Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Gerilme Analizi.....	55
6.2 Yaprak Yayın Gerinim Ölçümleri	57
7. ARAÇ SÜSPANSİYONU İÇİN KONVANSİYONEL YAPRAK YAY TASARIMI	61
7.1 Konvansiyonel Yaprak Yay 1. Tasarımı	61
7.1.1 Doğrusal olmayan gerilme analizi ve sonuçları	64
7.2 Konvansiyonel Yaprak Yay 2. Tasarımı	66
7.2.1 Doğrusal olmayan gerilme analizi ve sonuçları	68
8. ARAÇ SÜSPANSİYONU İÇİN PARABOLİK YAPRAK YAY TASARIMI	71
8.1 Parabolik Yaprak Yay 1. Tasarımı	71
8.1.1 Doğrusal olmayan gerilme analizi ve sonuçları	72
8.2 Parabolik Yaprak Yay 2. Tasarımı	74
8.2.1 Doğrusal olmayan gerilme analizi ve sonuçları	76
9. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	79
9.1 Yorulma Ömrüne Etkiyen Faktörler.....	79
9.2 Sonuçların Değerlendirilmesi.....	80

KAYNAKLAR	83
ÖZGEÇMİŞ.....	85

KISALTMALAR

EN	: European Norm
BHN	: Brinell Hardness Number
SAE	: Society of Automotive Engineers
Si	: Silisyum
Mn	: Mangan
Cr	: Krom
V	: Vanadyum
S	: Kükürt
B	: Bor
SF	: Rijitlik faktörü (stiffening factor)

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 5.1 : Konvansiyonel yaprak yaylarda hesaplamalar için formüller [6].....	46
Çizelge 5.2 : Konvansiyonel yaprak yay kesitleri için atalet momentleri [6].....	47
Çizelge 6.1 : Sonlu elemanlar modeli özellikleri.....	56
Çizelge 6.2 : Kauçuk – çelik sürtünme katsayısı değerleri [18].....	56
Çizelge 6.3 : Gerinim ölçümü sonucu bulunan gerilme değerleri.....	60
Çizelge 6.4 : Analiz ve test sonuçları karşılaştırma.....	60
Çizelge 7.1 : Belirlenen genişlik ve kalınlıklar için atalet momentleri.	62
Çizelge 7.2 : Çelik-çelik sürtünme katsayısı değerleri [15].	65
Çizelge 7.3 : Belirlenen genişlik için atalet mometi.....	66
Çizelge 9.1: Tasarım sonuçlarının karşılaştırması.....	80
Çizelge 9.2: Tasarımların öngörülen ömür çevrimlerinin karşılaştırması.	82

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Yaprak yay görünümü.	1
Şekil 1.2 : Yaprak yay bağlantı şekilleri [1].	3
Şekil 2.1 : Araçta ivmelenme [3].	6
Şekil 2.2 : Araçta meydana gelen salınımlar.	7
Şekil 2.3 : Yaprak yay şasi bağlantısı.	8
Şekil 2.4 : Yaprak yayların ön süspansiyon sisteminde kullanılması [4].	9
Şekil 2.5 : Yaprak yayların arka süspansiyon sisteminde kullanılması [4].	10
Şekil 2.6 : Ana ve yardımcı yaylı süspansiyon sistemi [4].	11
Şekil 2.7 : Yaprak yaylı arka süspansiyon donanımı [4].	12
Şekil 3.1 : Yaprak yayların şasi bağlantılarına göre çeşitleri [14].	14
Şekil 3.2 : Yaprak yayların yüklü ve yüksüz konumları [14].	14
Şekil 3.3 : Yaprak yay sistemini meydana getiren parçalar [20].	15
Şekil 3.4 : Konvansiyonel yaprak yay [4].	16
Şekil 3.5 : Tek kademeli parabolik yaprak yay [8].	18
Şekil 3.6 : İki kademeli parabolik yaprak yay [8].	18
Şekil 3.7 : Havalı süspansiyon yaprak yayı	18
Şekil 4.1 : Yaprak yay terimleri için şekilsel gösterim [5].	20
Şekil 4.2 : Pozitif kavisli yaprak yayda yay terimleri [6].	21
Şekil 4.3 : Yüklü konumdaki yaprak yayda yay terimleri [6].	21
Şekil 4.4 : Düz uçlar [7].	22
Şekil 4.5 : Düz normal göz [7].	22
Şekil 4.6 : Çeyrek sarma [7].	22
Şekil 4.7 : Tam sarma [7].	23
Şekil 4.8 : Ters normal göz [7].	23
Şekil 4.9 : Basık göz [7].	24
Şekil 4.10 : Kaynaklı göz [7].	24
Şekil 4.11 : Oval göz [7].	24
Şekil 4.12 : Düz uç [6].	25
Şekil 4.13 : Yamuk uç [6].	25
Şekil 4.14 : Süzmeli uç [6].	26
Şekil 4.15 : Süzmeli ve kesimli uç [6].	26
Şekil 4.16 : A - Yarım daire köşeli lama [9].	27
Şekil 4.17 : B - Yarı yuvarlak köşeli lama [9].	27
Şekil 4.18 : C - Düz kenar-yuvarlak köşeli lama [9].	27
Şekil 4.19 : Tek parça C küpede vidalı burç [6].	28
Şekil 4.20 : Tek parça Y küpede vidalı burç [6].	29
Şekil 4.21 : Konik pimli küpede vidalı burç [6].	29
Şekil 4.22 : Çift cıvatalı küpede kendinden yağlı burçlar [6].	30
Şekil 4.23 : Çift cıvatalı küpede düz burçlar [6].	30
Şekil 4.24 : Sabit göz ekseninde kauçuk burçlar [6].	31
Şekil 4.25 : Küpede kauçuk burç [6].	31
Şekil 4.26 : Kauçuk yastık [6].	32

Şekil 4.27 : Aks üstü yaylarda merkez kelepçesi [6].	33
Şekil 4.28 : Merkez yuvası ile desteklenmiş merkez cıvatası [6].	34
Şekil 4.29 : Kauçuk yastıklı aks altı yaylarda merkez kelepçesi [6].	34
Şekil 4.30 : Cıvatalı kelepçe [6].	35
Şekil 4.31 : Perçinli kelepçe [6].	35
Şekil 4.32 : Tek parça kutu kelepçe [6].	35
Şekil 4.33 : İki parçalı kutulu kelepçe [6].	36
Şekil 4.34 : Asma kilitli kelepçe [6].	36
Şekil 4.35 : Ters kelepçe [6].	36
Şekil 5.1 : Yaprak yay geometrisi [6].	39
Şekil 5.2 : Yaprak yaylar için tasarım formülleri (kavis pozitifken, negatif değerlendirilen R_0 eğrilik yarıçapına sahip yüksüz yaylar) [6].	41
Şekil 5.3 : Parabolik yaprak yaylar için düşey yay katsayısı faktörü grafiği [6].	42
Şekil 5.4 : Parabolik yaprak yay kalınlık hesabı yaklaşımı [17].	44
Şekil 5.5 : Destek katlarının uzunluklarının yayın şekline olan etkisi [6].	50
Şekil 5.6 : Hotchkiss süspansiyon sistemi [12].	51
Şekil 6.1 : İki aşamalı parabolik yaprak yayın katı modeli.	53
Şekil 6.2 : Test makinesinde serbest halde yay katsayısı ölçümü.	54
Şekil 6.3 : İki aşamalı parabolik yaprak yayın serbest halde kuvvet - deplasman grafiği.	54
Şekil 6.4 : Yaprak yay sonlu elemanlar modeli sınır şartları [14].	55
Şekil 6.5 : İki aşamalı yaprak yayda en büyük yükte deplasman.	57
Şekil 6.6 : İki aşamalı yaprak yayda en büyük yükte gerilme.	57
Şekil 6.7 : Yaprak yayın araca bağlantı konumunda donanım üzerinde test makinasında görünümü.	58
Şekil 6.8 : İki aşamalı parabolik yaprak yayın araca bağlantı konumunda donanım üzerinde kuvvet - deplasman grafiği.	59
Şekil 6.9 : En büyük yükte gerinim ölçümü.	59
Şekil 7.1 : 1. tasarım konvansiyonel yaprak yayın katı modeli.	64
Şekil 7.2 : Konvansiyonel yaprak yay 1.tasarımında en büyük yükte deplasman.	65
Şekil 7.3 : Konvansiyonel yaprak yay 1.tasarımında en büyük yükte gerilme.	65
Şekil 7.4 : 2. tasarım konvansiyonel yaprak yayın katı modeli.	68
Şekil 7.5 : Konvansiyonel yaprak yay 2.tasarımında en büyük yükte deplasman.	69
Şekil 7.6 : Konvansiyonel yaprak yay 2.tasarımında en büyük yükte gerilme.	69
Şekil 8.1 : 1. tasarım parabolik yaprak yayın katı modeli.	73
Şekil 8.2 : Parabolik yaprak yay 1.tasarımında en büyük yükte deplasman.	73
Şekil 8.3 : Parabolik yaprak yay 1.tasarımında en büyük yükte gerilme.	74
Şekil 8.4 : 2. tasarım parabolik yaprak yayın katı modeli.	76
Şekil 8.5 : Parabolik yaprak yay 2.tasarımında en büyük yükte deplasman.	77
Şekil 8.6 : Parabolik yaprak yay 2.tasarımında en büyük yükte gerilme.	77

BİR TİCARİ ARACIN SÜSPANSİYON SİSTEMİ İÇİN YAPRAK YAY TASARIMLARI GELİŞTİRİLMESİ

ÖZET

Aracın konforu ve güvenliğinden sorumlu olan süspansiyon sisteminin temel amacı, ivmelenmenin araca etkilerini en aza indirmektir. Araç süspansiyon sistemi, gövde ve yol arasındaki bütün kuvvetleri süzmek ve iletme için, süspansiyon kolları, yaylar ve amortisörden oluşur. Yaprak yaylar günümüzde hafif ve ağır ticari araçlarda, otobüslerde ve demir yolu taşımacılığında çok kullanılan yaylandırma mekanizmalarıdır. Yaprak yay çeşitleri; konvansiyonel yaprak yaylar, parabolik yaprak yaylar ve havalı süspansiyon yaprak yayları olarak üç ana başlık altında toplanabilir. Konvansiyonel yaprak yaylar, kesit kalınlığının yay uzunluğu boyunca sabit olduğu çok katlı yaylardır. Konvansiyonel yaprak yaylara göre daha modern bir uygulama olan parabolik yaprak yaylar, kesit kalınlığının merkezden uçlara doğru azalarak parabolik bir şekilde değiştiği yaylardır. Havalı süspansiyon yaprak yayları ise hava yayları ile birlikte yaylanmayı sağlayan tek katlı parabolik yaprak yaylardır.

Bugünün otomotiv endüstrisinde, ürün maliyetlerini düşürmek ve daha kaliteli ve hafif ürünler geliştirebilmek için tasarımların bilgisayar destekli programlarla analiz edilmesi gerekmektedir. Böylece alternatif tasarımların içinden en iyi çözümün bulunması veya mevcut tasarımlarda ağırlık azaltma ve yorulma dayanımını artırma çalışmaları yapılabilmektedir. Bilgisayar destekli sonlu elemanlar analizleri ile geliştirilen her yeni tasarım için numune üretimi yapıp test edilmesine gerek kalmaz. En doğru tasarım bilgisayar ortamında belirlenir ve sadece son tasarımın numune üretimi ve testlerinin yapılır. Böylece zamandan ve üretim ve test maliyetlerinden tasarruf edilir.

Bu çalışmada ilk olarak, yaprak yaylı süspansiyon sistemlerinin ve yaprak yayların görevleri, yapısal özellikleri ve çalışma prensipleri araştırılmıştır. Yaprak yay çeşitleri ve özelliklerinden bahsedilmiştir. Yaprak yayların yapısı ve araca montajı için kullanılan elemanlar detaylı olarak incelenmiştir. Yaprak yaylarda kullanılan malzeme de çok önemli olduğu için yaprak yay çelikleri araştırılmıştır. Yaprak yay tasarımında kullanılan parametrelerden geometri, yay katsayısı, yük, gerilme ve sürüş kalitesi incelenmiştir. Bu parametreler kullanılarak örnek bir ticari aracının süspansiyon sistemi için alternatif yaprak yay tasarımları geliştirilmiştir. İki tane konvansiyonel yaprak yay tasarımı, iki tane parabolik yaprak yay tasarımı çalışması yapılmıştır. Bu tasarımların modellemesi Catia V5 programında yapıldıktan sonra Abaqus programında sonlu elemanlar gerilme analizleri, daha önce laboratuvar testleriyle doğrulaması yapılan bir yaprak yay sonlu elemanlar modeli referans alınarak yapılmıştır. Yorulma ömrüne etkileyen faktörler incelenerek, tasarımı yapılan yaprak yayların yapısal özelliklerine ve gerilme analizi sonuçlarına göre; ağırlık, sürüş kalitesi, yorulma ömrü ve maliyet açısından değerlendirmeleri yapılmıştır.

LEAF SPRING DESIGN DEVELOPMENT FOR A COMMERCIAL VEHICLE'S SUSPENSION SYSTEM

SUMMARY

The main propose of the suspension system, which is responsible for the vehicle comfort and safety, is to minimize the effects of the acceleration on vehicle. Vehicle suspension system consists of suspension beams, springs and shock absorbers to filter and transmits all the forces between body and road. Leaf springs are widely used compliant mechanisms on light and heavy commercial vehicles, buses and railway transportations. Leaf springs can be classified in three main topics: conventional leaf springs, parabolic leaf springs and air suspension leaf springs (air linkers). Conventional leaf springs are multileaf springs that cross sectional thicknesses are constant along the leaf length. Parabolic leaf springs are more modern applications than conventional leaf springs that consist of a leaf or a set of leaves, which are tapered from the middle, where leaf is thick, to the ends, where it is thinner, and the tapering steps down in a parabolic manner. Air suspension leaf springs are mono leaf parabolic springs that provide compliance with the air springs.

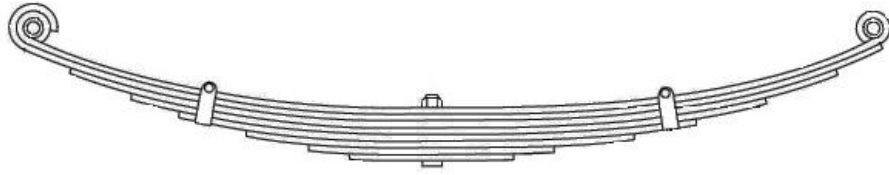
The automotive industry of today demands the analysis of designs using computer adided programs in order to reduce product costs and to allow for the design of higher quality and lighter products. Using these methods, it is possible to identify the best solution from among alternative designs, or to work on reducing the weight and increasing the fatigue resistance of existing designs. By using computer aided finite element analysis, there is no need to produce and test every single new design. The optimum design is determined by the analysis and only final designs sample's produce and tests are done. Thus, time and product and test costs are saved.

In this study, firstly the duties, constructive properties and working principles of leaf spring suspension systems and leaf springs were researched. Leaf spring types and properties were discussed. Construction of leaf springs and the vehicle assembly elements of leaf springs were investigated. Since the leaf spring materials are very important, a research on leaf spring steels was done. The parameters; geometry, leaf spring rate, load, stress and ride quality that used in leaf spring design were studied. By using these parameters, alternative leaf spring designs were developed for a sample commercial vehicle's suspension system. Two pieces of conventional leaf spring designs and two pieces of parabolic leaf springs design were studied. The leaf spring designs were modeled by using software Catia V5 and the finite element stress analysis were simulated by using software Abaqus with reference to a leaf spring finite element model that analysis results confirmed by laboratory test results. The factors that affect the fatigue life were investigated and leaf spring designs were evaluated on the basis of weight, drive quality, fatigue life and cost, considering structural attributes and the results of the finite element stress analysis.

1. GİRİŞ

Süspansiyon sistemleri, aracın konforu ve güvenliğinden sorumludur. Bir süspansiyon sisteminin temel amacı, ivmelenmenin araca etkilerini en aza indirmektir. Yaygın olarak bu ivmelenme aracın seyahat ettiği yolun yüzeyindeki düzgünsüzlükten meydana gelir. Tekerlekler ve araç gövdesi arasındaki düşey esneklik, bir yay veya enerji depolama elemanı geçici olarak enerjiyi depolayıp salarken tekerleklerin bu düzgünsüzlüklere karşı koymasına izin verir ve bu, araç gövdesini aşırı ivmelenmelere karşı yalıtır. Bunun yanında sistemdeki salınımların çabuk yok edilmesi için sistem bir sönümleme elemanını da içerir.

Süspansiyon sistemleri ilk olarak at arabalarında kullanılmaya başlandı. Süspansiyon (askı) kelimesi, taşıyıcı gövdeyi bir iskeletten tekerleklerle bağlanmış deri kayışlarla asma girişiminden gelmiştir [1]. Bu sistemlerin geliştirilmesiyle Şekil 1.1'deki gibi çelik lamalardan oluşan yaprak yaylar yaygın olarak kullanılmaktadır. Yaprak yaylar, araçlarda süspansiyon için yaygın olarak kullanılan bir yay çeşididir. Tarihi, orta çağlara dayanan en eski yaylandırma biçimidir.



Şekil 1.1 : Yaprak yay görünümü.

Yaprak yaylar, yaylanma fonksiyonlarının yanında konumlama ve bir derece sönümleme özelliği gösterirler. İç yaprak sürtünmesi sönümleme hareketi sağlarken, bu çok iyi kontrol edilemez ve süspansiyon sisteminin hareketinde statik sürtünmeye yol açar. Bu nedenle üreticiler tek katlı yaprak yayı ve daha modern bir uygulama olan parabolik yaprak yayı geliştirmişlerdir. Bu yaylarda, genelde katlar arasında bulunan kauçuk takozlar ile katların birbirine teması önlenir.

Yaprak yaylı süspansiyon sistemleri, ağır ticari araçlarda, hafif ticari araçlarda, otobüslerde ve demir yolu araçlarında yaygın olarak tercih edilen sistemlerdir.

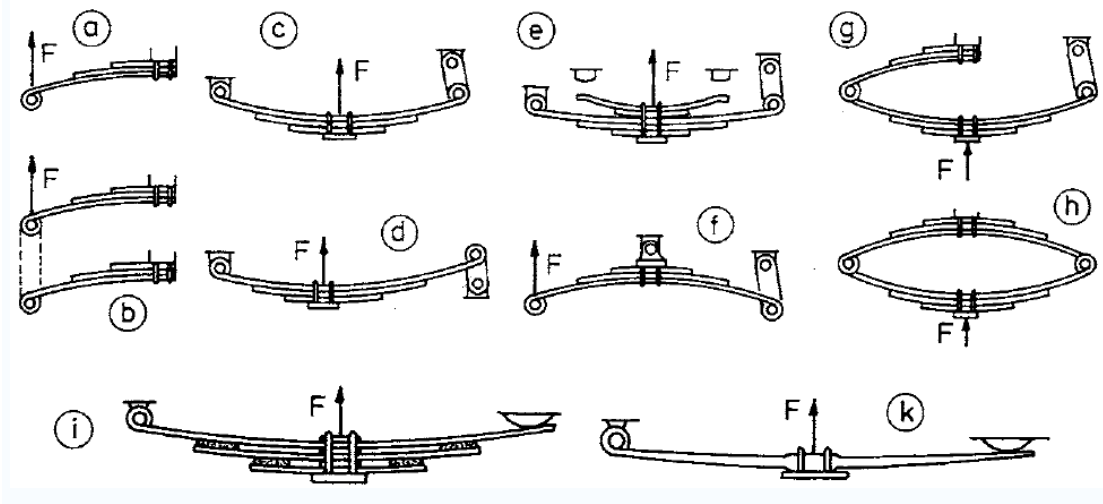
1.1 Tezin Amacı

Tezin amacı, süspansiyon sistemlerinin ve yaprak yayların yapısal özelliklerinin ve tasarım sınırlandırmalarının incelenmesiyle, örnek bir ticari araç için alternatif yaprak yay tasarımlarının geliştirilmesi, Abaqus programında sonlu elemanlar gerilme analizlerinin yapılması ve bu tasarımların yorulma ömrü, konfor, ağırlık ve maliyet açısından değerlendirmesidir.

1.2 Literatür Özeti

Yaprak yaylar, yol koşulları nedeniyle ani olarak şasi ve aktarma organlarına gelen yüklerin oluşturduğu enerjiyi üzerinde depolayıp, daha sonra açığa çıkararak sürüş konforu ve emniyeti sağlayan süspansiyon elemanlarıdır. Yaprak yaylar, otomobillerde 1970'lere kadar Avrupa ve Japonya'da, 1970'lerin sonlarında Amerika'da önden çekişli araçlara geçişe kadar çok yaygındı ve daha sonra daha karmaşık süspansiyon tasarımlarında otomobil imalatçılarının helisel yay kullandığı görüldü. Bugün yaprak yaylar hala ticari araçlarda ve demiryolu taşımacılığında kullanılır. Ağır araçlar için, helisel yaylar yükü tek bir noktaya transfer ederken yaprak yaylar yükü aracın şasisine daha geniş yayma avantajına sahiptir. Helisel yayların aksine yaprak yaylar arka aksta da kullanılır, yön verici çubuklar ve Panhard çubuğu ihtiyacını ortadan kaldırır, böylece basit bir canlı dingil arka süspansiyon sisteminde maliyeti ve ağırlığı azaltır.

Yaprak yaylar, boyları birbirinden farklı, lama şeklindeki parçaların üst üste konmasıyla oluşturulur. Parçaların tümü, bir merkez cıvatasıyla birbirine bağlanır. Yayların dağılmasını önlemek için saç kelepçeler veya kılıflar kullanılır. Ana yaprağın her iki ucu kıvrılarak yay bağlantı gözleri oluşturulur. Ön askı sisteminde ön dingile, arka askı sisteminde arka köprüye U cıvatalarıyla bağlanır [2]. Farklı yaprak yay modellerinin farklı bağlantı şekilleri mevcuttur (Şekil 1.2).



Şekil 1.2 : Yaprak yay bağlantı şekilleri [1].

Yaprak yaylar üç ana grup altında toplanabilirler.

- Konvansiyonel yaprak yaylar: Boyları kademeli olarak değişen sabit kalınlıklı en az üç adet katın bir araya getirilmesi ile tasarlanmış yaprak yaylardır. Bu yaylar, yaylanma katsayısının tek ya da birden çok değerlerde olması durumuna göre, kademesiz veya muavinli olarak üretilmektedir.

- Parabolik yaprak yaylar: Kesit kalınlıkları parabolik olarak değişen yaprak yaylardır. Konvansiyonel yaprak yaylara göre daha az kattan oluşur (Şekil 1.3).

- Havalı süspansiyon yayları: Havalı süspansiyonlarda, bağlantı elemanı ve kaldırma kolu olarak kullanılmakta olup, kesit dağılımları parabolik olarak değişmektedir.

Konvansiyonel yaprak yaylara göre daha modern bir uygulama olan parabolik yaprak yaylar, kalınlığı merkezden uçlara doğru parabolik bir eğriyi takip ederek değişen daha az yapraktan oluşmasıyla karakterize edilmiştir. Bu tasarımda, iç yaprak sürtünmesi istenmez ve bu nedenle yaylar arasında sadece uçlarda ve aksa bağlandığı merkezde temas vardır. Boşluklar, diğer noktalardaki teması önler. Parabolik yaprak yayların ana avantajı, ağırlığın azalmasının yanında, araca helisel yayların seviyesinde sürüş kalitesi olarak yansıyan çok büyük esneklikleridir. Parabolik yayların karakteristiği, daha iyi sürüş konforuna sahip olması ve konvansiyonel çok katlı yaylar gibi sert olmamasıdır. Daha iyi konfor için otobüslerde yaygın olarak kullanılır [2].

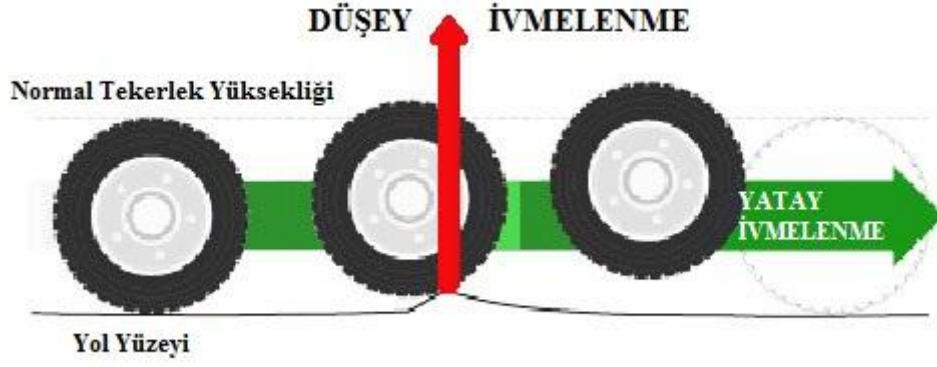
2. YAPRAK YAYLI SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ

Araç gövdesi ile tekerlekler arasına yerleştirilen süspansiyon sistemi, aracın gövdesini taşır ve gövde ile yol arasındaki bütün kuvvetleri iletir, sürüş konforu ve emniyetinden sorumludur. Bu özellikleri olumlu yönde etkilemek için yarı aktif veya aktif parçalar tanımlanmıştır. Bu, süspansiyon sisteminin çeşitli sürüş şartlarına uyum sağlamasına yarar .

Araç süspansiyon sistemi, gövde ve yol arasındaki bütün kuvvetleri süzmek ve iletmek için, süspansiyon kolları, yaylar ve amortisörden oluşur. Yaylar, gövde kütlesini taşır ve gövdeyi yol bozukluklarından izole eder ve bu da sürüş konforunu sağlar. Amortisör, sürüş güvenliğine ve konforuna destek verir. Onun görevi, tekerlek salınımlarından kaçınmanın sürüş güvenliği anlamına geldiği yerde, gövde ve tekerlek salınımlarını sönmektir [3].

Süspansiyon sistemi aracın ağırlığını taşıdığı gibi lastiklerin yola tutunmasını da sağlamalıdır. Aracın yol tutuşu hayati önem taşır; çünkü aracın aktif güvenliği, dengesi ve konforu bu sistemin sağlıklı çalışmasına bağlıdır [4]. Müdahale edilmemiş bir yapıda, bütün tekerleklerin dikey enerjisi, aynı yönde hareket eden şasiye iletilir. Bu durumda tekerlekler yol ile temasını tamamen kaybedebilir. Daha sonra yer çekiminin etkisi altında tekerlekler yola çarpabilir.

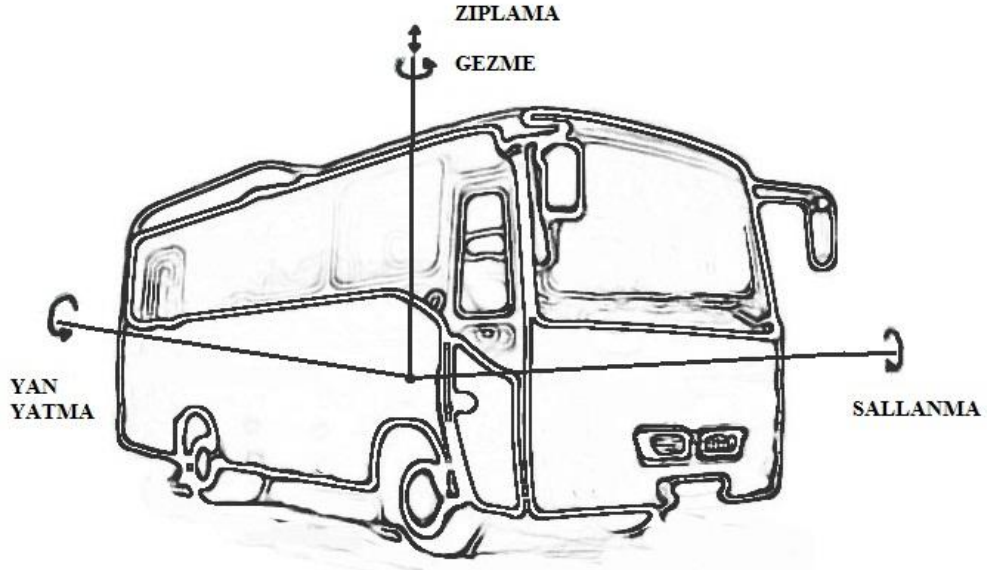
Bizim ihtiyacımız olan, Şekil 2.1’de görüldüğü gibi tekerlekler yolda tümseklerle veya çukurlarla karşılaşırken, dikey ivmelenen tekerleklerin enerjisini sönmeyecek, şasinin ve gövdenin rahat hareketine izin verecek bir sistemdir [3].



Şekil 2.1 : Araçta ivmelenme [3].

2.1 Yaprak Yaylı Süspansiyon Sistemlerinin Görevleri

Araç seyir halindeyken meydana gelen salınımlar, Şekil 2.2’de görüldüğü gibi; yan yatma, sallanma, zıplama ve gezme olarak tanımlanabilir. Sallanma, aracın ağırlık merkezine göre ön ve arkasının aşağı yukarı hareket etmesidir. Bu sallantı özellikle, aracın pürüzlü ve kasisli, çok çukurlu yollarda kullanıldığı durumlarda meydana gelir. Yan yatma hareketinde, bozuk bir yolda araç döndüğünde veya hareket halinde iken aracın bir tarafındaki yay kısılırken diğeri uzamaya başlar. Bunu sonucunda aracın gövdesi bir taraftan diğer tarafa yanal hareketler yapar. Zıplama, aracın tümüyle aşağı yukarı hareketidir. Düzgün olmayan yollarda araç yüksek hızlarda kullanıldığı zaman meydana gelir. Yaylar yumuşak olduğunda da zıplama artar. Gezme, aracın ağırlık merkezine bağlı olarak aksenal merkezden sağa ya da sola hareketidir.



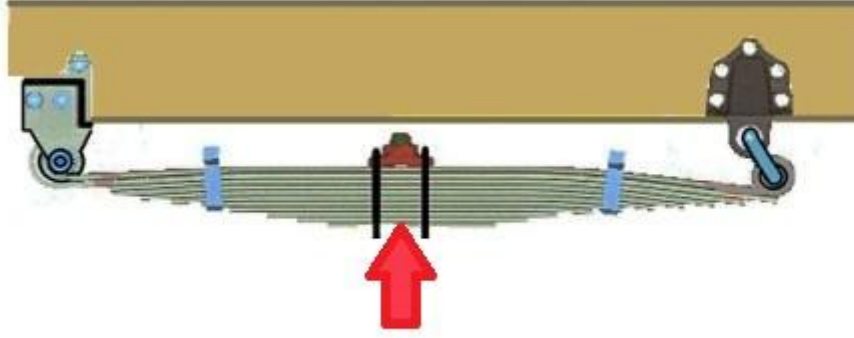
Şekil 2.2 : Araçta meydana gelen salınımlar.

Yaprak yaylı süspansiyon sistemleri, sürüş esnasında lastikler ile birlikte çalışarak yolcuları veya taşınan yükü korumak ve sürüş konforunu iyileştirmek amacıyla yol yüzeyinin yapısından kaynaklanan titreşimleri, salınımları ve ani şokları sönümleyerek yumuşatır. Aynı zamanda şasi ve kaportayı da korumuş olur. Yol yüzeyi ile tekerlekler arasındaki sürtünmeye bağlı olarak ortaya çıkan sürüş ve fren kuvvetlerini gövdeye aktarır. Akslar üzerinde gövdeyi taşır ve gövde ile tekerlekler arasındaki uygun geometrik ilişkiyi sağlar. Yol ile tekerlekler arasında teması kaybetmeden güvenli dönüş yapmayı sağlar [4]. İyi bir süspansiyon sisteminin özellikleri; konfor için gereken durağanlık ile uyumlu en büyük yer değiştirme, bütün sürüş açısından diğer araç parçalarıyla uyumlu olması, uygun yorulma ömrü, en düşük ağırlık, düşük bakım, kuruluş ve işletme maliyeti, en az düzeyde lastik aşınması, en az düzeyde tekerlek zıplamasıdır.

2.2 Yaprak Yaylı Süspansiyon Sistemlerinin Yapısı

Yaprak yaylar üst üste konmuş yay yapraklarından oluşur. En uzun yayın ön ucu kıvrılmak suretiyle bir yay gözü meydana getirilmiştir. Bu kısımdan yay askısına bir cıvata ile asılmıştır. Cıvata ile askıdaki yuvası arasına burçlar yerleştirilmiştir. Böylece metalin metale teması engellenmiştir. Bu burçlar titreşimleri üzerlerine alır ve kendi yapılarında yok ederek şasiye iletilmesine engel olur. Aynı zamanda yay

eğilmeye çalışırken yay gözünün ileri geri bükülmesine müsaade eder. Ana yaprak yayın arka ucu da bir yay gözü meydana getirecek şekilde bükülmüştür. Bu göz bir yay küpesi üzerinden aracın şasisine bağlanmıştır. Yay küpesi yayın eğilmeye çalışması sırasında yay boyunun değişmesine olanak sağlar [4]. Şekil 2.3'te bu şekilde bir yaprak yay şasi bağlantısı görülmektedir.

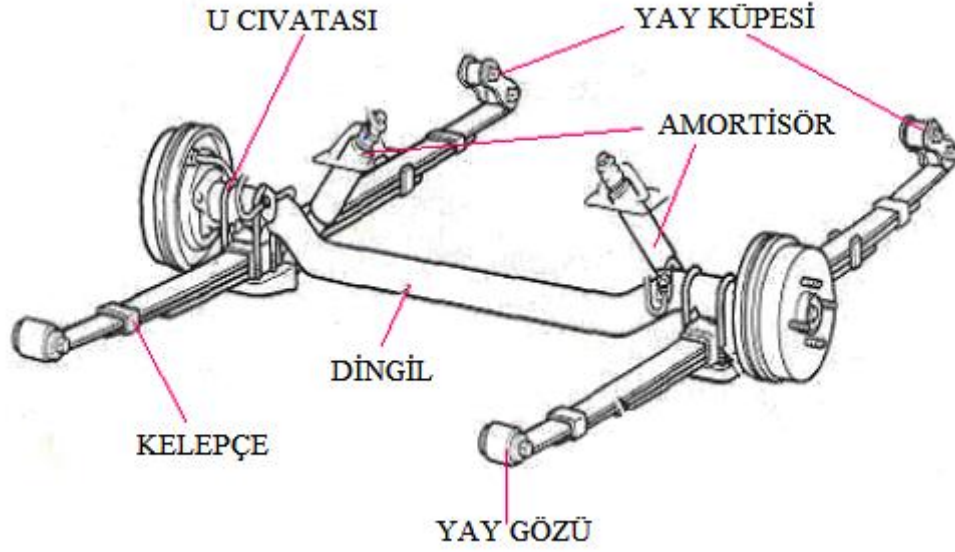


Şekil 2.3 : Yaprak yay şasi bağlantısı.

2.2.1 Yaprak yaylı sabit ön süspansiyon sisteminin yapısı

Yaylar ön dingile iki adet “U” cıvatası ile sabitlenmiştir. Amortisör ön dingil ile şasi arasına bağlanmıştır. Yaprak yayın ön tarafı şasiye sabitlenmiş, arka kısmı ise yay küpesi vasıtasıyla serbest hareket edebilecek şekilde şasiye bağlanmıştır.

Tekerleklerden gelen darbeleri ilk karşılayan yaprak yaydır. Yay bu darbeyi küpe tarafından uzayarak sönmölemeye çalışır. Yaprakların birbiri üzerinde sürtünmesi ve lastik takozlar da bu sönmölemeye yardımcı olur. Sönmöleme süresini kısaltmak için amortisör devreye girerek salınım süresini kısaltır. Daha çok ticari amaçlı kamyon ve iş makinelerinde kullanılır [4]. Bu süspansiyon sisteminin yapısı Şekil 2.4'te görölmektedir.



Şekil 2.4 : Yaprak yayların ön süspansiyon sisteminde kullanılması [4].

2.2.2 Yaprak yaylı sabit arka süspansiyon sisteminin yapısı

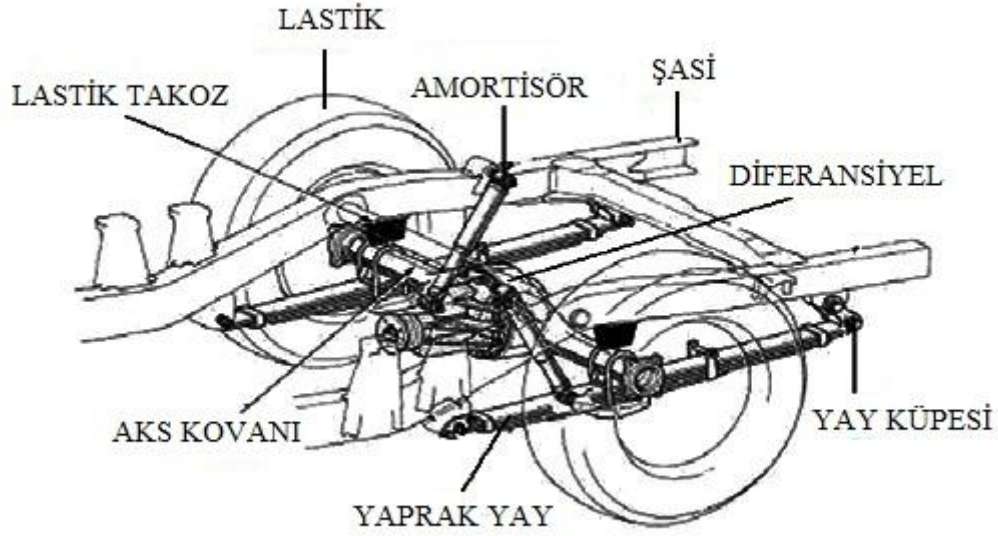
Hafif yük taşıtlarının arka süspansiyon sisteminde kullanılırlar. Bu askı donanımı; yaprak yaylarla beraber kullanılan aks tipi, diferansiyel, aks milleri ve poyranın beraberce oluşturduğu sabit bir ünedir (Şekil 2.5).

Yaprak yaylar, frenleme kuvvetine, yüklerin oluşturduğu kuvvetlere ve tahrik kuvvetine dayanacak şekilde aşağı yukarı hareket eder. Sabit aks kovanı yaprak yaylarla gövdeye tutturulmuştur.

Arka süspansiyon, ön tekerleklerin, direksiyon pozisyonlarından etkilenmeden hareket edebilmesi için, arka aksı olması gereken konumda tutacak şekilde tasarlanmıştır.

Yaprak yay ile aks ayrı bir bağlantı gerektirmediğinden yapısı basit fakat kuvvetlidir.

Aks, yayların taşıyıcısı olduğundan yumuşak yay kullanılması zordur. Bu nedenle sürüş konforu iyi değildir. Ani hızlanma ve frenleme torku dairesel salınım ve titreşime neden olur. Bunu önlemek için amortisörlerden biri aksın önüne, diğeri arkasına bağlanır. Dönüşlerde ise aracın ön kısmının dalmasına ve arkasının yükselmesine neden olur [4].

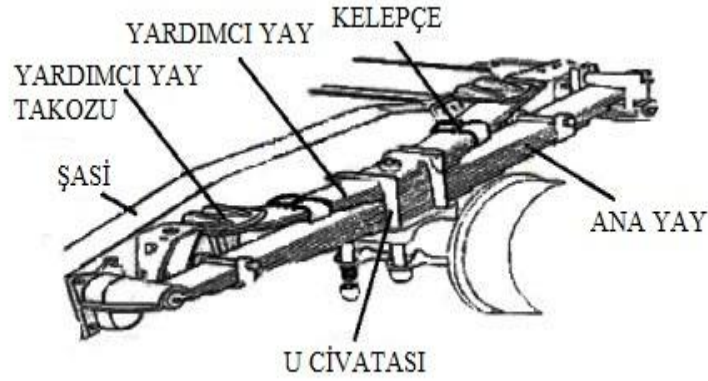


Şekil 2.5 : Yaprak yayların arka süspansiyon sisteminde kullanılması [4].

2.2.3 Yaprak yayların ağır hizmet tipi araçlarda kullanılması

Ağır hizmet tipi araçlarda kullanılmakta olan yaprak yay, hafif araçlarda kullanılanların tersine arka köprüye bindirilmiş durumdadır. Bu tür araçlarda ana yaprak yayın üstünde bir de yardımcı yay kullanılabilir. Yardımcı yay ancak aşırı yükleme durumlarında çalışmaktadır. Birbiri üzerinde esneme yapacak şekilde arka köprüye iki adet “U” cıvatasıyla bağlanmıştır. Yol darbelerini ilk karşılayan ana yaprak yaydır.

Aracın ani olarak tümseklere binmesi durumunda ana yayda aşırı sıkışma meydana gelir. Bu durumda ana yay büyük miktarda esneme hareketine girişirken yardımcı yayın uçları şasi çerçevesinin üzerindeki tamponlara kadar dayanır. Böylece kendi gerilmesini ana yayın gerilmesine ilave eder [4]. Bu şekilde bir süspansiyon sistemi Şekil 2.6’da görüldüğü gibidir.



Şekil 2.6 : Ana ve yardımcı yaylı süspansiyon sistemi [4].

2.2.4 Yaprak yaylı süspansiyon sistemlerinin özellikleri

Yaprak yayların konumu araç üzerinde sabittir. Aks üzerine uygun konumda bağlantısı kolay yapılır, ancak çok yer kaplar.

Ağır hizmet kullanımı için yaprak yaylı süspansiyon sistemi yaygın olarak kullanılır ve oldukça dayanıklıdır.

Konvansiyonel yaprak yaylarda yaprak iç sürtünmeleri nedeniyle yol yüzeyinden gelen küçük titreşimleri sönmömleri zordur.

Sürüş konforu parabolik yaprak yaylarda konvansiyonel yaprak yaylara göre daha iyidir. Bundan dolayı ağır hizmet tipi ticari araçlarda genelde konvansiyonel yaprak yaylar, hafif ticari araçlarda ve otobüslerde genelde parabolik yaprak yaylar kullanılır.

Kalkış ve duruş sarsıntılarını sönmömleri iyidir.

Yaprak yayın katlarından bir tanesi kırıldığı zaman tamamının değıştirilmesi gerekir.

2.3 Yaprak Yaylı Süspansiyon Sistemlerinin Çalışması

Yol darbeleri tekerlekler aracılığı ile yaya iletilir, yay darbenin durumuna göre küpe tarafından uzayarak bunu karşılar. Bu, salınım şeklinde devam eder. Bu sırada devreye amortisör girer ve yay salınımını süresini kısaltır. Yay kısa sürede eski karakteristiğine döner. Yine de bir miktar titreşim gövdeye geçer.

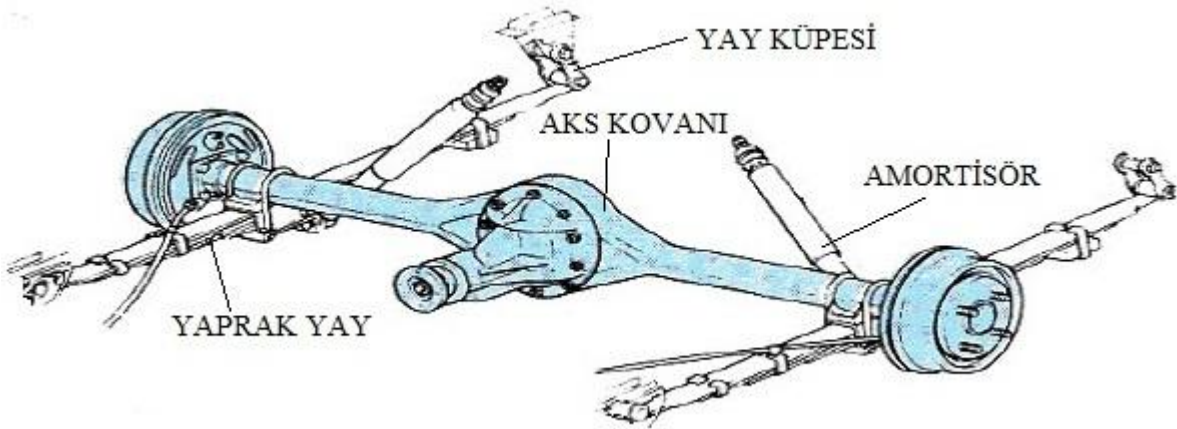
Şekil 2.7’de görüldüğü gibi arka süspansiyon donanımına yerleştirilen yaprak yayların salınım ve yaylanma görevlerinin dışında da görevleri vardır. Motor gücü

döndürme momenti biçiminde arka tekerleklere iletiildiğinde, tekerlek, zeminin göstermiş olduğu karşı bir kuvvete maruz kalır. Bu, arka süspansiyon donanımını, tekerleğin aksi yönünde döndürmeye zorlar. Buna arka köprü torku denir. Arka süspansiyon donanımında yaprak yayların bir görevi de arka köprü torkunu üzerine alarak yok etmek ya da bunu faydalı hale dönüştürmektir.

Tekerlek çukura düşmüş ise bu sefer yay küpe kısmından aşağıya doğru kısalarak lastiğı zemine basmaya çalışacaktır. Yayla birlikte aks kovanını da aşağı itecek fakat amortisör bu gevşemeyi sınırlayarak aşırı salınımı engelleyecektir. Bu etkiler dingile bağı hangi tekerlekte olursa olsun aks ve yaylar bir bütün olduğu için direkt gövdeyi etkileyecektir. Bu etkilenme; sallanma, yan yatma olarak görülür.

Arkadan itişli sabit süspansiyonlu araçlarda ani hızlanma frenleme torkunda yaprak yay kullanılmış ise yay aksın etrafında dönmeye çalışacaktır. Bu esnada yaylarda oluşan ters kuvvetler amortisörlerden birinin aksın önüne diğ erinin aksın arkasına konulmasıyla ortadan kaldırılır.

Frenleme ve hızlanma durumlarında yay gövdenin de etkisiyle kısalarak aks üzerine büyük bir kuvvet uygulayarak lastiklerin zemini daha iyi tutmasını sağlar [4].



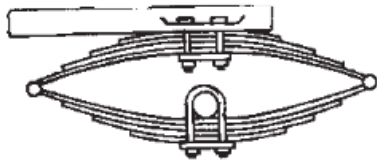
Şekil 2.7 : Yaprak yaylı arka süspansiyon donanımı [4].

3. YAPRAK YAY ÇEŞİTERİ VE ÇALIŞMA PRENSİPLERİ

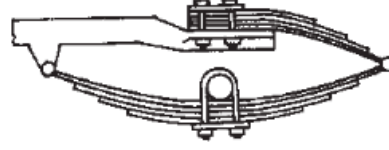
Motorlu taşıtlarda yaprak yaylar çoğunlukla arka süspansiyon donanımında kullanılırlar. Makas olarak da adlandırılan yaprak yaylar günümüzde binek otomobillerinde pek kullanılmaz, çoğunlukla iş makinelerinde, ağır ve hafif ticari araçlarda, otobüslerde ve demir yolu taşımacılığında kullanılmaktadır.

Yaprak yay üretiminde, lama adı verilen haddelenmiş çelikler istenen boyda kesilip kıvrılarak şekil verilir ve bazı ısıtma işlemlerden geçirilir, yüzey işlemleri uygulanır, araca bağlantı için kullanılan burç işlemleri ve montaj işlemleri yapılır. Birkaç yaprağın üst üste demetlenmesiyle veya tek yapraktan oluşur. Bağlantı gözleri, araç gövdesine bağlantı için her iki uçta da bulunurken yayın merkezi dingilin yerini tanımlar. Çok ağır araçlar için, bir yaprak yay, üst üste birçok tabakalar halinde yaprakların birleşmesinden oluşabilir. Yaprak yaylar, yaylanma fonksiyonlarının yanında konumlama ve bir derece sönümleme özelliği gösterirler. İç yaprak sürtünmesi sönümleme hareketi sağlarken, bu çok iyi kontrol edilemez ve süspansiyon sisteminin hareketinde statik sürtünmeye yol açar. Bu nedenle üreticiler tek katlı yaprak yayı denemişlerdir [2].

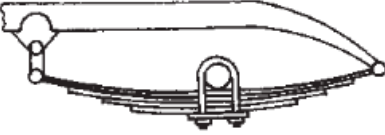
Yaprak yaylar süspansiyon sistemine değişik şekillerde bağlanabilir (Şekil 3.1). Bir ucundan direkt olarak, genelde ön uç olur, diğer ucundan bir kısa sallama kolu olan küpe ile bağlantı şekli yaygın olarak kullanılır. Yay küpesi, yayın eğilmeye çalışması sırasında hareket ederek yaylanmaya izin verir (Şekil 3.2).



(a) Tam eliptik



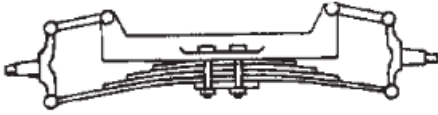
(b) Üç çeyrek eliptik



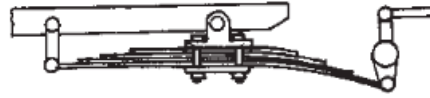
(c) Yarı eliptik



(d) Çeyrek eliptik

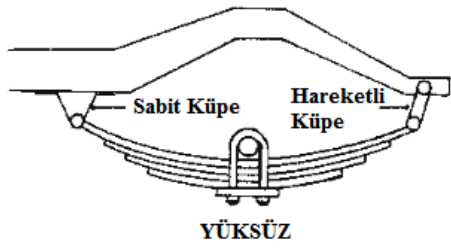


(e) Ters bağlanmış yarı eliptik

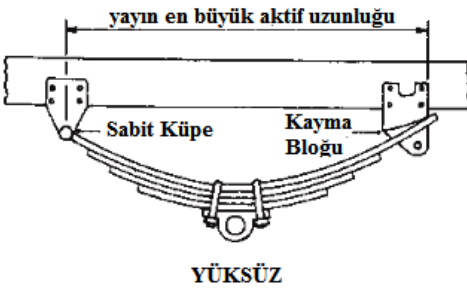
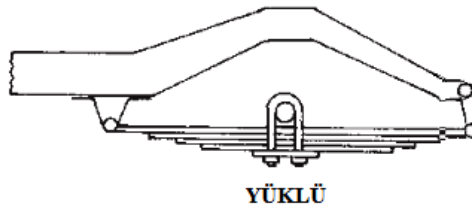


(f) Ankastre kiriş bağlanmış yarı eliptik

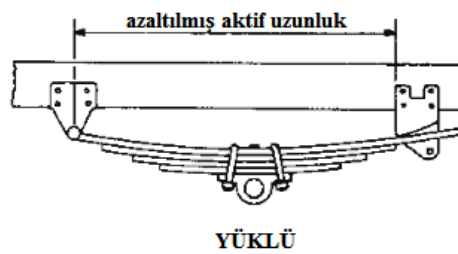
Şekil 3.1 : Yaprak yayların şasi bağlantılarına göre çeşitleri [14].



(a)

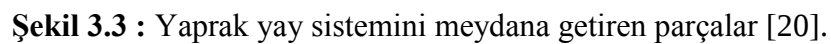


(b)



Şekil 3.2 : Yaprak yayların yüklü ve yüksüz konumları [14].

Merkezden uçlara doğru kaymayı önleyici kelepçeler ile yapraklar birbirine tutturulmuştur. Kelepçeler yaprakları bir hizada tutmaya çalışır ve yaylanma hareketi sırasında yaprakların ayrılmasını engeller. Bazı yaprak yayların arasına pullar konulmak suretiyle eğilme sırasında birbiri üzerinde kayma imkânı sağlanmıştır. Böylece yayın kırılması önlenir. Yaprak sayısı arttıkça dayanacağı yük miktarı da artar. Yaprak yay gözlerden şasiye bir cıvata ile asılmıştır. Cıvata ile askıdaki yuvası arasına burçlar yerleştirilmiştir. Böylece metalin metale teması engellenmiştir. Bu burçlar titreşimleri üzerlerine alır ve kendi yapılarında yok ederek şasiye iletilmesine engel olur. Aynı zamanda yay eğilmeye çalışırken yay gözünün ileri geri bükülmesine müsaade eder. Yaprak yay sistemini meydana getiren parçalar Şekil 3.3’te görülmektedir.



3.1 Konvansiyonel Yaprak Yaylar

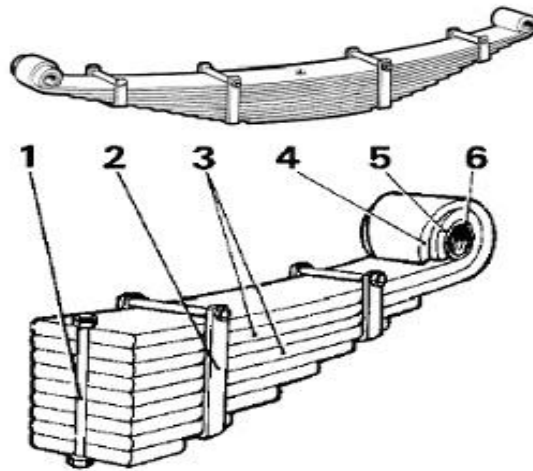
Konvansiyonel yaprak yaylar, yaprak yaylı süspansiyon sistemlerinin en eski örnekleridir. Yay çeliklerinin farklı boylarda kesilerek üst üste koyulup bir merkez cıvatasıyla tutturulmasıyla elde edilir. En üstteki ana yaydan aşağı doğru gidildikçe yaprakların boyları kısalır. Taşınmak istenen yük arttıkça kat adedi de artar. Bu tip yaylar ağır ticari araçlarda kullanıldığı zaman kat adedi 20'lere kadar çıkabilmektedir. Bu da yayın ağırlığını artırır ve araç için bir dezavantaj oluşturur.

Katların arası sürtünmeyi azaltmak için gres ile yağlanır. Ancak yine de katlar arasında bir miktar ara yaprak sürtünmesi meydana gelir. Bu sürtünmeler de sistem dinamiğine zarar verir.

Ara yaprak sürtünmesi, temas halindeki yaprakların görelî hareketine karşı koyan kuvvet olarak tanımlanabilir. Sürtünme kuvveti süspansiyon sisteminde sönümü sağlar. Ayrıca, süspansiyon sistemini dinamik kuvvetlere daha az duyarlı hale getirerek yayın ilk yer değıştirme hareketlerine karşı koyar.

Bir çok ağır ticari araçta, yalnızca ara yaprak sürtünmesinin sönümlemeyi sağlamasına ve böylece amortisör kullanımına gerek kalmadığına dayanılarak çok katlı yaprak yaylar kullanılır. Tek katlı veya uçlarında kauçuk takozların kullanıldığı süspansiyonlarda, titreşimleri sönümlemek için amortisörler kullanılmak zorundadır [6].

Şekil 3.4'te görülen konvansiyonel yaprak yay örneğinde, 1- merkez cıvata, 2- kelepçe, 3- yaprak katları, 4- göz sarması, 5- göz, 6- burç olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.4 : Konvansiyonel yaprak yay [4].

3.2 Parabolik Yaprak Yaylar

Parabolik yaprak yaylar, merkezden uçlara doğru parabolik bir eğriyi takip ederek kesit kalınlığı azalan birkaç kattan oluşur. Her kat kendi başına sabit dayanımlı optimum malzeme kapasitesi kullanımlı eğilme çubuğu olduğu için düşük ağırlık elde edilir ve yaylanmayan kütle azalır.

Yaylanma bölgelerinde yay katları arasında boşluklar vardır böylece yay, sabit iyi yay karakteristiğine ve zamandan bağımsız sönümlleme karakteristiğine sahiptir ve yayı bakım gerektirmeyen ve aşınmasız yapar.

Katlar arasındaki bu boşluk; malzemeye yüksek dayanım sağlayan ve böylece ömrü uzatan ve diğer yandan ağırlık azaltılmasını mümkün kılan, kumlama, ön yükleme ve boyama (korozyon önleme) ile dayanıklı ve etkili yüzey işlemine olanak sağlar.

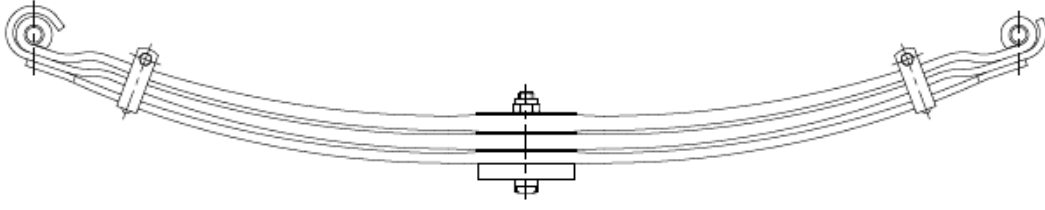
Parabolik yay adını katların şeklinden alır. Bu parabolik şekil, yay uzunluğu boyunca sabit eğilme gerilmesi elde edildiğinde verilen en uygun malzeme kapasite kullanımı gerekliliğinden çıkmıştır.

Özellikle yay gözlerinin kalınlığının yay kalınlığından bağımsız olarak gereksinimlere göre çok iyi bir şekilde ayarlanabilmesi bir avantajdır.

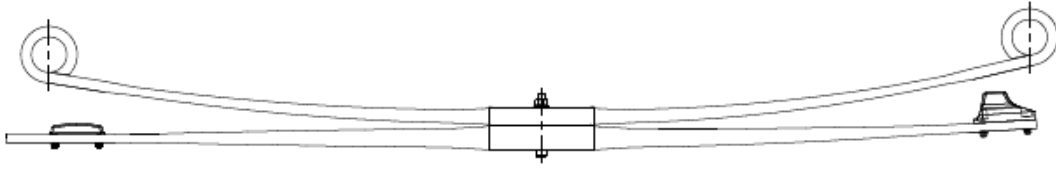
Parabolik yaprak yaylar konvansiyonel yaprak yaylarla karşılaştırıldığında çok daha iyi özelliklere sahip olan, yaprak yaylarda tekniğin son durumudur. Bu özellikler:

- Tanımlanan artık gerilmelerden dolayı daha fazla ömür (kumlama, ön yükleme işlemleri)
- Daha iyi yapısal tasarım imkânları (yay merkezi, yay gözleri)
- Daha iyi malzeme kapasite kullanımından dolayı daha düşük ağırlık
- Bütün ömür boyunca tanımlanan sönümlleme davranışından dolayı sabit sürtünme şartları
- Ömür boyunca sabit elastisite oranı
- Etkin bir korozyon kaplaması uygulaması imkânından dolayı daha iyi korozyon koruması (katlar arasında boşluk olması) [8].

Şekil 3.5 ve Şekil 3.6’te parabolik yaprak yay örnekleri görülmektedir.



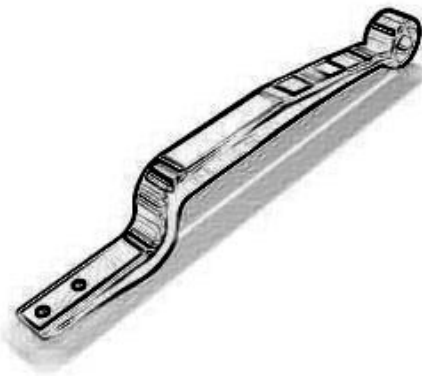
Şekil 3.5 : Tek kademeli parabolik yaprak yay [8].



Şekil 3.6 : İki kademeli parabolik yaprak yay [8].

3.3 Havalı Süspansiyon Yaprak Yayları

Havalı süspansiyon sistemi kullanılan ağır ticari araçlarda, hava körüğü ile birlikte yaylanmayı sağlayan yaprak yay tipidir. Kesit kalınlığı parabolik olarak değişmektedir. Ayıca bağlantı elemanı ve kaldırma kolu işlevi de görür.



Şekil 3.7 : Havalı süspansiyon yaprak yayı

4. YAPRAK YAYLARIN YAPISI

4.1 Yay Terimleri

Bir yayın karakteristiğini yay katsayısı ve yayın statik yer değiştirmesi belirler.

Yay katsayısı (rate): Yaya gelen kuvvetin, yayda meydana getirdiği sehime oranıdır. Yay katsayısı ne kadar düşük olursa yay o kadar yumuşak olur. Kullanılan çeliğin sertliği, yayın uzunluğu ve yaprak yayın kat adedi yay katsayısını etkiler.

Statik Yer Değiştirme: Statik yükün, statik yükteki yay kat sayısına oranıdır. Süspansiyon sisteminin sertliğini ve aracın sürüş frekansını gösterir. Birçok durumda, statik yer değiştirme, yay kamberi ve küpe etkisinden dolayı sıfır yük ile statik yük arasında yayın asıl yer değiştirmesinden farklıdır. Yumuşak bir sürüş genelde süspansiyon sisteminde büyük bir statik yer değiştirmeyi gerektirir.

Yük: Yayın belirli bir yükseklikte taşınması tasarlanan ağırlık miktarıdır.

Serbest Kavis: Yay yüklü değilken yayda olan kavis miktarıdır. (C)

Merkez Düzlüğü: Parabolik yaprak yaylarda, yay katlarının merkezinin sağ ve sol tarafında kalan düzlüktür.

Yüklü Yükseklik: Yay yüklü halde iken serbest kavis gibi ölçülür. (C)

Göz Eksen Mesafesi: Yayın merkezinden gözlere olan mesafelerdir. Ön (A) ve arka (B) mesafe farklı olabilir.

Oturma Açısı Çizgisi: Sol yay gözünün başlangıç noktası ile sağ yay gözünün başlangıç noktasını birleştiren çizgidir.

Oturma Açısı: Oturma açısı çizgisinin merkez düzlüğü eksenile yaptığı açıdır.

Düz Uzunluk: Merkez civatası eksen çizgisinde, ana katın gerilme yüzeyi oturma açısı çizgisi düzleminde olduğu zaman göz merkezleri arasındaki uzunluktur. Uzunluk, oturma açısı çizgisine paralel ölçülür.

Yüklü Uzunluk: Yay bir yüke maruz kaldığı zaman göz merkezleri arasındaki uzunluktur. Gözsüz yaylarda, yükün uygulandığı uç noktalar arasındaki uzunluktur.

Paket Kalınlığı: Bütün katların merkez düzlüğündeki kalınlıklarının toplamıdır. (D)

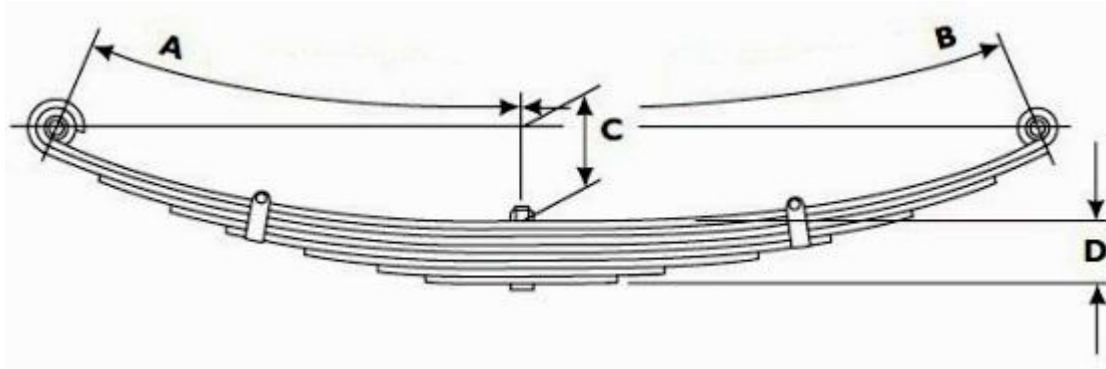
Yay Yüksekliği: Göz ekseninden en alt katın altına kadar olan mesafedir. (C+D)

Adım: Bir katın ucundan bir sonraki katın ucuna olan mesafedir. Adım çok önemlidir. Bir yayın yük altındaki dayanımını ve şeklini kontrol eder. Uçlar arasındaki çok kısa mesafe, üst katların uçlarda aşağıya, merkeze doğru yukarıya kıvrılmasına; çok uzun mesafe de yayın dalgalı bir görünümü olmasına yol açar. İki durum da etkisiz yay yaratır. Doğru şekilde adımı olan yay, yanlış adımlı yaydan iki kat daha fazla ağırlık taşıyabilir.

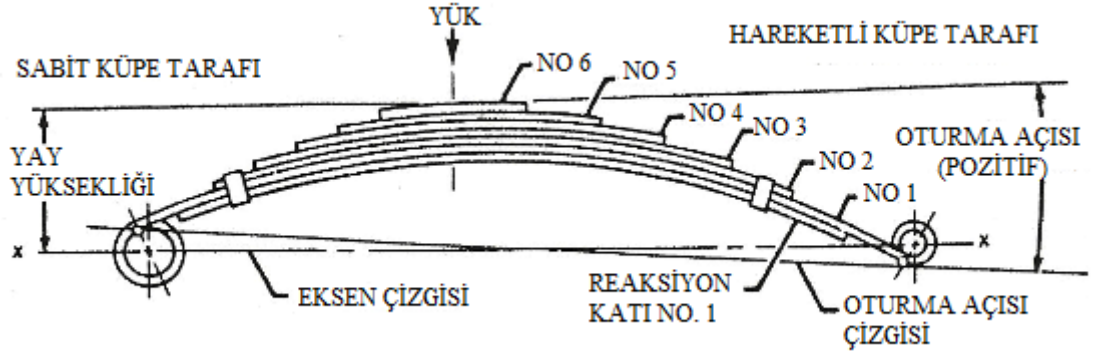
Yaprak yayın uzunluğunun ölçülmesinde en yaygın metot gözden göze ölçüm yapmaktır. Bir yay esnedikçe gözden göze uzunluğu değişir. Yayın uzunluğunu doğru bir şekilde ölçebilmek için yayı düz gibi düşünmek gerekir. Yay eğrisini takip ederek ön gözün merkezinden, merkez civatasına kadar olan mesafe (A) ve arka gözün merkezinden yine yay eğrisini takip ederek merkez civatasına kadar olan mesafenin (B) toplamı yaprak yayın uzunluğunu verir.

Serbest kavis, yüksüz durumda yaydaki kavis miktarıdır. Serbest kavis ölçmek için, gözlerin merkezlerinden bir eksen çizilir, bu eksen çizgisinden ana katın en üstüne olan mesafe ölçülür. Bu ölçüm pozitif veya negatif olabilir. (C) [5].

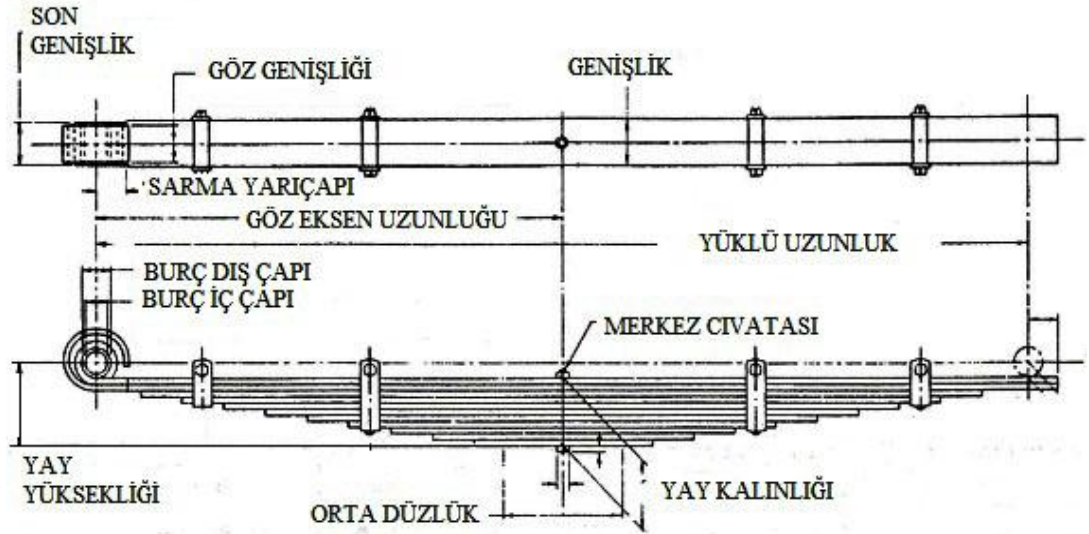
Yay terimlerine ait şekilsel gösterimler Şekil 4.1 ve Şekil 4.2 ve Şekil 4.3'te görülmektedir.



Şekil 4.1 : Yaprak yay terimleri için şekilsel gösterim [5].



Şekil 4.2 : Pozitif kavisli yaprak yayda yay terimleri [6].



Şekil 4.3 : Yüklü konumdaki yaprak yayda yay terimleri [6].

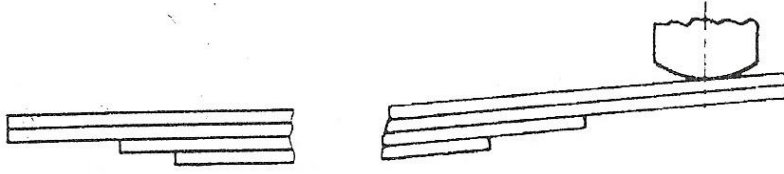
4.2 Göz Çeşitleri

Yaprak yay gözleri, yayı araca tutturmak için civataların veya pimlerin içinden geçtiği burçları taşır ve yayın gözün etrafında dönmesine izin verir. Yay gözleri Normal Göz, Basık Göz veya Sarma şeklinde olabilir. Her birinin kendine ait özellikleri vardır.

4.2.1 Düz uçlar

Bu uç tipleri bazen kamyonlarda ve römorklarda kullanılır. Yaprak yayın ucu ve monte edildiği yer arasındaki bağlantı kauçuk takoz veya eğik veya düz metal plaka ile olabilir. Bu uçlar için en yaygın uygulama, katlı yay süspansiyon ünitesinde

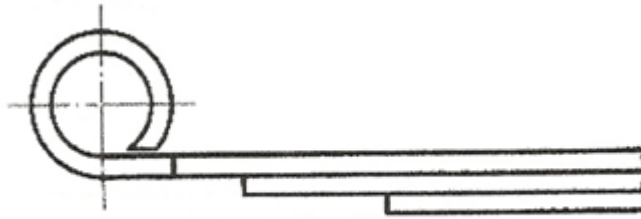
çeşitli yay katsayısı karakteristiğini sağlamak için muavin yaylarda görülür (Şekil 4.4) [7].



Şekil 4.4 : Düz uçlar [7].

4.2.2 Düz normal göz

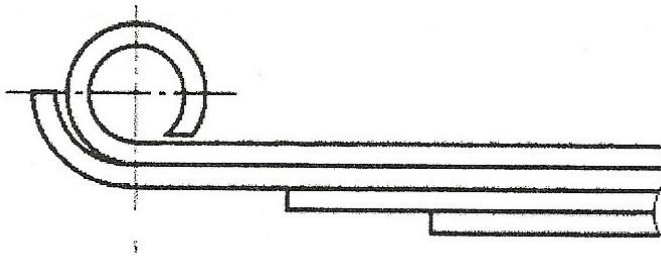
Katlı yaylar için en yaygın kullanılan göz formudur. Eğer gerekiyorsa, ek destek veya koruma, ikinci katın uzatılmasıyla sağlanabilir (Şekil 4.5) [7].



Şekil 4.5 : Düz normal göz [7].

4.2.3 Çeyrek sarma

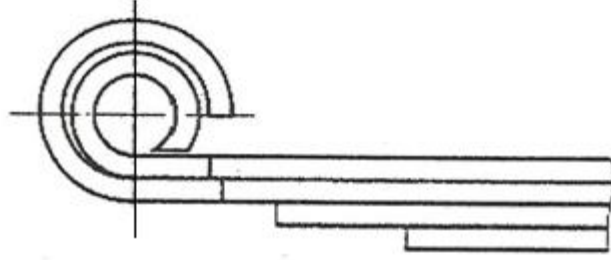
Bu ikinci kat yaprak formu, bir normal göz ile bağlantıda, ağır yük uygulamalarında göze ek destek sağlamak için kullanılır. Bu tip yapı otobüslerde ve hafif kamyonlarda kullanılır (Şekil 4.6) [7].



Şekil 4.6 : Çeyrek sarma [7].

4.2.4 Tam sarma

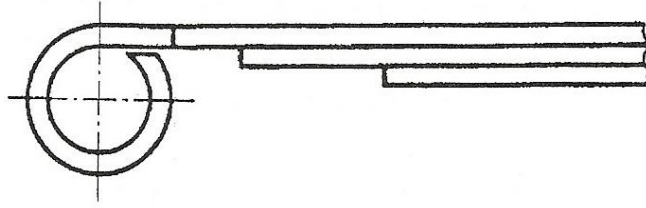
Aşırı yük altında, ileri güvenlik bu tip ikinci kat yaprak ile sağlanır. İkinci kat sarması, tasarım yüklerin karşılamak için yapılmaz, aşırı sıçrama durumunda devreye girer. Ayrıca içteki normal gözü darbelerden korumak için kalkan görevi yapar ve ana katın kırılması durumunda acil durum sabitlemesi yapar. Bu tasarımın, şartların aşırı sert olduğu iş makinelerinde ve askeri araçlarda geniş kullanım alanı vardır. Ayrıca bu tasarım basık gözlere de uygulanabilir (Şekil 4.7) [7].



Şekil 4.7 : Tam sarma [7].

4.2.5 Ters normal göz

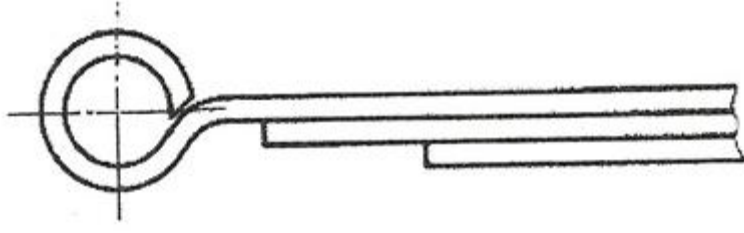
Bu tasarım, belli şartlar altında direksiyon veya aks kontrolünü iyileştirebilen, özel bir yay geometrisi veya süspansiyon davranışı geliştirmek için kullanılır. Ancak, ikinci kat desteğini sağlamak mümkün olmadığı için aşırı yük uygulamalarında kullanılmamalıdır (Şekil 4.8) [7].



Şekil 4.8 : Ters normal göz [7].

4.2.6 Basık göz

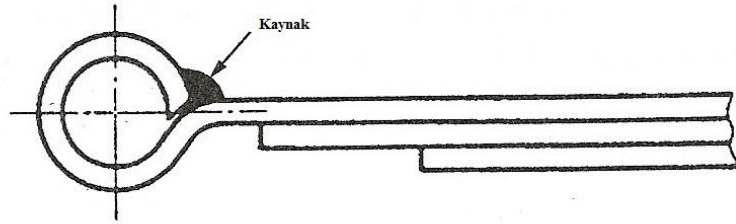
Düz veya ters normal gözlerde, yaya gelen boyuna kuvvetler, gözün merkez uzaklığı tarafından yaratılan bükme hareketinden ötürü gözü açmaya çalışır. Bu problem basık gözlerde, gözün merkezi katın merkez eksenine ile aynı hizada olduğu için en aza indirilir (Şekil 4.9) [7].



Şekil 4.9 : Basık göz [7].

4.2.7 Kaynaklı göz

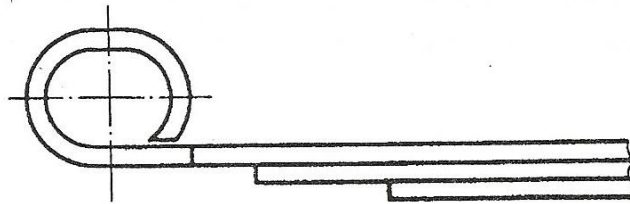
Herhangi bir göz tipi (düz normal göz, ters normal göz veya basık göz), gözün boyuna gelen kuvvetlere karşı dayanımını arttırmak için kaynaklanabilir. Pahalı bir uygulamadır ve yayın kaynaklanmış bölgesinde zayıflamaması için kaynak işlemi dikkatli yapılmalıdır. Kaynak işlemi, sertleştirme ve temperleme işleminden önce yapılmalıdır ve yaprak kat kaynak işleminden hemen önce 300°C'ye ısıtılabilirse ek dayanım sağlanabilir (Şekil 4.10) [7].



Şekil 4.10 : Kaynaklı göz [7].

4.2.8 Oval göz

Bu tip gözler yatay ve düşey sertlikleri eşit olmayan kauçuk burçların çakılmasına izin verir ve belli yapılandırmalarda süspansiyondan iletilen yatay kuvvetleri azaltır (Şekil 4.11) [7].



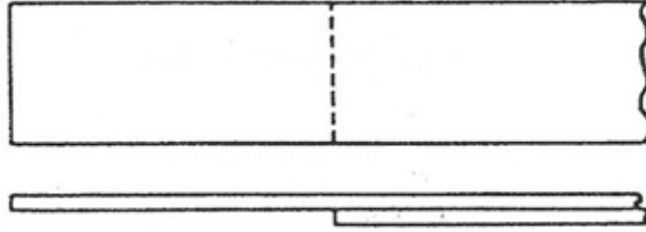
Şekil 4.11 : Oval göz [7].

4.3 Ara Katlar İçin Uç Şekilleri

Ara katlar için uç şekilleri, özellikle yay nispeten az sayıda kattan oluşuyorsa, çok katlı bir yayın bütün performansı için kritik önem taşır. Bu, katın komşularıyla etkileşimde olduğu ve kuvvetlerin katlar arasında iletildiği kesittir. İdeal olarak uçlar, sabit bir gerilme dağılımı elde etmek için oldukça esnek olmalıdır (genişliği veya kalınlığı azaltarak), böylece yaya yük uygulandığında kat uçları komşu katlarla aynı eğrilik yarıçapında eğilir. Ancak, imalat maliyetini azaltmak için, uçlar genelde kare şeklinde kesilir ve bunun tasarım verimliliğine önemli bir ters etkisi vardır [7].

4.3.1 Düz uç

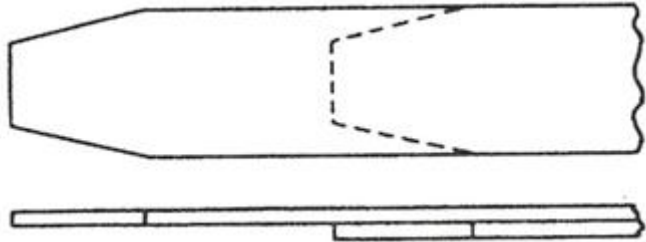
Bu uç şekli, üretilmesi en basit ve en düşük maliyete sahiptir ancak düşük performansa yol açar. Yüksek derecede ara yaprak sürtünmesi ve katlar arasındaki temas noktalarında aşınma yaratır ve ideal düzgün gerilmeye sahip üçgen yaprak şekline yakınsamasının çok zayıf olmasından dolayı önemli ölçüde daha ağır ve gerektiğinden daha az verimlidir (Şekil 4.12) [6].



Şekil 4.12 : Düz uç [6].

4.3.2 Yamuk (trapezoidal) uç

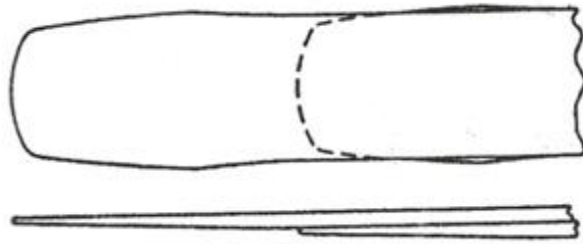
Bu uç, ideal üçgen şekline daha iyi bir yakınsama yapar ve böylece daha fazla verimlidir. Katlar arasındaki basınç dağılımı önemli ölçüde iyileştirilmiş olur [6]. Pahın iç açısı ve uzunluğu, tasarımdaki yayın bütün ölçüleriyle ve kat adediyle hesaplanır (Şekil 4.13) [7].



Şekil 4.13 : Yamuk uç [6].

4.3.3 Süzmeli uç

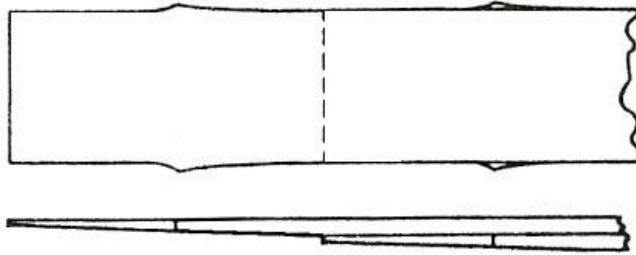
Katın uç genişliğini azaltmaya alternatif olarak, Şekil 4.14'teki gibi katın uç kalınlığı konikleştirilerek sabit gerilme formu yaratılabilir. İdeal olarak, koniklik kesitte parabolik olmalıdır. Ancak, uygulamada %50-75 kalınlık azalması elde edilen bir doğrusal koniklik daha normaldir. Koniklik işlemi, malzemeye Şekil veren rulolara karşı bir yan sınırlayıcı olmazsa, uç konikliği elde edildikçe genişliğin artmasına yol açar. Ek olarak, malzemenin artan boyu hesaba katılmalı ve gerekli kat boyu hesaplanırken değerlendirilmeli. Genişleyen kat ucu bazen kesilerek veya taşlanarak giderilir [7].



Şekil 4.14 : Süzmeli uç [6].

4.3.4 Süzmeli ve kesimli uç

Bu uç Şekli, süzme işleminden sonra uç kesim yapılarak elde edilir (Şekil 4.15) [6].



Şekil 4.15 : Süzmeli ve kesimli uç [6].

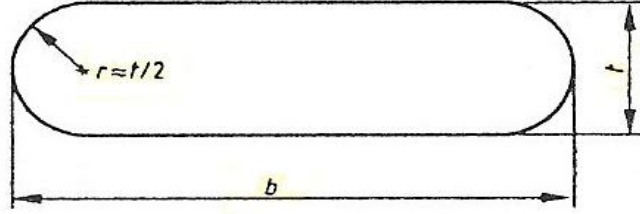
4.4 Kesit eşitleri

Otomotiv yayları için, yuvarlatılmış kenarlı lamaların malzeme kesit eşitleri EN 10092-1 standardına göre Őeilir. Lamalar, iki düz ve iki yuvarlatılmış yüzeye (dış bükey) sahip çubuklardır. Kesit toleransları, iki düz yüzeyin biraz i bükey olmasına izin verir. Böyle bir durum meydana geldiği zaman, iki i bükey yüzey yayının yarıçapları yaklaşık eşit uzunlukta olmalıdır.

Dış bükey kenarların eğriliği, lama kalınlığının %65-85'i arasında değişen bir eğrilik yarıçapına sahip bir yay olmalıdır [9].

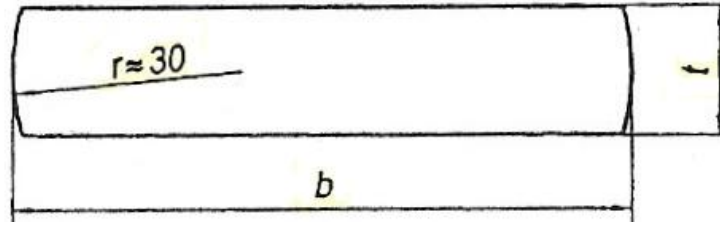
EN 10092-1:2003 standardına göre kullanılan 3 çeşit kesit Şekil 4.16, Şekil 4.17 ve Şekil 4.18'de görülmektedir.

1)



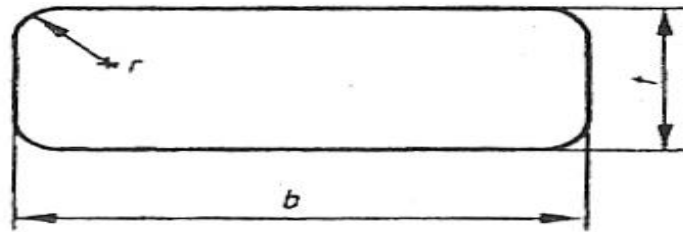
Şekil 4.16 : A - Yarım daire köşeli lama [9].

2)



Şekil 4.17 : B - Yarı yuvarlak köşeli lama [9].

3)



Şekil 4.18 : C - Düz kenar-yuvarlak köşeli lama [9].

4.5 Yaprak Yay Montajında Kullanılan Elemanlar

4.5.1 Burçlar

Burçlar yaprak yayı araca bağlamak için kullanılan yataklama elemanlarıdır. Yaprak yayların ana katlarında uçların kıvrılmasıyla elde edilen gözlere çakma yöntemiyle monte edilir.

Burçların sürüş kalitesine çok büyük etkisi vardır. Değişik burç şekilleri mevcuttur. Her şekilde burç yayın değişik davranışına yol açmaz ancak değişik sürüş kalitesine yol açar [5].

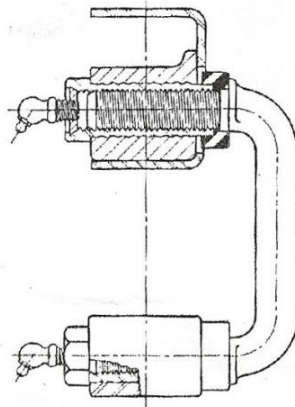
Burçlar genelde yüksek çekme gerilmesine ve düşük sıcaklıklarda mükemmel durağanlığa sahip doğal kauçuktan yapılır. Ancak bazı durumlarda üretilen bileşenleri kullanılabilir. Doğal kauçuk elastomerik bir malzemedir. Elastomerik, burcun dönen bir düzlemde hareketine izin vermek için, kauçuğun elastik doğasını ifade eder. Hareket kauçuk malzemenin tasarımı ile kontrol edilir. Doğal kauçuk, yağlama gerektirmez, küçük titreşimleri yalıtır, iletilen yol titreşimlerini azaltır, sessiz çalışır ve yüksek derecede esnek yataklama sağlar [10]. Bronz, alüminyum, çelik ve çelik kaplamalı kauçuktan yapılan burçlar da kullanılır.

4.5.1.1 Vidalı burç

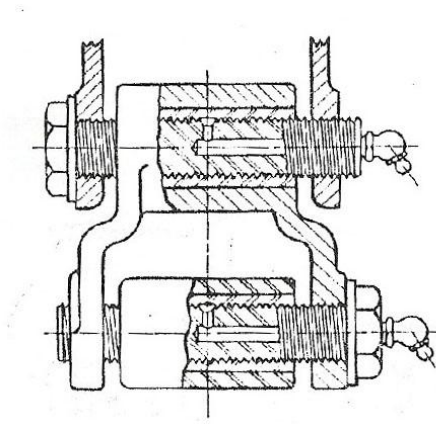
Bu tip yapının şu avantajları vardır: düşey yükleri aldığı gibi yan kuvvetleri de alır, yağlayıcı maddeyi tutar ve kiri düz burçtan daha iyi dışarı atar, bu da daha az yağlamayı gerektirir. Yay gözleri genişliğin uçlarında işlenmesine gerek yoktur.

Burçlar ve pimler karbon veya karbürize edilmiş ve sertleştirilmiş alaşımlı çelikten yapılır.

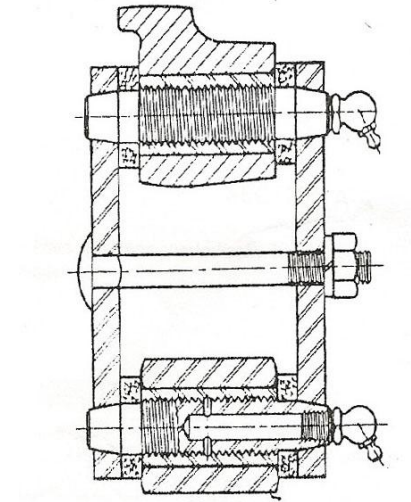
Vida ölçülerinde genelde M14x2'den M36x4'e kadar olan ölçüler kullanılır. Bu tip burçlar normal yükte ön görülen alanda 7MPa'ya kadar yük basıncında kullanılır (Şekil 4.19, Şekil 4.20, Şekil 4.21) [6].



Şekil 4.19 : Tek parça C küpede vidalı burç [6].



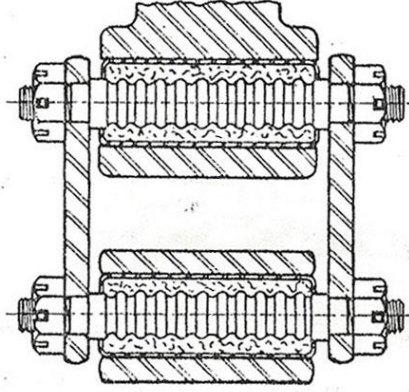
Şekil 4.20 : Tek parça Y küpede vidalı burç [6].



Şekil 4.21 : Konik pimli küpede vidalı burç [6].

4.5.1.2 Kendinden yağlı burçlar

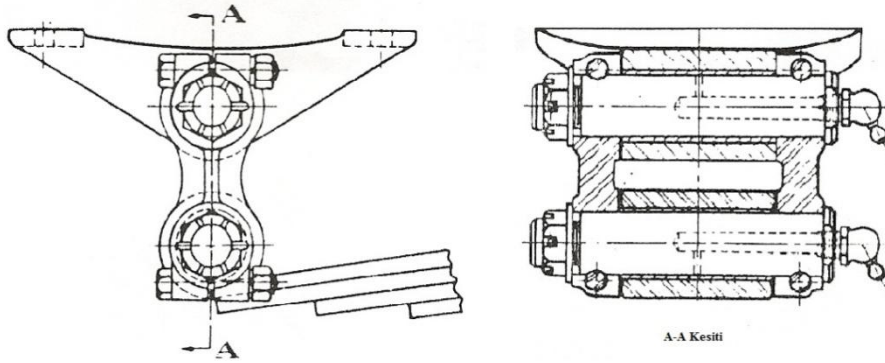
Yolcu arabalarında ve hafif kamyonlarda çeşitli tasarımlar ve malzemeler ortaya koyuldu. Bunlar yağlama gerektirmez ve sessizdir. Tasarım, Şekil 4.22’de görüldüğü gibi dairesel çukurlarda ve tepelerde yan yükleri alır. Yay gözleri genişlikte işlenmez. Bazı tipler normal yükte ön görülen alanda 8.4MPa basınca kadar dayanır [6].



Şekil 4.22 : Çift cıvatalı küpede kendinden yağlı burçlar [6].

4.5.1.3 Düz burçlar

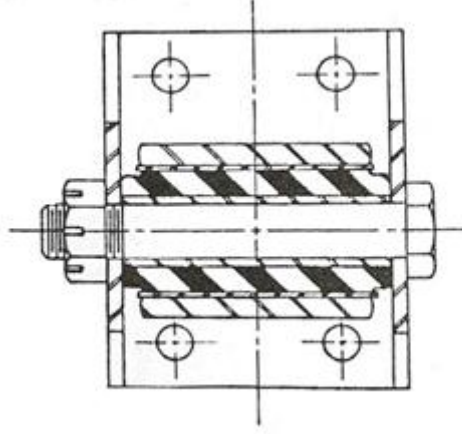
Bu tip burçlar genelde bronzdur ve ağır kamyonlarda kullanılır. Üretimi ve servisi kolaydır ve düzenli yağlanırsa tatmin edici bir ömür verebilir. Yan yükler yay gözlerinde genişlikte işlenmiş yüzeylerde alınır. Normal yükte ön görülen alanda 3.5MPa – 7MPa arası basınca kadar dayanır (Şekil 4.23) [6].



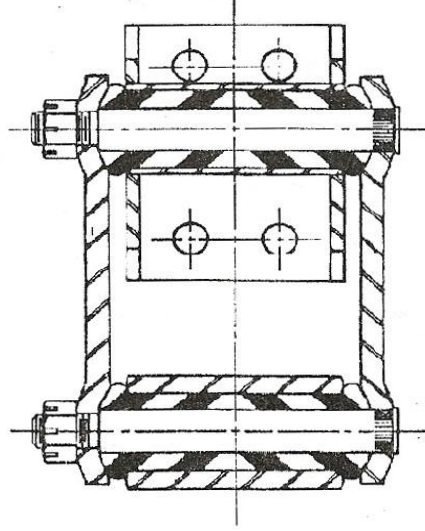
Şekil 4.23 : Çift cıvatalı küpede düz burçlar [6].

4.5.1.4 Kauçuk burçlar

Çeşitli tipleri başarıyla kullanıldı. Esneklikleri sese karşı ek bir yalıttır, ama yol tutuş yeteneğinde, direksiyon kontrolünde ve yay katsayısındaki artışta esnekliğin etkisi gözden geçirilmelidir (Şekil 4.24, Şekil 4.25) [6].



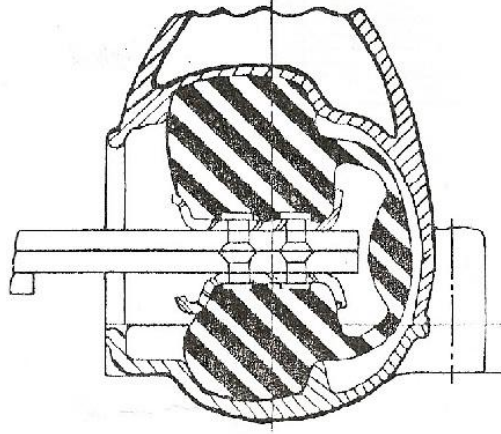
Şekil 4.24 : Sabit göz ekseninde kauçuk burçlar [6].



Şekil 4.25 : Küpede kauçuk burç [6].

4.5.1.5 Kauçuk yastık (darbe sönümleyici)

Bu yataklama ağır araçlarda kullanılır. Tasarım, yay uçlarının sınırlı bir miktarda boyuna hareketine izin verir. Bu nedenle, tasarım yükünde yaklaşık düz konumda olan oldukça uzun yaylarda başarılıdır (Şekil 4.26) [6].



Şekil 4.26 : Kauçuk yastık [6].

4.5.2 K peler

4.5.2.1 Tek parça C küpe

Yolcu arabalarında ve hafif kamyonlarda kullanılır [6]. Şekil 4.19’da gösterilmiştir.

4.5.2.2 Tek parça Y küpe

Tek parça C k peden daha fazla yük taşıma kapasitesi vardır [6]. Şekil 4.20’de gösterilmiştir.

4.5.2.3 Pahlı pimli küpe

Şekil 4.21’de gösterilmiştir.

4.5.2.4 Çift cıvatalı küpe

Bu yapılar, yaya enine (göz ekseni doğrultusunda) gelen kuvvetlere karşı koymak için kullanılır [6]. Şekil 4.22 ve Şekil 4.23’te gösterilmiştir.

4.5.2.5 Perçinli küpe

Kauçuk burçlar için uyumludur ve bunun için genelde yolcu arabalarında ve hafif kamyonlarda kullanılır [6]. Şekil 4.25’te gösterilmiştir.

4.5.3 Merkez cıvatası

Merkez cıvatası yay katlarını bir arada tutmak için kullanılır ve merkez cıvata kafası, yayı araca monte etmede konumlama pimi olarak kullanılır. Dingil altında asılı

yaylar için, cıvata kafası ana kata temas halinde, dingil üstünde kalan yaylar içinse kısa kata temas halinde olmalıdır.

Birçok durumda, merkez cıvataları yayın işleminde yüksek gerilmeye maruz kalır. Bu nedenle kullanılan cıvataların ve somunların yüksek mekanik özelliklere sahip olması gerekir.

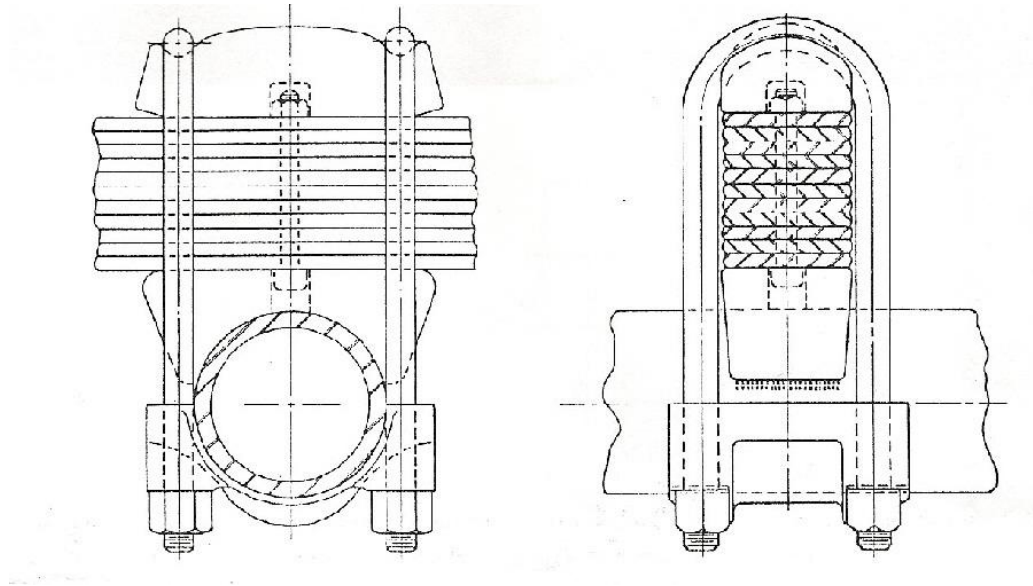
Yay katlarındaki merkez cıvata deliğinin çapı en az, soğuk delik delinebilmesi için, en ağır katın kalınlığına eşit olmalıdır. Eğer merkez cıvata deliğinin çapı kat kalınlığından küçük olması gerekiyor ise delik delmek için o bölgeyi ısıtmak gerekir. Ancak, 14mm'den kalın katlar için soğuk delik delme önerilmez.

Genelde, yay araca monte edildiğinde merkez cıvata bölgesindeki yay malzemesi işlevsizdir. Ancak, merkez cıvata deliğinin çapı kat kalınlığına bağlı olarak çok büyük olmamalıdır [6].

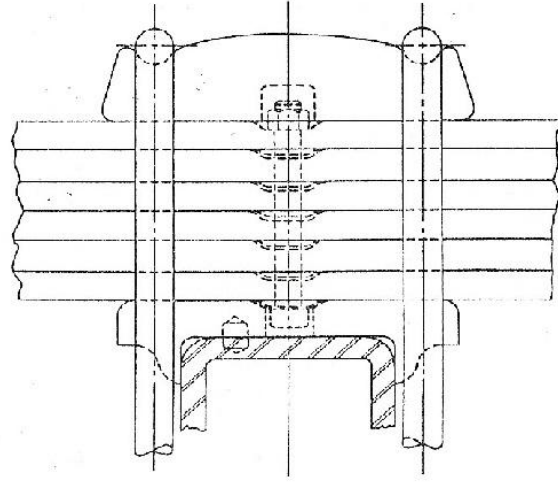
4.5.4 Merkez kelepçesi

Merkez kelepçesi katlar arasında ve yay ile yay yuvası arasında kalıcı bağı sağlar. Bazı tipik tasarımlar Şekil 4.27, 4.28, 4.29'da gösterilmiştir.

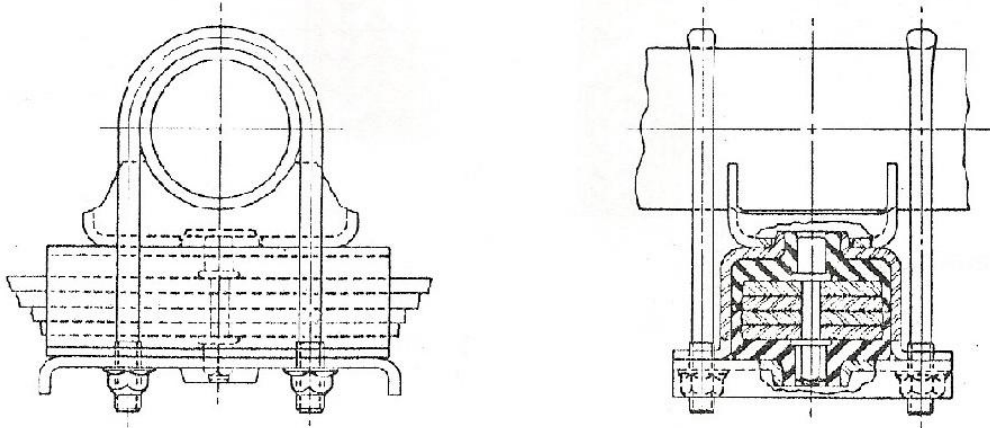
Kelepçenin görevi yayı yuvasına sıkıca bağlamak, merkez cıvata kesitinden yay katlarının kırılmasını önlemek ve yatay kuvvetlere bağlı olarak merkez cıvatasının kırılmasını önlemektir [6].



Şekil 4.27 : Aks üstü yaylarda merkez kelepçesi [6].



Şekil 4.28 : Merkez yuvası ile desteklenmiş merkez civatası [6].



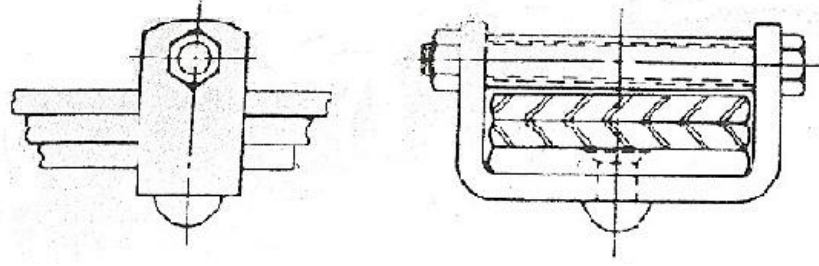
Şekil 4.29 : Kauçuk yastıklı aks altı yaylarda merkez kelepçesi [6].

4.5.5 Kelepçeler

Kelepçeler, katların yanlara yayılmasını ve bağımsız katlarda düşey ayrılmayı sınırlar [6].

4.5.5.1 Cıvatalı kelepçe

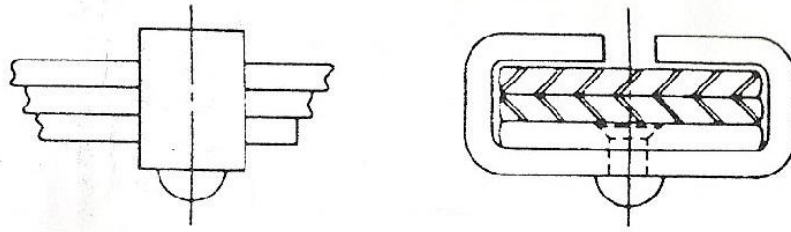
Bu kelepçe ağır yayların çoğunda kullanılır. Cıvata ve ana kat arasındaki boşluk, ana katın boyuna kıvrılmasına izin vermesine yetecek kadar olmalı böylece bu kıvrılma gözlerin yakınlarındaki düz uçlarda yoğunlaşmamış olur. Yay genişliği 100 mm ve daha fazla olan ağır hizmet uygulamaları için çift perçin yapısı kullanılabilir. Boyutları 4.5x20, 6.0x25, 6.0x30, 8.0x35, 10x40 olan sıcak haddelenmiş çelik çubuklar kullanılır (Şekil 4.30) [6].



Şekil 4.30 : Cıvatalı kelepçe [6].

4.5.5.2 Perçinli kelepçe

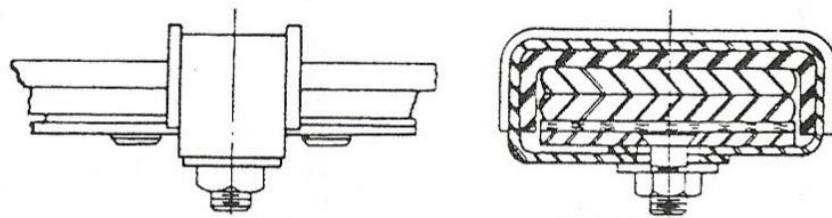
Yaylarda, boşluklar sınırlı olduğu zaman kullanılır. Boyutları 4.5x20 ve 6.0x25 olan sıcak haddelenmiş çelik çubuklar kullanılır (Şekil 4.31) [6].



Şekil 4.31 : Perçinli kelepçe [6].

4.5.5.3 Tek parça kutu kelepçe

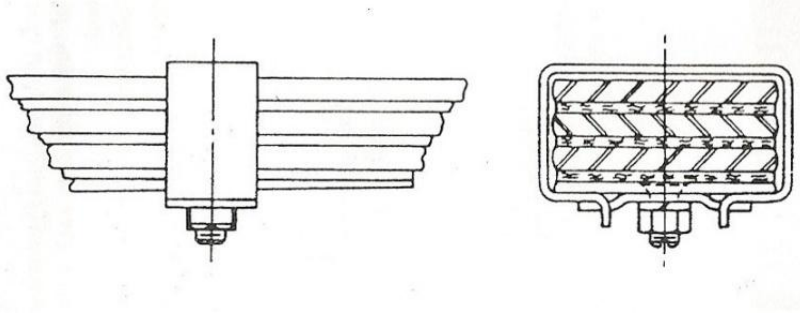
Bu kelepçe sıcak haddelenmiş 2.5x25 boyutunda çelik çubuktan yapılır. Kauçuk astarlı veya astarsız olarak kullanılır. Cıvata boyutları M8x1.25 ve M10x1.5 olur (Şekil 4.32) [6].



Şekil 4.32 : Tek parça kutu kelepçe [6].

4.5.5.4 İki parça kutu kelepçe

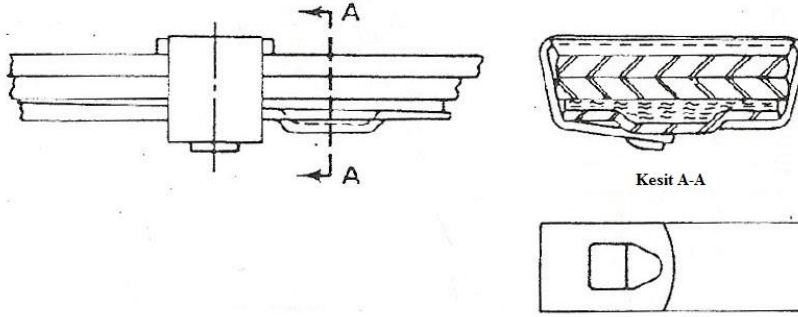
Bu kelepçe de 2.5x25 boyutunda sıcak haddelenmiş çelik çubuktan yapılır. Bu kelepçenin yanları Şekil 4.33'te görüldüğü gibi düzdür ve bütün katlar için boşluk sağlar. Cıvata boyutları M8x1.25 ve M10x1.5 olur [6].



Şekil 4.33 : İki parçalı kutulu kelepçe [6].

4.5.5.5 Asma kilitli kelepçe

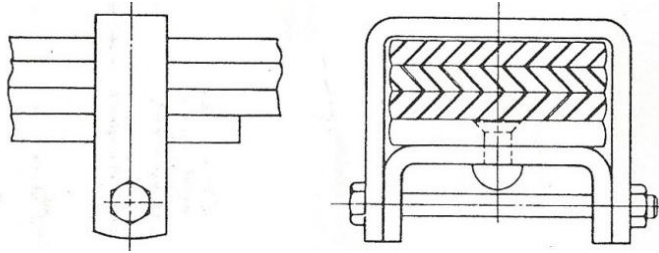
Bu kelepçe de 2.5x25 boyutunda sıcak haddelenmiş çelik çubuktan yapılır. Sadece ana katta bir kauçuk astar ile veya astarsız kullanılır (Şekil 4.34) [6].



Şekil 4.34 : Asma kilitli kelepçe [6].

4.5.5.6 Ters kelepçe

Boşluk problemi olan ağır yaylarda kullanılır. Genelde 30x8.0 veya 35x8.0 boyutlarında hammaddeden yapılır (Şekil 4.35) [6].



Şekil 4.35 : Ters kelepçe [6].

4.6 Yaprak Yay Çelikleri

Yaprak yay çeliğinin temel gerekliliği, seçilen çelik sınıfının, ilgili kesitte bütün kesit boyunca tamamen martenzitik yapıyı sağlamak için yeterli sertleşebilirliğe sahip

olmasıdır. Martenzitik olmayan dönüşüm ürünleri yorulma dayanımı özellikleri kötüleştirir [6].

Yay malzemelerinin kullanımı için ölçüt alınabilecek diğer özellikler, yeterli yüklenebilirlik, iyi elastisite ve eğer yükleme elastiklik sınırını aşarsa kırılmaya karşı sınırsız emniyettir. Elastik sahadaki form değişimi, alaşım durumundan ve yapıdan biraz etkilenen elastiklik modülünün büyüklüğüne bağlıdır.

Elastik sahada yayın yüksek yüklenebilirliğe sahip olabilmesi için, malzemenin elastiklik sınırının yüksek olması gerekir. Bu değer, her malzeme için soğuk şekillendirme ile ya da bileşimlerine uygun özel ısıt işlemlerle sağlanabilir. Ancak, tüm dayanım yükseltmelerinde ölçü, malzemenin henüz sünekliğini korumasıdır, yani elastiklik sınırı üzerinde yükleme yapıldığında, belli bir şekil değiştirme rezervinin bulunması zorunludur.

Yay malzemelerinden aranan özelliklerin karşılanabilmesi büyük ölçüde çeliklerle sağlanabileceğinden dolayı, yayların çok büyük bir kısmı çeliklerden imal edilir. Bileşimin seçimi, buna uygun ısıt işlem ve şekillendirme yöntemleriyle, yaylardan istenen özellikleri karşılayacak şekilde, çeliğin özelliklerini geniş sınırlar içinde değiştirmek mümkündür. Yaya yeterli yüksek dayanımı ve sünekliği sağlamak amacıyla, çoğu zaman ıslah işlemi uygulanır.

Islah işlemi, çelik parçaya yüksek tokluk özelliğinin kazandırılacağı önce bir sertleştirme ve arkasından menevişleme işlemlerinin bütünü olarak tarif edilir. Genel kullanımlar için, son forma ulaştıktan sonra ısıt işlem olarak ıslah uygulanan yaylarda, ıslah çelikleri kullanılır. Genel ıslah çeliklerinden daha yüksek silisyum içeren 50SiMn7 ila 70SiMn7 gibi çelikler daha çok tipik yay çeliği olarak tanımlanır. Giderek artan ölçüde 50CrMn4 ve 50CrV4 gibi, diğer ıslah çelikleri de kullanılmaktadır. Bunlar, cidarda karbon azalmasına (dekarbürizasyon) karşı daha az hassastırlar ve tane kabalaşmaya karşı da eğilimleri düşüktür.

Sürekli dayanım değeri esas alındığında, bu değer in iyileştirilmesinde alaşım elemanlarının arttırılmasının az etki yaptığı, buna karşın yüzey kalitesinin daha çok etkiye sahip olduğu genel olarak bilinir. Sürekli dayanımın arttırılmasında en etkili yöntem hacmin yaklaşık %6'sına işlem yaparak cidarda çekme kabuğu teşekkül ettirmektir. En iyi sürekli dayanım değerine, 55Cr3 veya 54Cr6 çeliklerinde ulaşılır.

Silisyum mangan çeliklerinde, nisbeten yüksek silisyum miktarından dolayı, cidarda karbon azalması eğilimi vardır. Böyle durumlarda sürekli kırılma tehlikesi artacağından, daha çok krom içeren özellikle 50CrV4 çeliğinin kullanımına gidilir [11].

Tipik yaprak yay çeliğinin mekanik özellikleri aşağıda verilmiştir:

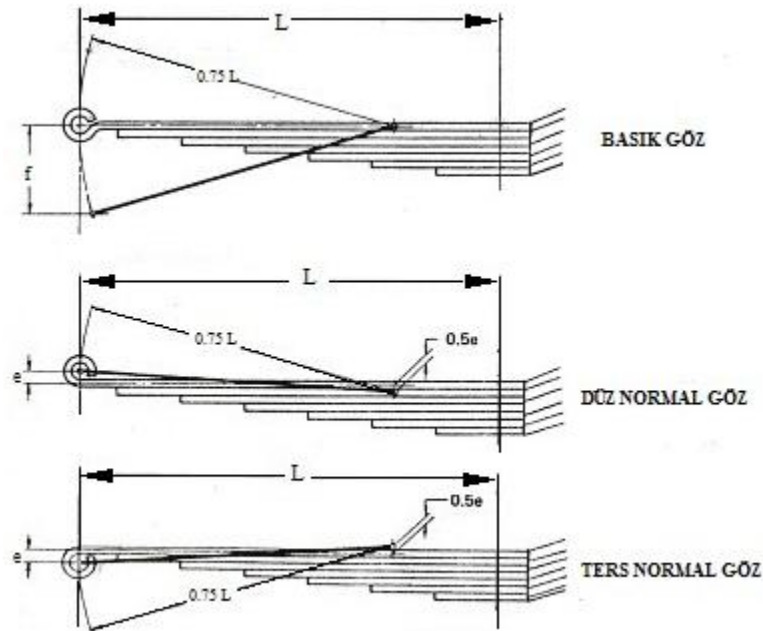
Sertlik:	BHN 388-461 (3000kg kütle) Brinell darbe çapı 3.10-2.85 mm Rockwell C42-49
Çekme dayanımı:	1300-1700 MPa
Akma dayanımı:	1170-1550 MPa
Kesit daralması:	min %25
Birim uzama:	min %7 [6].

5. YAPRAK YAY TASARIMI

5.1 Geometri

Eğilme teorisine göre; düzgün dağılımlı dayanım durumuna yaklaşmak için uygun adımlandırılmış sabit kesit alanlı yapraklara sahip bir yay eğildiğinde, sıfır ile maksimum yükleri arasındaki bütün yüklerde dairesel yay şekline sahip olduğunu veya yüksüzken veya herhangi bir yükteyken düz olduğunu gösteren dairesel bir yay şeklini alacaktır. Bir çok yay bu şartlara oldukça yaklaşır, bu nedenle dairesel yay şekli geometrik özelliklerini hesaplamak için kullanılabilir.

Orta kısmından akslara, iki ucundan gövdeye bağlanan yaprak yaylarda (ankastre giriş); basık göz tipindeki bir yayın göz merkezi, Şekil 5.1’de görüldüğü gibi ana yayın simetri eksenini merkez alarak ‘ $0.75L$ ’ yarıçaplı bir yolu takip eder. Eğer göz merkezi, Şekil 5.1’de düz normal göz ve ters normal gözde görüldüğü gibi, ana katın simetri eksenine göre ‘ e ’ kadar ötelenmiş bir uzaklıkta ise, göz merkezinin takip edeceği yayın merkezi ‘ $0.5e$ ’ kadar ters yönde ötelenir. Parabolik yaprak yaylarda genelde ‘ $0.7L$ ’ yarıçap olarak kullanılır [6].



Şekil 5.1 : Yaprak yay geometrisi [6].

5.2 Yay Katsayısı, Yük ve Gerilme

Bir yaprak yay, eş mukavemetli, gerilmenin kiriş uzunluğu boyunca değişmediği, eşit kalınlığa sahip katlardan oluşan bir kiriş olarak değerlendirilebilir.

Bu yaklaşımın birçok yay için, gereken düzen çalışması için (mutlak düzeltme faktörüyle) ve gereken uzunluk, kalınlık, genişlik ve katların sayısı hesaplamalarında doğruluğu ispat edilmiştir. Ayrıca, detaylı hesaplamalar için temel oluşturur.

Eş mukavemetli kiriş yaklaşımına göre, Şekil 5.2'deki formüller şu gerçeklerden türetilmiştir:

1. Gerilme; (kat kalınlığı * eğrilik değişimi) ile orantılıdır.
2. Eğrilik değişimi; (eğilme momenti değişimi / atalet momenti) ile orantılıdır.
3. Gerilme; (kat kalınlığı * eğilme momenti / atalet momenti) ile orantılıdır.

Orta kısmından akslara, iki ucundan gövdeye bağlanan yaprak yaylarda (ankastre kiriş); gerilme kelepçe bölgesinde en üst seviyededir ve gerilme formülü en yüksek değere karşılık gelir. Şu göz önünde bulundurulmalıdır ki, aynı yükte, uzunlukta, kalınlıkta ve gerilmede; eş kesitli yay, eğilmenin sadece üçte ikisini üretir ve eş mukavemetli yaydan iki kat daha fazla ağırdır, başka bir deyişle, eş mukavemetli yay, eş kesitli yaydan üç kat daha verimlidir.

Şekil 5.2'deki formüllerde görüldüğü gibi, gerilme; şekil değiştirme, deplasman veya yükten, hangi bilgi biliniyorsa, hesaplanabilir.

Şekil değiştirme ile gerilme hesabında, aynı eğrilik değişiminde ($1/R - 1/R_0$) için, gerilme direkt olarak kat kalınlığındaki değişime göre değişecektir.

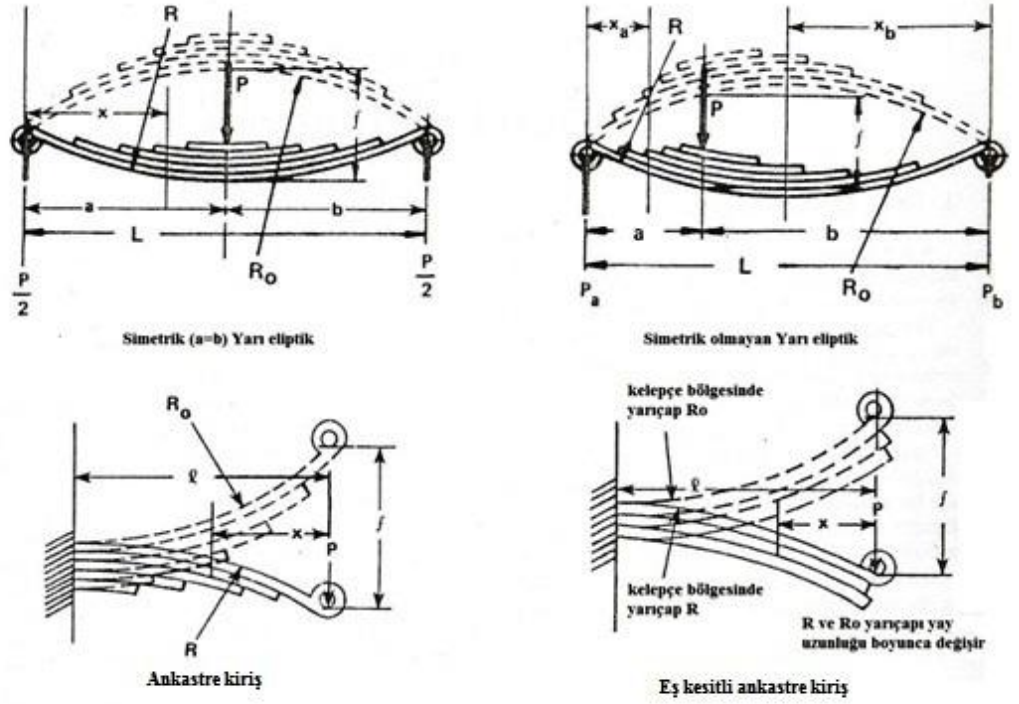
Deplasman ile gerilme formülünde, gerilme direkt olarak kat kalınlığıyla orantılı, etkin yay uzunluğunun karesi ile ters orantılı değişecektir.

Yük ile gerilme formülü, gerilmenin verilen yük için, etkin uzunlukla orantılı, kat kalınlığının karesi ile ters orantılı değiştiği standart bir kiriş formülüdür.

Deplasman ile gerilme formülü, verilen gerilme ve deplasman için, kat kalınlığının, etkin yay uzunluğunun karesine göre değişeceğini gösterir ve ince katlar, gözler için yeterli dayanımı sağlayamayacağı için, formül uzun yayların istendiğini belirtir.

Uzun yayların kullanımı ile ilgili diğer bir konu da bükme (windup) rijitliğinin uzunluğun karesine göre değiştiğidir.

Montaj ve küpe etkilerinden dolayı, test yükü ve yay katsayısı, istenen montajlı yük ve yay katsayısı ile aynı değildir [6].



Tip	Simetrik (a=b) Yarı eliptik	Simetrik olmayan Yarı eliptik	Ankastre kiriş	Eş kesitli ankastre kiriş
Uzunluk Oranı	$Y = b/a = 1$	$Y = b/a$	—	—
Geometriden Deplasman	$f = \frac{L^2}{8} \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R_0} \right)$	$f = \frac{ab}{2} \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R_0} \right) = \frac{fL^2}{2(Y^2+1)^2} \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R_0} \right)$	$f = \frac{L^2}{2} \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R_0} \right)$	$f = \frac{L^2}{3} \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R_0} \right)$
Şekil değiştirme ile gerilme	$S = \frac{E}{2} \cdot f \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R_0} \right)$	$S = \frac{E}{2} \cdot f \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R_0} \right)$	$S = \frac{E}{2} \cdot f \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R_0} \right)$	$S = \frac{E}{2} \cdot f \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R_0} \right)$
Deplasman S ile gerilme	$S = \frac{4Et}{L^2} \cdot f \cdot SF$	$S = \frac{Et}{ab} \cdot f \cdot SF = \frac{Et}{L^2} \cdot \frac{(Y+1)^2}{Y} \cdot f \cdot SF$	$S = \frac{Et}{L^2} \cdot f \cdot SF$	$S = \frac{Et}{L^2} \cdot f \cdot 1.5$
Herhangi bir kesitte yük ile gerilme	$S_x = \frac{xL}{4\pi I_x} \cdot P$	$S_{xa} = \frac{x_a L}{2\pi I_{xa}} \cdot P_a$ $S_{xb} = \frac{x_b L}{2\pi I_{xb}} \cdot P_b$	$S_x = \frac{xL}{2\pi I_x} \cdot P$	$S_x = \frac{xL}{2\pi I_x} \cdot P$
Yay oturma alanında yük ile gerilme	$S = \frac{aL}{4\pi I} \cdot P = \frac{L^2}{8\pi I} \cdot P$	$S = \frac{abL}{2\pi I L} \cdot P = \frac{L^2}{2\pi I} \cdot \frac{Y}{(Y+1)^2} \cdot P$	$S = \frac{L^2}{2\pi I} \cdot P$	$S = \frac{L^2}{2\pi I} \cdot P$
Yük yay katsayısı	$k = \frac{P}{f} = \frac{4E\pi I}{a^3} \cdot SF = \frac{32E\pi I}{L^3} \cdot SF$	$k = \frac{P}{f} = \frac{2E\pi I L}{a^3 b^2} \cdot SF = \frac{2E\pi I}{L^3} \cdot \frac{(Y+1)^4}{Y^2} \cdot SF$	$k = \frac{P}{f} = \frac{2E\pi I}{L^3} \cdot SF$	$k = \frac{P}{f} = \frac{2E\pi I}{L^3} \cdot 1.5$
Hacim verimliliği	$\frac{S^2 \cdot pik}{6E}$	$\frac{S^2 \cdot pik}{6E}$	$\frac{S^2 \cdot pik}{6E}$	$\frac{S^2 \cdot pik}{10E}$

Şekil 5.2 : Yaprak yaylar için tasarım formülleri (kavis pozitifken, negatif değerlendirilen R_0 eğrilik yarıçapına sahip yüksüz yaylar) [6].

Parabolik yaprak yaylarda tasarım formülleri daha farklıdır. İstenen yay katsayısı, eksen uzunlukları ve düşey yay katsayısı faktörüne (C_v) göre merkez kalınlığı (t_0) hesaplanır (5.1).

$$t_0^3 = k \frac{4a^2b^2}{Ew_0L} \frac{1}{c_v} \quad (5.1)$$

t_0 = yaprak yayın merkezdeki başlangıç kalınlığı (mm)

k = serbest halde yay katsayısı (N/mm)

a = ön taraf göz eksen uzunluğu (mm)

b = arka taraf göz eksen uzunluğu (mm)

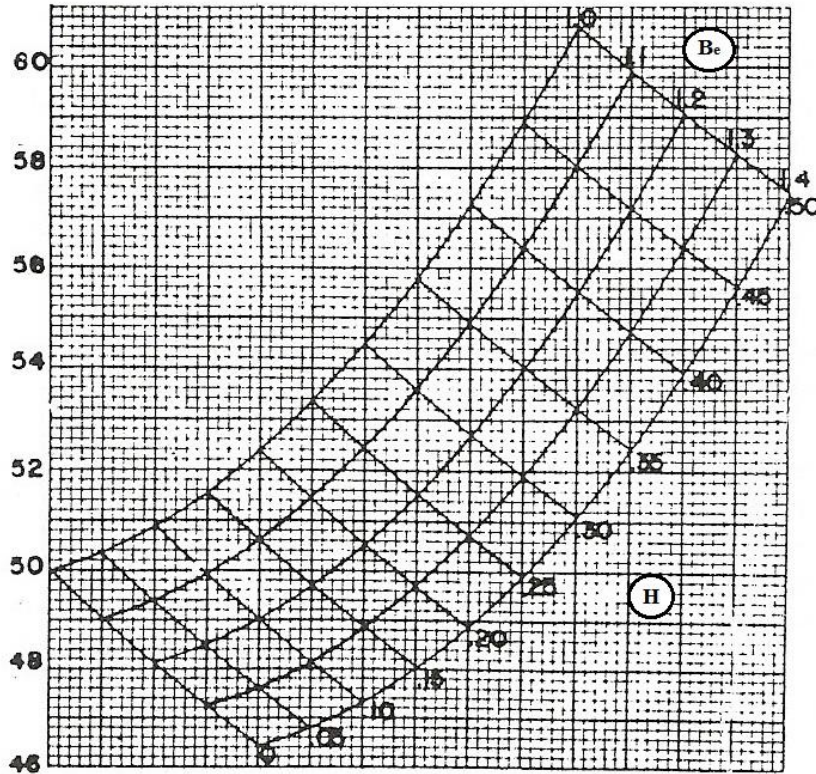
E = elastisite modülü

W_0 = yaprak yay genişliği (mm)

L = yaprak yay boyu (mm)

C_v = düşey yay katsayısı faktörü [6].

C_v Şekil 5.3'teki grafikten alınır.



Şekil 5.3 : Parabolik yaprak yaylar için düşey yay katsayısı faktörü grafiği [6].

Grafikteki H değeri 5.2 denkleminde hesaplanır.

$$H = \frac{c}{l} \quad (5.2)$$

c = uçlarda kalınlık değişiminin olmadığı bölgenin uzunluğu (mm)

l = göz eksen uzunluğu (mm) [6].

Grafikteki B_e değeri, uçtaki genişliğin başlangıç genişliğine oranıdır, yaprak genişliğinin sabit olduğu yaprak yaylarda 1'e eşittir.

Yaprak yayda meydana gelen gerilme 5.3 denkleminde hesaplanır.

$$S = \frac{6P_{\max} a_c b_c}{wt_0^2 L_c} \quad (5.3)$$

S = $P_{\max}$ yükünde meydana gelen gerilme (MPa)

$P_{\max}$ = yaprak yayaya gelen en büyük yük (N)

a_c = ön taraf aktif eksen uzunluğu (mm)

b_c = arka taraf aktif eksen uzunluğu (mm)

w = yaprak yay genişliği (mm)

t_0 = yaprak yayın merkezdeki başlangıç kalınlığı (mm)

L_c = yaprak yayın aktif uzunluğu (mm)

Parabolik ve konvansiyonel yaprak yaylarda yay katsayısı değeri (k), yaprak yayın sadece bir merkez civatasıyla tutturulmuş haldeki değeridir. Araç üzerindeki değeri bundan farklıdır. Yaprak yayın araç üzerindeki montajından kaynaklanan faktörler yay katsayısına etki eder. Merkez kelepçesi ile bütün katların sıkılması, burçların ve küpenin etkisi, montaj etkileridir. Bunlardan önemli derecede etki eden faktör merkez kelepçesi ile yaprak yay montajının sıkılmasıdır. Yay katsayısı bu durumda kelepçeli olarak değerlendirilir. Kelepçenin kullanılması yaprak yayın boyunda aktif uzunluğu azaltır. Hesaplama yapılırken bu aktif uzunluklar dikkate alınır (5.4).

$$k_c = k \frac{L_c a^2 b^2}{L a_c^2 b_c^2} \quad (5.4)$$

k_c = merkez kelepçeli yay katsayısı (N/mm)

k = serbest halde yay katsayısı (N/mm)

a = ön taraf göz eksen uzunluğu (mm)

b = arka taraf göz eksen uzunluğu (mm)

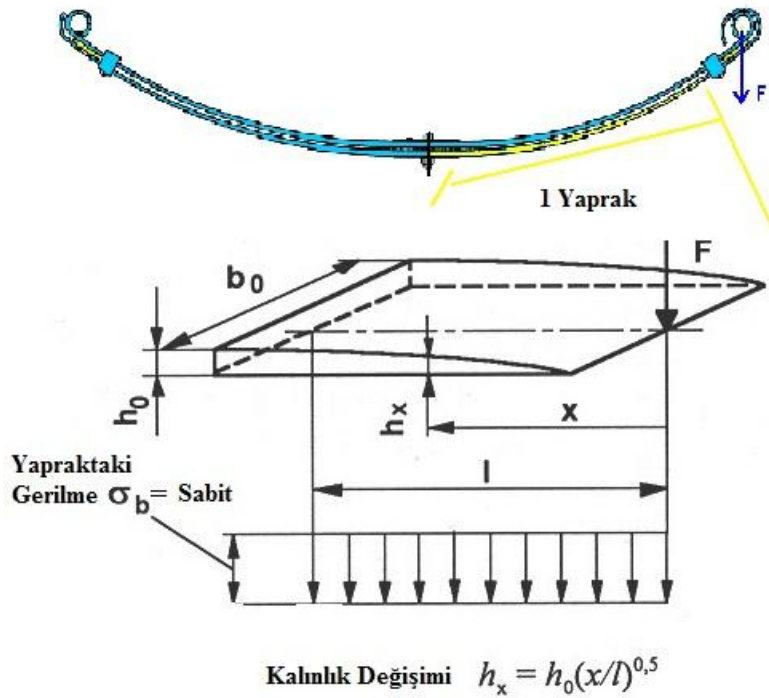
L = göz eksenleri arasındaki uzunluk (mm)

a_c = ön taraf aktif eksen uzunluğu (mm)

b_c = arka taraf aktif eksen uzunluğu (mm)

L_c = göz eksenleri arasındaki aktif uzunluk (mm) [6].

Parabolik yaprak yaylarda merkez kalınlığına karar verildikten sonra yaprak uzunluğu boyunca kalınlık değişimi Şekil 5.4'teki yaklaşım kullanılarak hesaplanabilir.



Şekil 5.4 : Parabolik yaprak yay kalınlık hesabı yaklaşımı [17].

5.3 Rijitlik Faktörü

Gerçek yaprak yaylar aslında eş mukavemetli kirişler değildir. Bu kirişlere ne kadar yaklaştığı şu faktörlere bağlıdır.

Katların uzunluğu: Bazen iki veya daha fazla sayıda tam uzunluktaki katlar kullanılır. Eş mukavemet için kısa yaprakların daha uzun olması gerekebilir. Bu göz bölgesinde ana katın gerilmesini azaltmak içindir ve yaprak yay böylece daha sert olacaktır ve eş mukavemetli yay ile uniform kesitli yay arasında olacaktır.

Yaprak uçları: Yan kesimli yaprak uçları yaprak yayı daha rijit yapar.

Merkez kelepçesi (u-bolt): Standart prosedür, yarı eliptik (semi-elliptic) yayların merkez kelepçesi olmadan test edilmesini gerektirir ve formül de bu durum için verilmiştir. Yaylar, kelepçelerle birlikte kullanıldığından, kat uzunlukları kelepçeli yaylar için tasarlanmıştır. Teorik olarak, bu durum toplam uzunluktan kelepçeli kısmın uzunluğun çıkarılmasını, bu kısaltılmış uzunluk için iki adet ankastre kiriş tipinde yay tasarlamayı ve iki ankastre kiriş ortasına eş kesit eklemeyi gerektirir. Aslında merkez kelepçesinin etkisi formülde tam uzunluk yerine aktif uzunluğun kullanılmasıyla kabul edilmiştir.

Oturma alanı ile birlikte aktif uzunluğun miktarı kelepçe parçalarının tasarımına bağlıdır ve ayrıca kelepçe plakaları ve katların arasında ayırıcı plaka malzeme kullanılabilir. Yarı eliptik ve ankastre kiriş yaylarda aktif uzunluk oturma alanına uzatılır ve bu nedenle kelepçenin kenarından yükün uygulandığı noktaya olan uzaklıktan daha uzun olur. Ayırıcı malzeme kullanılmayan yaylar için, aktif uzunluk genelde kelepçe cıvatasının iç kenarına kadar uzatılır. Yay oturma alanı ayırıcıları aktif uzunluğu kelepçe bölgesine uzatacaktır, miktarı, kelepçe cıvataları sıkıldığında ayırıcının sıkıştırılabilirliğine bağlıdır.

Katların uzunluğunun ve katların uçlarının tipleri, rijitlik faktörü “stiffening factor” SF olarak incelenir.

Deplasman ile bulunan gerilme ve yük katsayısı formülleri SF ile çarpılır.

Eş kesitli ankastre kiriş için $SF=1.5$.

Kat uzunlukları ve kat kalınlıkları, eş mukavemetli kiriş (yay) yapmak için seçildiğinde $SF=1$ olur ve eğildiği zaman yayın son eğriliği R yarıçaplı dairesel bir yaydır.

Tasarım eş mukavemetli yaydan saptıkça, elastik eğri dairesel bir yaydan sapar. “R” elastik eğri için sadece yaklaşık bir değer olacaktır ve SF daha yüksek bir değerde olmalıdır.

SF, çok katlı bir yayda bütün katlar tam uzunlukta olduğunda veya sabit kalınlıkta ve genişlikte tek katlı bir yayda, en büyük değeri olan 1.5’i alır. Bu tip bir yaya, kelepçe çizgisinde elastik eğrilik yarıçapının ‘R’ en küçük ve gerilmenin bu çizgide en yüksek olduğu eş kesitli yay denir. Şekil 5.2 sütun 4’te görülmektedir.

Son tasarımda doğru SF değerinin seçilmesi; değer, tasarım özelliklerine bağlı olarak 1.10’dan 1.50’ye kadar değiştiği için deneyimlerle kazanılmış faktörlerle dayanır.

İlk tasarım hesaplamaları için şu SF değerleri, yaklaşık sayıdaki ve kalınlıktaki yaprak seçiminde bir atalet momenti (ΣI) sağlamak için Çizelge 5.1'deki formüllere uygulanabilir.

Süzmeli yaprak uçlarına sahip yolcu arabası ve hafif kamyon yaylarında daha az veya daha çok eş gerilme tasarımı için: SF=1.10

Süzmeli yaprak uçlarına ve uzatılmış kat uzunluklarına sahip yolcu arabası ve hafif kamyon yayları için: SF=1.15

Süzmesiz yaprak uçlarına sahip kamyon yayları ve daha fazla veya daha az eş gerilme tasarımı için SF=1.15

Süzmesiz yaprak uçlarına ve 2 tane tam uzunlukta kata sahip kamyon yayları için SF=1.20

Süzmesiz yaprak uçlarına ve 3 tane tam uzunlukta kata sahip kamyon yayları için SF=1.20

Değişken veya aşamalı yay katsayılı yayların ilk aşaması için, ikinci aşama ile temastan önce SF=1.40

Değişken veya aşamalı yay katsayılı yayların hepsi kullanımdayken, ikinci aşaması için;

SF=1.10 süzmeli yaprak uçları için

SF=1.15 süzmesiz yaprak uçları için

Bütün katları tam uzunlukta olan yaylar için SF=1.5 [6].

Çizelge 5.1 : Konvansiyonel yaprak yaylarda hesaplamalar için formüller [6].

Formül		Simetrik yarı eliptik	Simetrik olmayan yarı eliptik	Çok katlı ankastre giriş
I	Toplam atalet momenti- mm ⁴	$\Sigma I = \frac{k \cdot L^3}{32 \cdot E \cdot SF}$	$\Sigma I = \frac{k \cdot a^2 \cdot b^2}{2 \cdot E \cdot SF \cdot L} = \frac{k \cdot L^3}{2 \cdot E \cdot SF} \cdot \frac{Y^2}{(Y+1)^4}$	$\Sigma I = \frac{k \cdot \ell^3}{2 \cdot E \cdot SF}$
II	En büyük kat kalınlığı t _{max} - mm	$t_{max} = \frac{8 \cdot \Sigma I}{L} \cdot \frac{S}{P}$	$t_{max} = \frac{2 \cdot \Sigma I \cdot L}{a \cdot b} \cdot \frac{S}{P} = \frac{2 \cdot \Sigma I}{L} \cdot \frac{S}{P} \cdot \frac{(Y+1)^2}{Y}$	$t_{max} = \frac{2 \cdot \Sigma I}{\ell} \cdot \frac{S}{P}$
III	Standart kat kalınlığında gerilme- MPa	$S = \frac{L \cdot t}{8 \cdot \Sigma I} \cdot P$	$S = \frac{a \cdot b \cdot t}{2 \cdot \Sigma I \cdot L} \cdot P = \frac{L \cdot t}{2 \cdot \Sigma I} \cdot P \cdot \frac{Y}{(Y+1)^2}$	$S = \frac{\ell \cdot t}{2 \cdot \Sigma I} \cdot P$

Çizelge 5.1'deki formüllerden,

Formül 1, belirlenen yay katsayısı ve uzunluk için toplam atalet momentini hesaplamak için kullanılır.

Formül 2, belirlenen en yüksek gerilme limitine denk bir yükte, en fazla izin verilen kat kalınlığını hesaplamak için kullanılır. Yaydaki katların dizilimi; kat adedinin,

genişliğin ve formül ile elde edilen hesaplanan toplam atalet momentini sağlamak için kat kalınlığı ölçülerinin seçimi ile saptanır. Çizelge 5.2’de bağımsız yaprak kesitlerinin atalet momentleri vardır.

Formül 3, yaydaki gerilmeyi hesaplamak için kullanılır [6].

Çizelge 5.2 : Konvansiyonel yaprak yay kesitleri için atalet momentleri [6].

Kalınlık	Genişlikler için atalet momentleri									
	40.0	45.0	50.0	56.0	63.0	75.0	90.0	100.0	125.0	150.0
5.00	398.8	449.6	500.3	561.2	632.3					
5.30	474.9	535.4	596.0	668.6	753.3					
5.60	560.0	631.5	703.0	788.8	888.9					
6.00	688.3	776.4	864.5	970.1	1093.4	1304	1567			
6.30	796.3	898.4	1000	1123	1266		1510	1815		
6.70	956.8	1079.7	1203	1350	1522	1817	2184			
7.10	1137.3	1283.7	1430	1606	1811	2162	2600	2892		
7.50	1338.9	1511.6	1684	1892	2134	2548	3065	3410		
8.00	1622.0	1831.9	2042	2294	2588	3092	3720	4139		
8.50	1942	2194	2446	2748	3101	3707	4462	4964	6212	
9.00	2301	2600	2899	3259	3678	4399	5295	5892	7376	
9.50	2700	3052	3405	3828	4321	5170	6225	6928	8677	
10.00	3136	3547	3957	4450	5024	5996	7222	8038	10050	12050
10.60	3726	4215	4704	5291	5976	7137	8598	9572	11980	14360
11.20	4383	4961	5538	6231	7040	8412	10137	11287	14130	16950
11.80	5111	5787	6463	7274	8221	9829	11848	13195	16520	19840
12.50	6056	6860	7664	8629	9755	11670	14073	15675	19640	23590
13.20			9002	10140	11460	13730	16560	18450	23130	27780
14.00			10710	12060	13650	16350	19730	21990	27580	33150
15.00			13120	14790	16740	20070	24230	27010	33900	40770
16.00			15850	17880	20250	24300	29360	32730	41120	49470
17.00				21370	24210	29080	35150	39200	49270	59320
18.00				25280	28650	34440	41650	46460	58430	70380
19.00				29620	33590	40410	48890	54540	68650	82720
20.00				34410	39050	47010	56910	63510	80000	96410
21.20						55810	67610	75470	95110	114700
22.40						65340	79210	88450	111300	134000
23.60						76190	92410	103220	130000	156600
25.00						90230	109530	122400	154300	186000
26.50								145400	183400	221300
28.00								171000	215900	260700
30.00								209500	264900	320100
31.50									306000	370000
33.50									367000	444100
35.50										527300
37.50										620100

5.4 Gerilme Dağılımı

Yaprak kesitleri, uçları, kelepçeler vb. belirlendikten sonra ve yaklaşık yay ölçüleri hesaplandıktan sonra, ileri özellikler genelde yay üretici ile birlikte geliştirilir. Bu özellikler; kalınlık, uzunluk, serbest kavis ve her bir katın kumlaması ve montajlı yaya ne kadar ön yükleme verileceğidir.

Yay üreticileri bu verilere ulaşmak için çeşitli metotlar kullanırlar ve onların sonuçları farklı olabilir çünkü onlar birbiriyle çelişen gereklilikler üzerinde uzlaşmak için yargıya varırlar. Yani, gerekliliklerin arasından öncelikli olana göre tercih yapılır.

Bu uzlaşmaların ve detaylı tasarımdaki varsayımların çerçevesinde, hizmet deneyimi final testine kalmalıdır. Yeterli geçmişe sahip ise, hizmet deneyimi, uygun ayarlanmış ömür testlerinin sonuçlarıyla gösterilebilir ve sırasıyla, ömür testi sonuçları özel tip bir hizmet için tasarım kurallarını belirleyebilir [6].

5.4.1 Yaprak kalınlığı

Otomotivde pratikte, yaylar genelde iki veya üç farklı kalınlık ölçüsünden oluşan katlar şeklinde kademelidir. Ana kat, sık sık bitişik yapraklarla birlikte, bir ölçü daha kalın ve diğer kısa katlar bir ölçü daha ince yapılır.

Şu nedenlerden dolayı ana kat bir ölçü daha kalın yapılır: göz kuvvetlerine dayanması için ana kata daha fazla dayanım kazandırmak; kısa katlarda daha fazla su verme yarıçapı toleransına izin vermek; katların farklı serbest kavislerini dengelemek için, çünkü istenen yay katsayılarına bütün katlar için aynı kalınlık ölçüsünü kullanarak değil, daha çok standart ölçülerin kombinasyonunu kullanarak ulaşılabilmektedir [6].

5.4.2 Yaprak eğriliği

Bütün montajsız katlar için eğrilik farklıdır. Ana kattan kısa katlara doğru eğrilik daha negatif olacak şekilde değişir. Yay montajı yapıldığında, katlar birbirine doğru çekilir ve ortak eğrilik elde edilir. Monte edilmiş bir yayın serbest konumunda katlar bu nedenle bir miktar gerilme altındadır. Ana katta bu montaj gerilmesi yük gerilmesine ters yönde etki yapar, kısa katlarda yük gerilmesine eklenir. Bu, ana katın gerilmesini azaltmak ve yaprak uçlarının bitişik katları desteklemesini emniyet altına almak için yapılır [6].

5.4.3 Adımlama

Yaprak yayda katların uzunlukları, kalınlıklar ve bağımsız kat eğrilikleri her bir kat boyunca gerilme dağılımını belirler. Ayrıca, yük altında yayın şeklini ve yay katsayısını belirler.

Bir yayın katları, kat uçlarının yakınında, görece küçük bir alanda birbirlerinin üstüne baskı yapar. Bu alandaki basıncın merkezi (bükülme merkez eksenini) yaprak ucunun arkasına biraz uzaklıktadır. Bu uzaklık düz, tam uzunlukta uçlar için 10mm'den, süzmeli uçlar için 50mm'ye kadar değişir. Bir basınç merkezinden bir sonraki kısa katına olan uzaklık, adım veya çıkıntı olarak tanımlanır. En kısa katın

kelepçenin kenarından çıkıntısını hesaplamak için, kelepçe parçalarının tasarımını göz önünde bulundurmak gerekir. Bütün adımların toplamı, yayın aktif uzunluğuna eşittir.

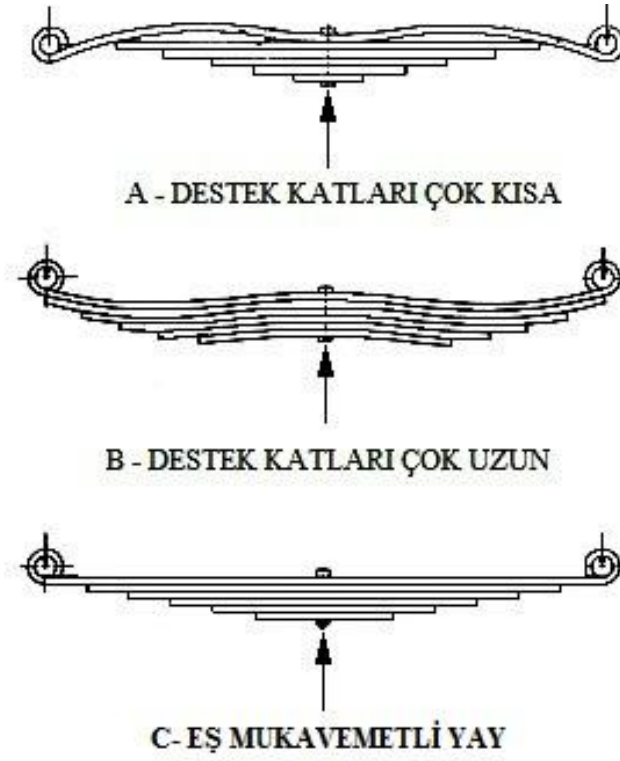
Adımlamanın etkisini görebilmek için, bütün katları aynı serbest kavise sahip varsayımsal bir yay olduğu düşünülecektir. Eğer bu yayın bütün katları eşit kalınlıkta ve eşit adımlarda olursa eş mukavenetli kirişe en yakın yaklaşımı verecektir.

Eğer yay karışık bir sınıflandırmaya sahipse yani katlar farklı kalınlık ölçüsünden oluşuyorsa adımlar t^3 'e oransal yapılmalıdır. Gerilme her bir kat boyunca yaklaşık olarak eş olacaktır ama çeşitli katlar, yorulma ömrü dayanımı için fazla istenmeyen, kalınlıklarına göre oransal olarak gerilmeye maruz kalacaklardır.

Eğer birçok kat tam uzunlukta yapılırsa, yay sertleşecektir (verilen yükte deplasman azalır). Bu; verilen bir yük için, oturma alanındaki gerilme aynı kalırken, yaprak uçlarındaki gerilmeyi azaltır. Ancak, verilen deplasmanı sağlamak için uygulanan yük arttırılırsa, oturma alanındaki gerilme artacaktır.

Eğer katların dengesi tam uzunluktaki yaylarla uzatılmazsa, verimlilik tam uzunluktaki katlarla sınırlanacaktır. Ancak, katların dengesi uzatılırsa, gerilmeler yaprak uçlarına doğru azalacaktır. Yay katılmış olacak ve eş mukavemetli kirişten eş kesitli yaya doğru sapacaktır.

Eğer bağımsız katlar farklı eğriliklere sahip ise montaj gerilmesi oluşur. Bu birçok nedenden dolayı istenen bir durumdur. Montaj gerilmeleriyle, bütün yüklerde bir kat boyunca eş gerilme elde etmek imkansızdır. Montaj gerilmelerinin ve adımlamanın uygun bir kombinasyonu, gerilmeyi kat boyunca istenen bir davranışta dağıtmak ve her bir kat boyunca özel bir yükte eş yapmak mümkündür [6].



Şekil 5.5 : Destek katlarının uzunluklarının yayın şekline olan etkisi [6].

5.5 Yay Gözlerinin Dayanımı

Yaya gelen boyuna kuvvetlere bağı olarak, ana katta veya gözde oluşan eğilme gerilmesi, 5.5 denklemi ile hesaplanabilir.

$$S = \frac{3F(D+t)}{t^2 w} \quad (5.5)$$

S = gerilme (MPa)

F = boyuna kuvvet (N)

D = gözün iç çapı (mm)

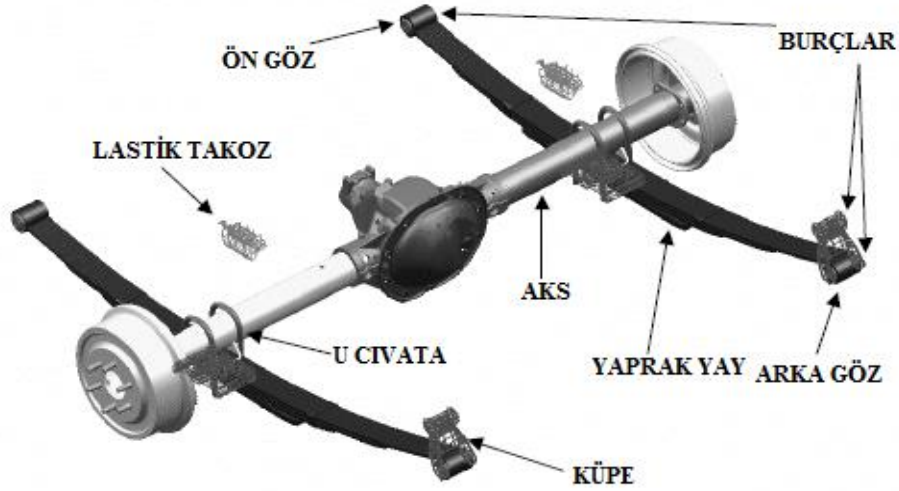
t = gözdeki kalınlık (mm)

w = gözdeki genişlik (mm) [6].

Yukarıdaki denklem ile hesaplanan gerilme; düz normal gözlere, ters normal gözlere ve boyuna kuvvet etkisi altında gerilmenin sıfır olduğu durumun dışında basık gözlere uygulanır. Bundan dolayı basık gözün diğer iki tipe göre gerilme avantajı vardır.

Testler, bu formülde hesaplandığı gibi, gerilme malzemenin akma noktasına ulaştığında gözün açılmaya başlayacağını göstermiştir.

Eğer yaprak yaylar; frenlemede ve sürüşte boyuna kuvvetlerin taşındığı, Şekil 5.4'te görüldüğü gibi Hotchkiss süspansiyonunda kullanılırsa, yüksek bir güvenlik katsayısı gereklidir. Bu tür uygulamalarda boyuna kuvvetler hesaplanan statik kuvvetlerden çoğu zaman daha büyüktür, çünkü sürücü tarafından, tekerleklerin yolda kaldığını umarak veya aksların boyuna sallanmasıyla ani yükler uygulanabilir. Bu nedenle hesaplanan en yüksek gerilmenin 350 MPa'yı geçmesine izin verilmemelidir. Otobüsler gibi çok sık durma ve kalkma yapan araçlarda gereken göz dayanımı, bu çalışma şartlarını yansıtan ömür testleriyle hesaplanmalıdır [6].



Şekil 5.6 : Hotchkiss süspansiyon sistemi [12].

5.6 Sürüş Kalitesi

Süspansiyon sistemi aracın konforuna etki ettiği için tasarımda göz önünde bulundurulması gerekir. Sürüş kalitesi genelde süspansiyon sisteminin doğal frekansı olarak değerlendirilir. Doğal frekans denklemi aşağıda verildiği gibidir.

$$\omega_n = 0.159 \sqrt{\frac{(k_{ss} * k_t)}{(k_{ss} + k_t) * M_s}} \quad (5.6)$$

ω_n = doğal frekans (Hz)

k_{ss} = süspansiyon sisteminin yay katsayısı (N/m)

k_t = lastiklerin yay katsayısı (N/m)

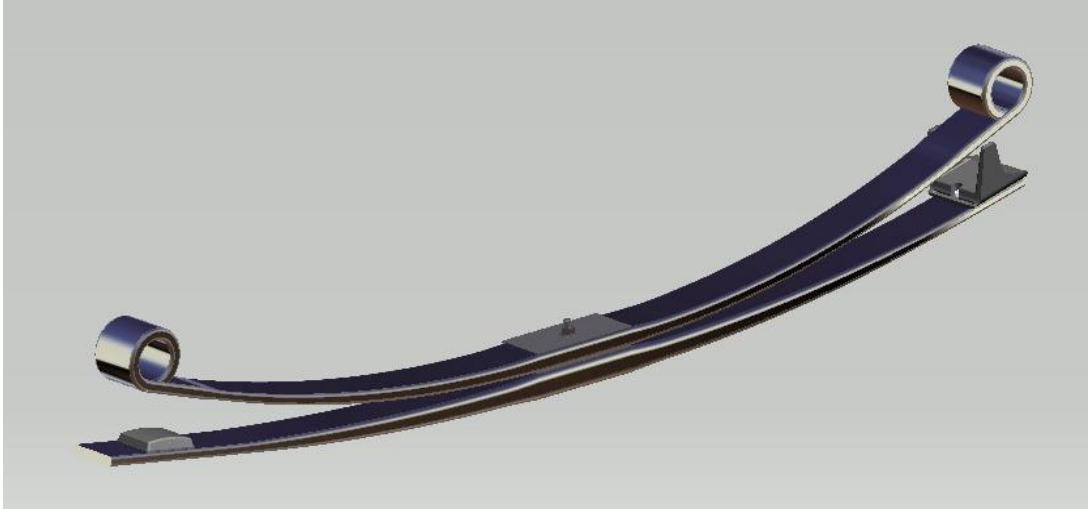
M_s = yaylanan kütle (kg) [13].

Süspansiyon sisteminin doğal frekansı 1 Hz'den az olduğu zaman yolcu taşınan bir araçta hareket hastalığına (araç tutması) ve 2.5'ten fazla olduğu zaman da sert bir sürüşe yol açar. Ayrıca birçok yolcu aracında ve kamyonlarda doğal frekans 1.5 ile 2.0 Hz arasındadır [13].

6. FİZİKSEL TEST SONUÇLARI İLE BİLGİSAYAR DESTEKLİ SONLU ELEMANLAR ANALİZİ SONUÇLARINI DOĞRULAMA ÇALIŞMASI

Bu bölümde, iki aşamalı bir parabolik yaprak yayın Abaqus programında sonlu elemanlar yöntemi ile doğrusal olmayan gerilme analizi yapılmış, fiziksel test sonuçları ile karşılaştırılması ve bu test sonuçlarına göre analiz yönteminin doğrulaması yapılmıştır.

Yaprak yayın CATIA V5 programında hazırlanmış modeli Şekil 6.1'deki gibidir. Yaprak yay iki kattan oluşmaktadır ve iki aşamalıdır. Katların birbirine teması; temas yüküne geldiğinde, ikinci katın uçlarında bulunan kauçuk takozlarla sağlanmaktadır.



Şekil 6.1 : İki aşamalı parabolik yaprak yayın katı modeli.

Yaya gelen en büyük yük $F_{\max} = 58150$ N, tasarım yükü $F_{\text{tasarım}} = 37700$ N, ikinci katın devreye girdiği temas yükü $F_{\text{temas}} = 9900$ N, araç boşken yaya gelen yük $F_{\min} = 6000$ N'dur. İstenen yay katsayıları serbest halde (kelepçe ve küpe etkisi yok); 2. Kat devreye girmeden önceki yani sadece anakatın yay katsayısı $K1=145\pm\%7.5$ N/mm, 2. Kat devreye girdikten sonra iki katın birlikte hareket etmesiyle oluşan yay katsayısı $K2=365\pm\%7.5$ N/mm'dir.

Yay katsayısı, yaya gelen kuvvetin bu kuvvette oluşan deplasmana oranından hesaplanır (6.1).

$$F = kx \quad (6.1)$$

F = yük (N)

k = yay katsayısı (N/mm)

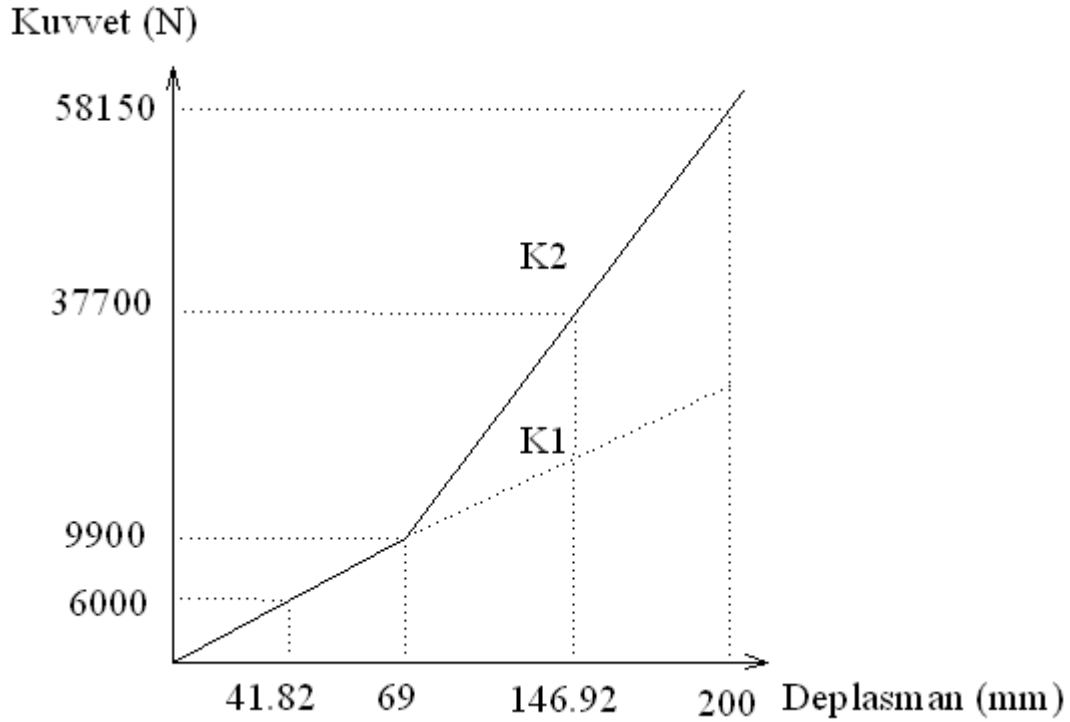
x = deplasman (mm)

yaprak yayın numune üretimi yapılmış ve serbest halde yaya gelen kuvvetlere göre yaptığı deplasmanlar ölçülmüş ve yay katsayıları hesaplanmıştır (Şekil 6.2).



Şekil 6.2 : Test makinesinde serbest halde yay katsayısı ölçümü.

Yaprak yaya gelen kuvvetlere göre oluşan kuvvet deplasman grafiği Şekil 6.3'te verilmiştir. K1 = 143.47 N/mm, K2 = 368.32 N/mm bulunmuştur. Bu değerler projede istenen değer aralığında kalmaktadır.



Şekil 6.3 : İki aşamalı parabolik yaprak yayın serbest halde kuvvet - deplasman grafiği.

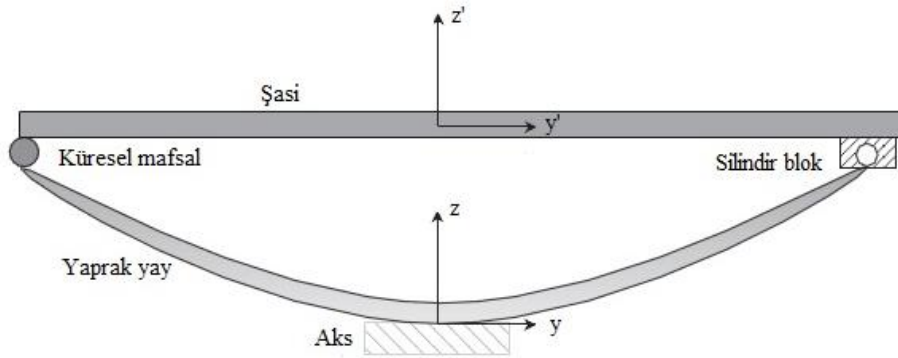
6.1 Yaprak Yayın Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Gerilme Analizi

Sonlu elemanlar yöntemi ile çözüm yapmak için üç farklı model oluşturulabilir.

- 1) Yaprak yay modeli: Bu model merkez cıvatlıdır ve iki gözden de tekerleklerle desteklenir. Burçlar dahil edilmez. Cıvatalı model benzetimi yapılır.
- 2) Yaprak yay montajı modeli: Bu model, burçların ve küpenin dahil edildiği U cıvatalı yaydır. Montaj modeli benzetimi yapılır.
- 3) Tam süspansiyon modeli: Bu model bütün süspansiyon elemanlarının benzetimidir [12].

Bu çalışmada kullanılan model yaprak yay montajı modeli yaklaşımıdır. U cıvataları ile merkezden sıkılıp araca montaj pozisyonunda gözlerde küpe sınır şartlarının tanımlandığı bir sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Şekil 6.4'teki gibi ön göze sadece x ekseninde dönme serbestliği verilmiştir. Arka göze (küpe tarafı) hem x ekseninde dönme hem de y ekseninde öteleme serbestliği verilmiştir. Burçların montaj etkisi ihmal edilmiştir.

Yüksek esnekliğe sahip yapılarda doğrusal olmayan çözüm yapılması gerilmenin doğru hesaplanmasında büyük rol oynar [16]. Doğrusal olmayan sonlu elemanlar analizleri doğrusal sonlu elemanlar analizlerinden daha kesin sonuç vermektedir [19] Bu nedenle yaprak yay gerilme analizlerinde doğrusal olmayan çözüm yapılmıştır.



Şekil 6.4 : Yaprak yay sonlu elemanlar modeli sınır şartları [14].

Sonlu elemanlar modelinde kullanılan özellikler Çizelge 6.1'deki gibidir.

Çizelge 6.1 : Sonlu elemanlar modeli özellikleri.

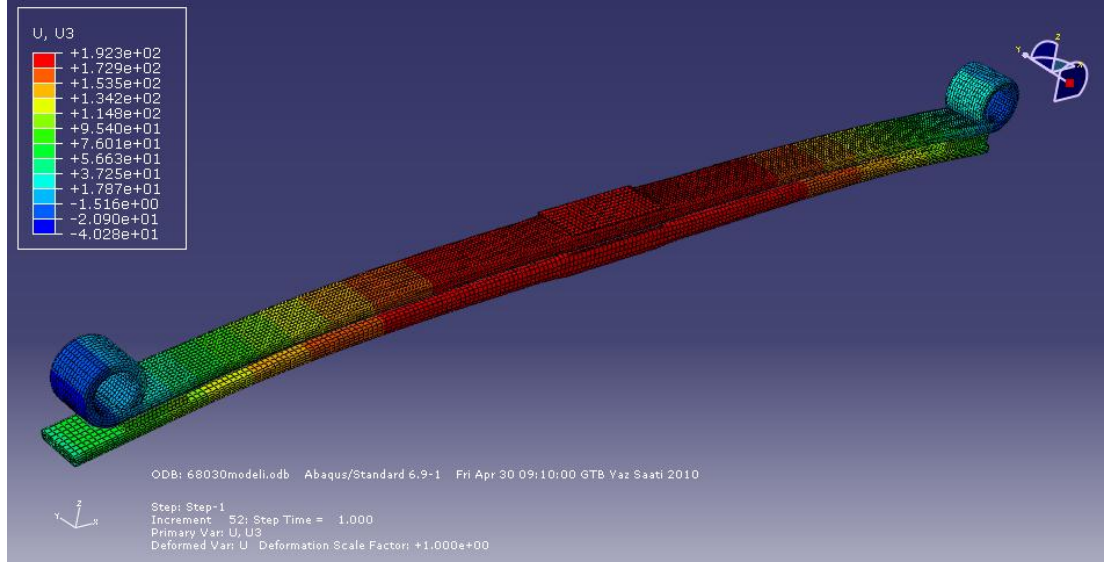
Node Sayısı	33818
Eleman Sayısı	25427
Eleman Tipi	Dikdörtgen prizmatik (hex)
Eleman Boyutu	8
Sürtünme Katsayısı (kauçuk - çelik)	0.4
Elastisite Modülü (çelik)	206 GPa
Elastisite Modülü (kauçuk)	0.1 GPa
Poisson oranı	0.3

Kauçuk - çelik sürtünme katsayısı Çizelge 6.2'deki değerlere uygun olarak belirlenmiştir.

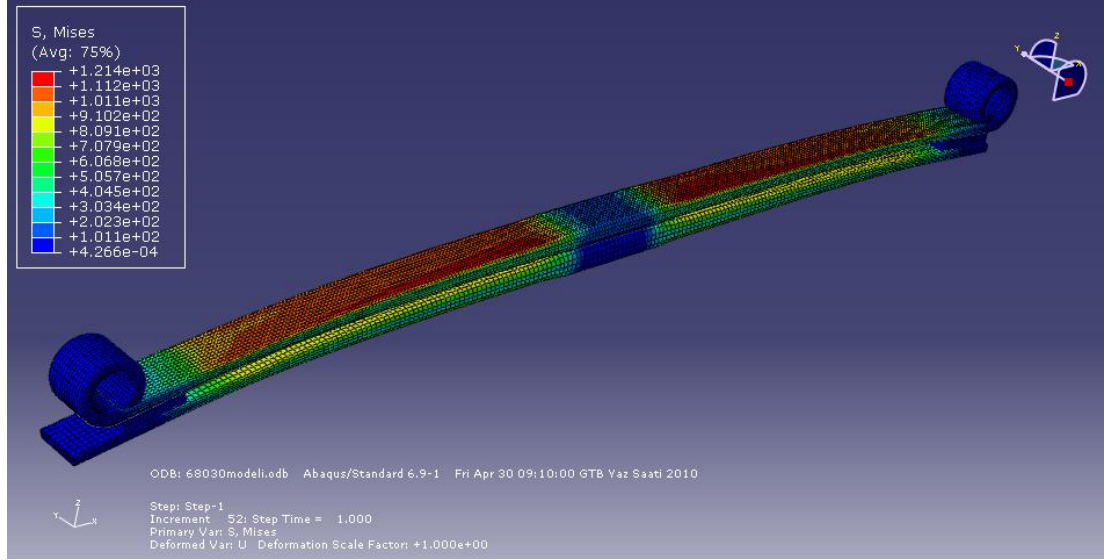
Çizelge 6.2 : Kauçuk – çelik sürtünme katsayısı değerleri [18].

Malzeme	Sürtünme Katsayısı	
	Statik	Dinamik
Kauçuk - Çelik	0.6 – 0.9	0.3 – 0.6

Abaqus programında yaya gelen en büyük yükte ($F_{max} = 58150$ N) doğrusal olmayan gerilme analizi yapılmıştır. Analiz sonuçlarına göre en büyük yükte 192.3 mm deplasman (Şekil 6.5) ve ana katta 1214 MPa von Mises gerilmesi meydana gelmiştir (Şekil 6.6).



Şekil 6.5 : İki aşamalı yaprak yayda en büyük yükte deplasman.



Şekil 6.6 : İki aşamalı yaprak yayda en büyük yükte gerilme.

6.2 Yaprak Yayın Gerinim Ölçümleri

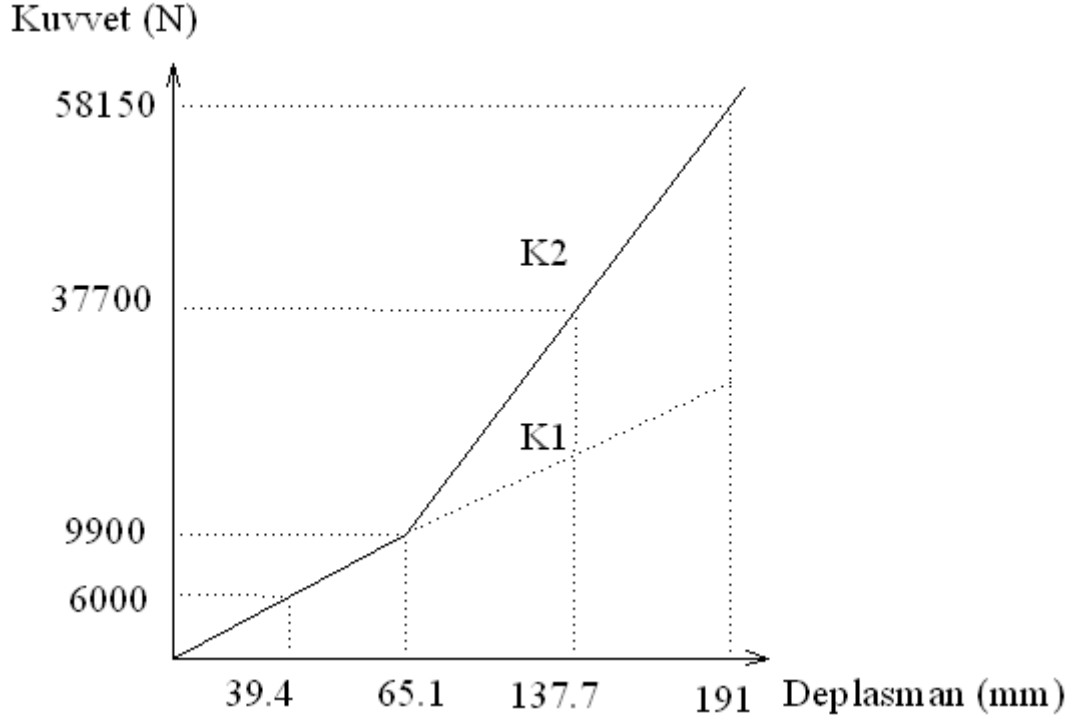
Gerinim ölçümlerini yapmak için yaprak yay araçtaki bağlantı şekline göre oluşturulan donanıma bağlanmıştır (Şekil 6.7) . Sonlu elemanlar analiz sonuçlarına göre en yüksek gerilme ana kat üzerinde olduğu için bu katta gerilmenin en yüksek olduğu bölgelere gerinim ölçerler (strengaç) yapıştırılmıştır. İkisi ön tarafta ikisi arka tarafta olmak üzere 4 adet gerinim ölçer kullanılmıştır.



Şekil 6.7 : Yaprak yayın araca bağlantı konumunda donanım üzerinde test makinasında görünümü.

Bu konumda da yaprak yaya gelen bütün kuvvetler uygulanmış ve deplasmanları ölçülmüştür. Araca bağlı konumdaki kuvvet – deplasman grafiği Şekil 6.8’deki gibidir. Yaprak yayın serbest halde en büyük yükte yaptığı deplasman (Şekil 6.3) araca bağlı olduğu durumu sağlayan donanım üzerinde yaptığından daha büyüktür. Merkez kelepçeleriyle (U-bolt) yapılan ölçümlerde , katların orta bölgesi rijit olduğu için, beklendiği gibi ölçülen yay katsayısı, rijitliğin daha fazla olduğunu gösterir [19]. Merkez kelepçeli ve merkez kelepçesiz yay katsayısı değerleri farkı, yaprak yayın çeşidine göre değişir. Konvansiyonel yaprak yaylarda bu fark parabolik yaprak yaylardan daha fazladır.

Merkez kelepçeleriyle yapılan ölçümlerde bulunan yay katsayısı değerleri; $K_1 = 152$ N/mm, $K_2 = 383$ N/mm’dir (Şekil 6.8).



Şekil 6.8 : İki aşamalı parabolik yaprak yayın araca bağlantı konumunda donanım üzerinde kuvvet - deplasman grafiği.

Bu donanım üzerinde kuvvetlerin uygulanmasıyla gerinim ölçüm cihazından gerinim değerleri okunmuş ve gerilme değerlerine dönüştürülmüştür (Şekil 6.9).



Şekil 6.9 : En büyük yükte gerinim ölçümü.

4 adet gerinim ölçerdeki gerilme değerleri yaprak yayın merkez ekseninden konumlarına göre Çizelge 6.3'te verilmiştir.

Çizelge 6.3 : Gerinim ölçümü sonucu bulunan gerilme değerleri.

YÜK (N)	GERİLME (MPa)			
	Ön		Arka	
	450 mm	280 mm	280 mm	450 mm
6000	201	258	274	223
9900	421	452	471	440
37700	710	727	755	739
58150	1138	1188	1226	1150

Test sonuçlarında en büyük yükte oluşan gerilme 1226 MPa bulunmuştur.

Çizelge 6.4'te; sonlu elemanlar analizinde bulunan sonuçlarla fiziksel ölçümlerin sonuçları karşılaştırıldığında doğrulamanın sağlandığı ve sonlu elemanlar analiz sonuçlarının gerçek değerlere göre sapması görülmektedir.

Çizelge 6.4 : Analiz ve test sonuçları karşılaştırma.

	Deplasman (mm)	Gerilme (MPa)
Sonlu elemanlar analizi	192.3	1214
Fiziksel test	191	1226
Sapma	%0.68	%0.97

7. ARAÇ SÜSPANSİYONU İÇİN KONVANSİYONEL YAPRAK YAY TASARIMI

Süspansiyon sistemi için yaprak yay tasarımı yapılan araç midibüs grubuna girmektedir. Bu aracın ön süspansiyonunda kullanılması için çeşitli alternatiflerde yaprak yaylar tasarlanmıştır. Bu bölümde konvansiyonel yaprak yay tasarımları ve bilgisayar destekli sonlu elemanlar gerilme analizleri yapılmış ve değerlendirilmiştir. Yapılan analizlerde; 6. bölümde açıklanan, fiziksel testlerle doğrulaması yapılmış olan metot ve Şekil 6.4'teki sınır şartları kullanılmıştır.

Aracın ön süspansiyonu için tasarlanacak yaprak yayın teknik özellikleri aşağıda verilmiştir.

$$F_{\text{tasarım}} = 1500 \text{ kg}$$

$$F_{\text{max}} = 2500 \text{ kg}$$

$$\text{Yaprak yay boyu (göz eksenleri mesafesi, L)} = 1200 \text{ mm}$$

$$\text{Tasarım yükünde yay yüksekliği (araç üzerinde)} = 80 \text{ mm}$$

$$\text{Yaprak yay genişliği (w)} = 70 \text{ mm}$$

$$\text{Yay katsayısı (merkez kelepçesi ve küpe olmadan)} = 196 \pm \%7.5 \text{ N/mm}$$

$$\text{İstenen en az yorulma ömrü} = 120000 \text{ çevrim}$$

7.1 Konvansiyonel Yaprak Yay 1. Tasarımı

Başlangıç tasarımı için; anakat ve ikinci katı 13 mm, diğer 4 katı 10 mm kalınlığında 6 katlı bir yaprak yaydan yola çıkıldı. Kesit olarak da konvansiyonel yaprak yaylarda daha çok kullanılan B kesiti seçilmiştir. Konvansiyonel yaprak yaylarda çok kullanılan SAE 5160 H çeliği kullanılmasına karar verilmiştir.

Kullanılan katların kalınlığına ve genişliğine göre atalet momentleri Çizelge 5.2'den alınır. Yaprak yay genişliğinin 70 mm olması gerektiği için tabloda olmayan bu genişlik değeri ve 13 mm kalınlık değeri için, atalet momenti değerleri interpolasyon yöntemi ile hesaplanır.

Çizelge 7.1: Belirlenen genişlik ve kalınlıklar için atalet momentleri.

Kalınlık (mm)	Genişlik (mm) İçin Atalet Momentleri (mm ⁴)		
	63	70	75
10	5024	5591	5996
13	11057,8	12334,6	13246,6
13.2	11460	12784,2	13730

Katların toplam atalet momentini bulmak için her bir kata karşılık gelen atalet momentleri toplanır. Bu tip bir yaprak yay için simetrik yarı eliptik yaprak yay modeli esas alınmış ve hesaplamalar buna göre yapılmıştır (7.1).

$$\Sigma I = 47033.2 \text{ mm}^4$$

$$\Sigma I = \frac{k L^3}{32 E S F} \quad (7.1)$$

ΣI = toplam atalet momenti (mm⁴)

k = yay katsayısı (merkez kelepçesi ve küpe olmadan) (N/mm)

L = yaprak yay boyu (mm)

E = elastisite modülü - MPa (206.10³ MPa)

SF = rijitlik faktörü [6].

Toplam atalet momenti belirlemiş olan yaprak yayın yay katsayısı 7.1 denklemi ile hesaplanır.

Süzmeli yaprak uçlarına sahip yolcu arabası ve hafif kamyon yaylarında daha az veya daha çok eş gerilme tasarımı için: SF=1.10 [6] olarak alındı.

$$k = \frac{32 \Sigma I E S F}{L^3} = \frac{32 * 47033.2 * 206 * 10^3 * 1.10}{1200^3} = 197.36 \text{ N / mm}$$

Bu yay katsayısı değeri istenen tolerans değer aralığındadır.

Merkez kelepçesinin genişliği 70 mm alınmıştır. Böylece ön ve arka taraf aktif uzunlukları 565 mm olur. Merkez kelepçeli yay katsayısı 5.4 denkleminde hesaplanır.

a_c = b_c = 565 mm, L_c = 1130 mm'dir.

$$k_c = k \frac{L_c a^2 b^2}{L a_c^2 b_c^2} = 197.36 \frac{1130 * 600^2 * 600^2}{1200 * 565^2 565^2} = 236.36 \text{ N / mm}$$

Araç üzerinde montajlı halde yay katsayısı 236.36 N/mm'dir.

Yaprak yayın kavisi araç üzerinde, tasarım yükünde hangi yükseklikte olması gerektiğine bağlı olarak belirlenir. Çünkü tasarım yükünde yay yüksekliği araç yüksekliğine etki eder.

Tasarım yükünde ne kadar eğilme yapacağı 6.1 denklemine göre hesaplanır.

$$x = \frac{F}{k_c} = \frac{14715}{236.36} = 62.25 \text{ mm}$$

Araç üzerinde istenen yay yüksekliği 80 mm olduğu için, serbest halde yay yüksekliği, 80mm ile 62.25 mm'nin toplamı kadar olmalıdır. Serbest halde yay yüksekliği 142.25 mm olur ve yaprak yayın serbest kavisi de bu yüksekliğe ve yaprakların toplam kalınlığına göre hesaplanarak tasarlanır. En büyük yükte de 6.1 denklemine göre 103.76 mm deplasman yapmaktadır.

Yaprak yayın kat uzunlukları hesaplamasında eş mukavemetli yay elde etmek için adımlamalar eşit uzunlukta tasarlanmıştır.

Bu yay katsayısında aracın sürüş kalitesini de kontrol etmek gerekir. Sürüş kalitesi için doğal frekansı 5.6 denkleminde hesaplanır. Lastiklerin yay katsayısı 500 N/mm kabul edilmiştir ve süspansiyon sisteminin yay katsayısı olarak yaprak yayın yay katsayısı alınmıştır.

$$\omega_n = 0.159 \sqrt{\frac{(236450 * 500000)}{(236450 + 500000) * 1500}} = 1.644 \text{ Hz}$$

1.644 Hz değeri iyi bir sürüş kalitesi için gereken değerlerin (1.5 - 2.0 Hz) arasında olduğu için uygundur.

En büyük yükte meydana gelen gerilme; simetrik yarı eliptik yaprak yay gerilme formülünden hesaplanır (7.2).

$$S_{\max} = \frac{t_{\max} L P_{\max}}{8 \Sigma I} \quad (7.2)$$

$S_{\max}$ = yaprak yayda oluşan en yüksek gerilme (MPa)

$t_{\max}$ = en kalın katın kalınlığı (mm)

L = yaprak yayın boyu (mm)

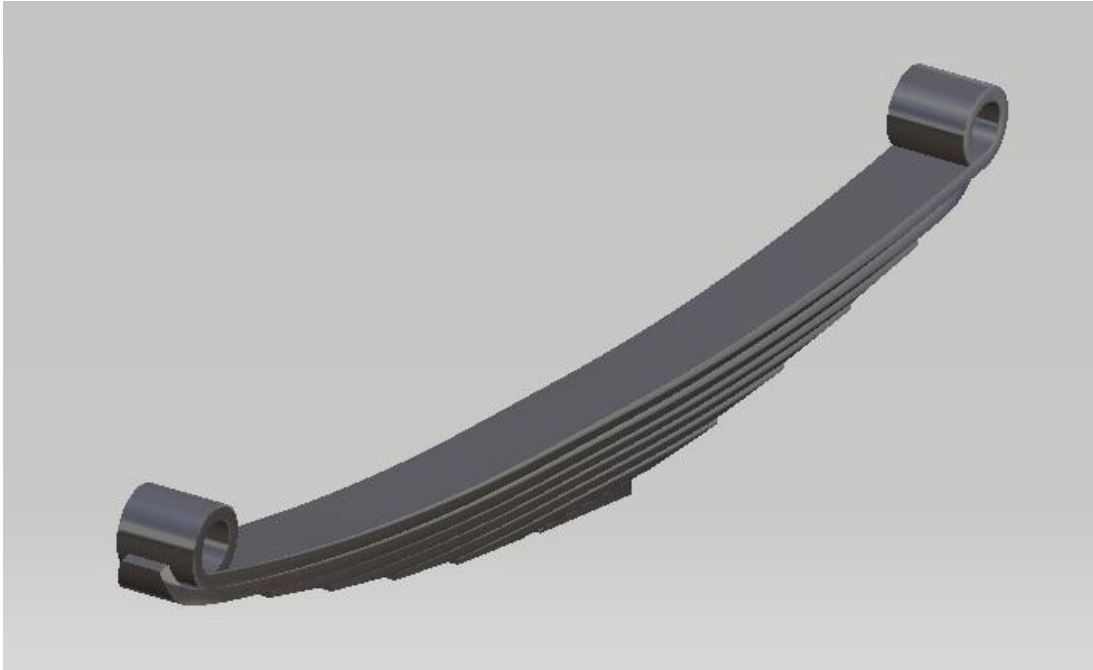
P_{max} = yaprak yaya gelen en büyük kuvvet (N)

$$S_{\max} = \frac{13 * 1130 * 24525}{8 * 47033.2} = 957.49 \text{ MPa}$$

Bu tasarım için teorik hesaplamalarda bulunan teorik gerilme değeri konvansiyonel yaprak yay için uygundur ancak yorulma ömrü düşük olacaktır. Daha doğru sonuçlar için abaqus programında doğrusal olmayan gerilme analizi yapılmıştır.

7.1.1 Doğrusal olmayan gerilme analizi ve sonuçları

Gerilme analizi yapılması için tasarlanan yaprak yayın katı modeli Şekil 7.1’de görüldüğü gibi CATIA V5 programında oluşturulmuştur. Modellenen geometriye göre bu yaprak yayın ağırlığı 34.3 kg hesaplanmıştır.



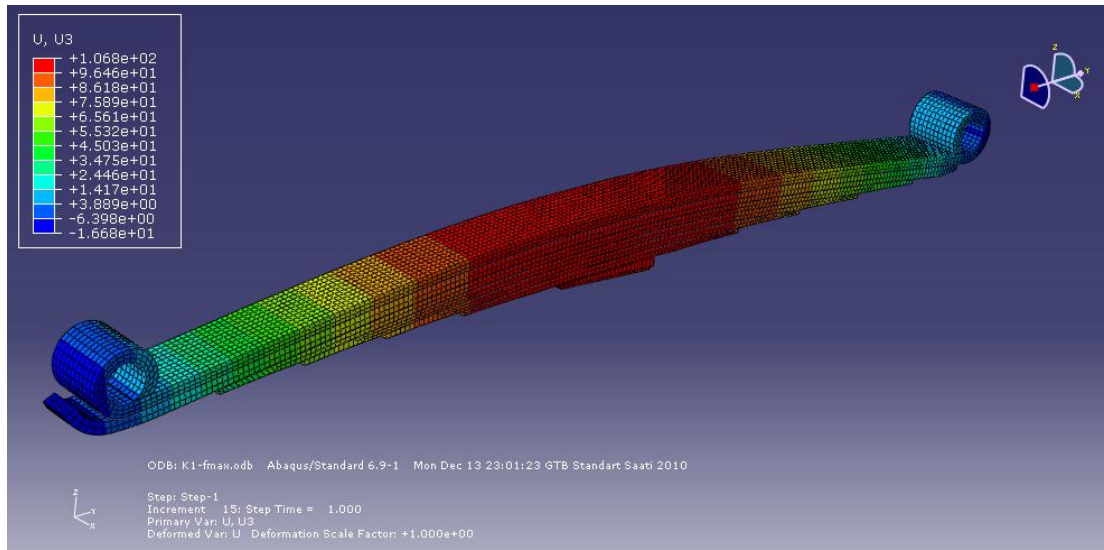
Şekil 7.1: 1. tasarım konvansiyonel yaprak yayın katı modeli.

Yapılan analizde 6. bölümde açıklanan, fiziksel testlerle doğrulaması yapılmış olan metot ve Şekil 6.4’teki sınır şartları kullanılmıştır. Eleman boyutu 8 alınarak 29106 node ve 17944 dikdörtgen prizmatik (hex) eleman sayısı ile çözüm yaptırılmıştır. Gerçeğe yakın bir çözüm yapabilmek için sürtünme katsayısı, metal metal teması olan hareketli bölgelerde gres ile yağlama yapıldığı için sınır sürtünme bölgesinde olduğu kabul edilmiştir. Çizelge 7.2’deki değerlere uygun olarak sürtünme katsayısı 0.1 alınmıştır.

Çizelge 7.2: Çelik-çelik sürtünme katsayısı değerleri [15].

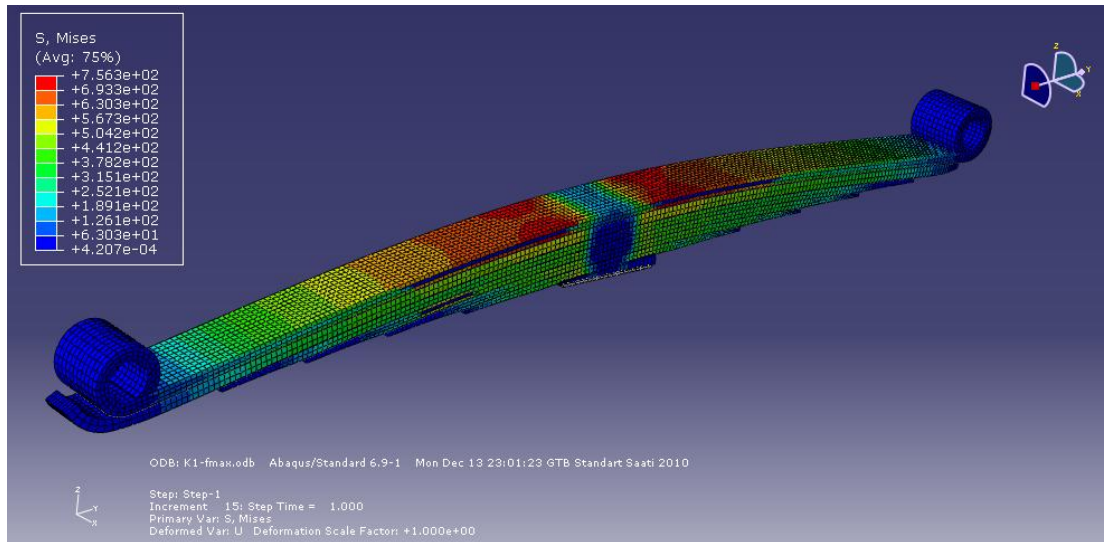
Malzeme	Kuru Sürtünme		Yağlı Sürtünme	
	Statik	Dinamik	Statik	Dinamik
Çelik (sert) – Çelik (sert)	0.78	0.42	0.05-0.11	0.029-0.12

Sonlu elemanlar analizinde yaprak yayın yaptığı deplasman Şekil 7.2’de görülmektedir. En büyük yükte 106.8 mm deplasman yapmaktadır. Bu durumda yay katsayısı 229.63 N/mm olmaktadır ve doğal frekansı 1.628 Hz olarak istenen değerleri sağlamaktadır. Tasarım yükünde yay yüksekliğini sağlamak için, yaprak yayın yaptığı en büyük deplasmana göre serbest kavis değeri 3 mm arttırılır.



Şekil 7.2: Konvansiyonel yaprak yay 1.tasarımında en büyük yükte deplasman.

Şekil 7.3’te en büyük yükte oluşan von Mises gerilme dağılımı görülmektedir.



Şekil 7.3: Konvansiyonel yaprak yay 1.tasarımında en büyük yükte gerilme.

En yüksek gerilme 756 MPa olarak ana katta meydana gelmiştir.

Tasarımda, konvansiyonel yaprak yaylarda sık olarak kullanılan SAE 5160 H çeliği kullanılacaktır. Bu çeliğin akma mukavemeti; imalat aşamalarından ısıtıl işlemler ve kumlama işlemi göz önünde bulundurularak 1180 - 1280 MPa, çekme mukavemeti 1300 - 1400 MPa olarak belirlenmiştir. Tasarladığımız konvansiyonel yaprak yayda meydana gelen 756 MPa en yüksek gerilme değeri, malzemenin mekanik özelliklerine göre uygundur. Bu sonuçlara göre yorulma ömrü değerlendirmesi yapılacaktır.

7.2 Konvansiyonel Yaprak Yay 2. Tasarımı

İkinci olarak; kat kalınlıkları 11.8 mm olan 5 katlı bir yaprak yay tasarlanmıştır. Kesit olarak yine konvansiyonel yaprak yaylarda çok kullanılan B kesiti seçilmiştir ve SAE 5160 H çeliği kullanılacaktır..

Kullanılan katların kalınlığına ve genişliğine göre atalet momentleri Çizelge 5.2'den alınır. Yaprak yay genişliğinin 70 mm olması gerektiği için tabloda olmayan bu genişlik değeri için, atalet momenti değerleri interpolasyon yöntemi ile hesaplanır (Çizelge 7.3).

Çizelge 7.3: Belirlenen genişlik için atalet mometi.

Kalınlık (mm)	Genişlik (mm) için Atalet Momentleri (mm ⁴)		
	63	70	75
11.8	8221	9159	9829

Katların toplam atalet momentini bulmak için her bir kata karşılık gelen atalet momentleri toplanır. Bu tip bir yaprak yay için simetrik yarı eliptik yaprak yay modeli esas alınmıştır.

$$\Sigma I = 45795 \text{ mm}^4$$

Toplam atalet momenti belirlemiş olan yaprak yayın yay katsayısı 7.1 denklemi ile hesaplanır.

Süzmeli yaprak uçlarına sahip yolcu arabası ve hafif kamyon yaylarında daha az veya daha çok eş gerilme tasarımı için: SF=1.10 [6] olarak alındı.

$$k = \frac{32 \Sigma I E S F}{L^3} = \frac{32 * 45795 * 206 * 10^3 * 1.10}{1200^3} = 192.169 \text{ N / mm}$$

Bu yay katsayısı değeri istenen tolerans değeri içinde kaldığı için uygun bulunmuştur.

Merkez kelepçesinin genişliği 70 mm alınmıştır. Böylece ön ve arka taraf aktif uzunlukları 565 mm olur. Merkez kelepçeli yay katsayısı 5.4 denkleminde hesaplanır.

$a_c = b_c = 565 \text{ mm}$, $L_c = 1130 \text{ mm}$ 'dir.

$$k_c = k \frac{L_c a^2 b^2}{L a_c^2 b_c^2} = 192.169 \frac{1130 * 600^2 * 600^2}{1200 * 565^2 565^2} = 230.139 \text{ N / mm}$$

Araç üzerinde montajlı halde yay katsayısı 230.139 N/mm'dir.

Tasarım yükünde ne kadar eğilme yapacağı 6.1 denkleminde göre hesaplanır.

$$x = \frac{14715}{230.139} = 63.93 \text{ mm}$$

Araç üzerinde istenen yay yüksekliği 80 mm olduğu için, serbest halde yay yüksekliği, 80mm ile 63.93 mm'nin toplamı kadar olmalıdır. Serbest halde yay yüksekliği 143.93 mm olur ve yaprak yayın serbest kavisi de bu yüksekliğe ve yaprakların toplam kalınlığına göre hesaplanarak tasarlanır. En büyük yükte de 6.1 denkleminde göre 106.56 mm deplasman yapmaktadır.

Yaprak yayın kat uzunlukları hesaplamasında eş mukavemetli yay elde etmek için adımlamalar eşit uzunlukta tasarlanmıştır.

Sürüş kalitesi için doğal frekans hesaplamasında lastiklerin yay katsayısı 500 N/mm kabul edilmiştir.

$$\omega_n = 0.159 \sqrt{\frac{(230139 * 500000)}{(230139 + 500000) * 1500}} = 1.629 \text{ Hz}$$

1.629 Hz değeri iyi bir sürüş kalitesi için gereken değerlerin (1.5 – 2.0 Hz) arasında olduğu için uygundur.

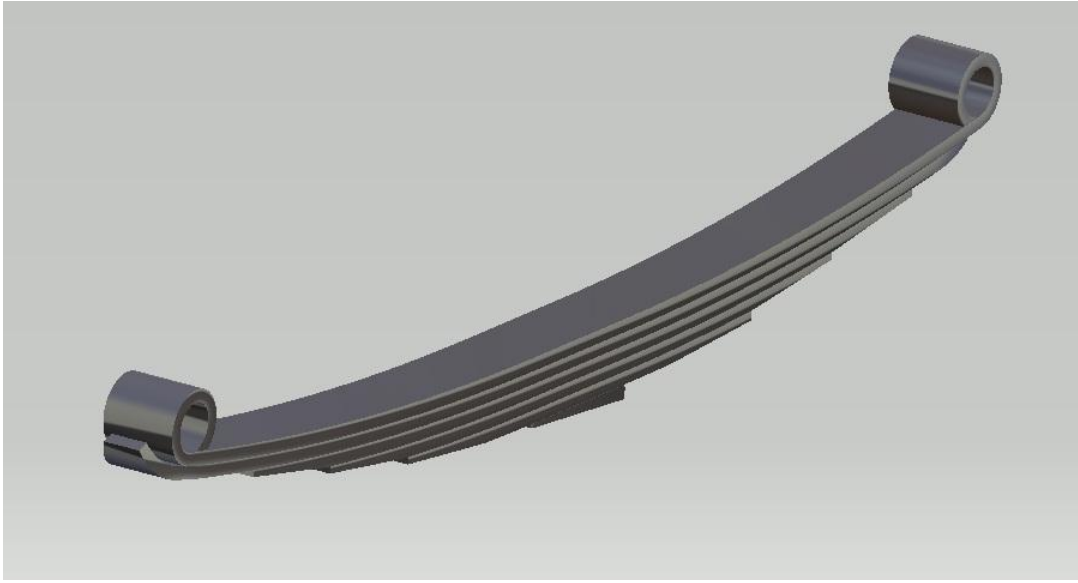
En büyük yükte meydana gelen gerilme 7.2 denkleminde hesaplanır.

$$S_{\max} = \frac{11.8 * 1130 * 24525}{8 * 45795} = 892.6 \text{ MPa}$$

Bu tasarım için hesaplamalarda bulunan teorik gerilme değeri konvansiyonel yaprak yay için uygundur. Daha doğru sonuçlar için abaqus programında doğrusal olmayan gerilme analizi yapılmıştır.

7.2.1 Doğrusal olmayan gerilme analizi ve sonuçları

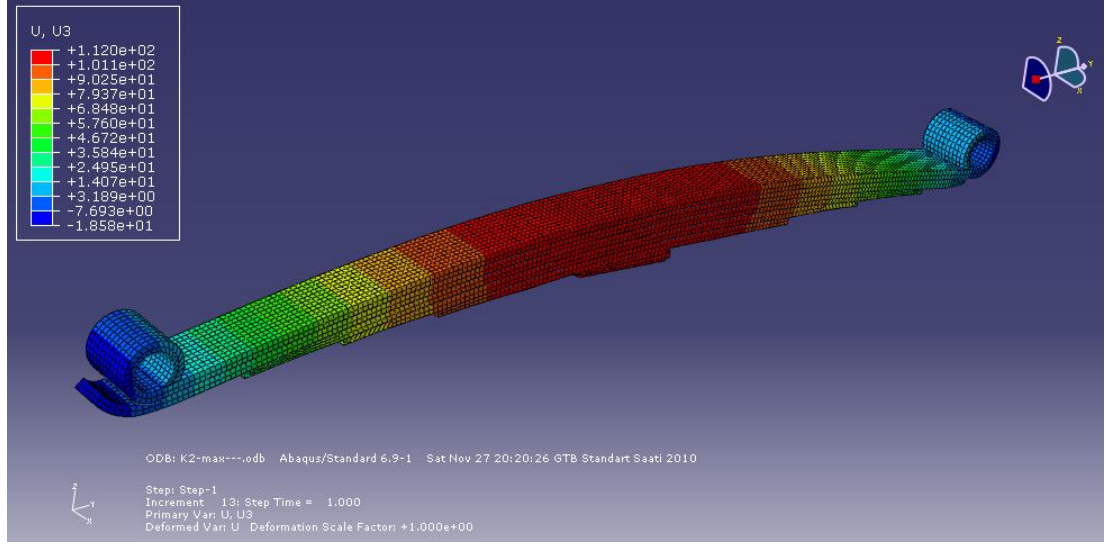
Gerilme analizi yapılması için tasarlanan yaprak yayın katı modeli Şekil 7.4'te görüldüğü gibi CATIA V5 programında oluşturulmuştur, sonlu elemanlar analizi Abaqus programında yapılmıştır. Modellenen geometriye göre bu yaprak yayın ağırlığı 31,87 kg hesaplanmıştır.



Şekil 7.4: 2. tasarım konvansiyonel yaprak yayın katı modeli.

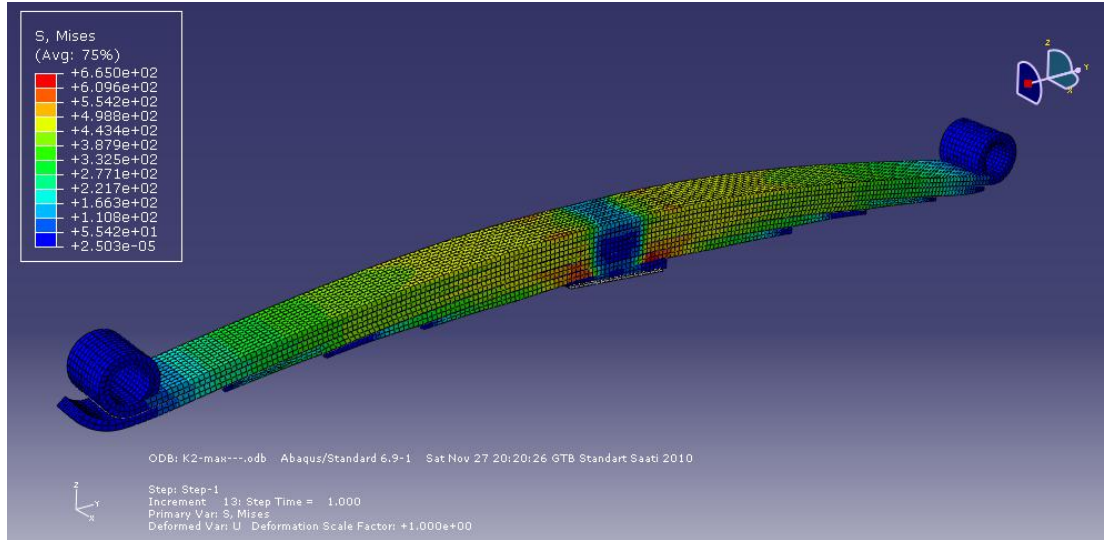
Yapılan analizde 6. bölümde açıklanan, fiziksel testlerle doğrulaması yapılmış olan metot ve Şekil 6.4'teki sınır şartları kullanılmıştır. Sonlu elemanlar modelinde eleman boyutu 8 alınarak 23455 node ve 14460 dikdörtgen prizmatik eleman ile çözüm yapılmıştır.

Sonlu elemanlar analizinde yaprak yayın yaptığı deplasman Şekil 7.5'te, gerilme dağılımı da Şekil 7.6'da görülmektedir. En büyük yükte 112 mm deplasman yapmaktadır. Bu durumda yay katsayısı 219 N/mm olmaktadır ve doğal frekansı 1.6 Hz olarak istenen değerleri sağlamaktadır. Tasarım yükünde yay yüksekliğini sağlamak için, yaprak yayın en büyük yükte yaptığı deplasmana göre serbest kavis değeri 6 mm arttırılır.



Şekil 7.5: Konvansiyonel yaprak yay 2.tasarımında en büyük yükte deplasman.

En büyük yükte oluşan von Mises gerilme dağılımı Şekil 7.6’da görülmektedir.



Şekil 7.6 : Konvansiyonel yaprak yay 2.tasarımında en büyük yükte gerilme.

En yüksek gerilme 665 MPa olarak en alt katta meydana gelmiştir.

Konvansiyonel yaprak yaylarda çok kullanılan SAE 5160 H çeliği kullanılacaktır. Akma mukavemeti 1180 - 1280 MPa, çekme mukavemeti 1300 - 1400 MPa’dır. Tasarladığımız konvansiyonel yaprak yayda meydana gelen 665 MPa en yüksek gerilme değeri, malzemenin mekanik özelliklerine göre uygundur. Bu sonuçlara göre yorulma ömrü değerlendirmesi yapılacaktır.

8. ARAÇ SÜSPANSİYONU İÇİN PARABOLİK YAPRAK YAY TASARIMI

8.1 Parabolik Yaprak Yay 1. Tasarımı

Parabolik yaprak yay tasarımında da teknik özellikler konvansiyonel yaprak yaydaki gibidir ancak istenen en az yorulma ömrü 220000 çevrimdir.

Merkez başlangıç kalınlıkları 18 mm olan 2 katlı parabolik yaprak yay tasarımından yola çıkılmıştır. Kesit olarak A kesiti seçilmiştir.

$$a = 600 \text{ mm}$$

$$b = 600 \text{ mm}$$

$$w = 70 \text{ mm}$$

Merkez başlangıç kalınlığına göre yay katsayısı 5.1 denkleminde hesaplanır.

Uçlarda kalınlık değişimin olmadığı bölgenin uzunluğu $c = 0$ 'dır. 5.2 denkleminde H hesaplanır.

$$H = \frac{c}{l} = \frac{0}{600} = 0$$

Yaprak yay uzunluğu boyunca genişlik sabit olduğundan $B_e = 1$ 'dir.

Şekil 5.3'ten $C_v = 0.5$ olarak alınmıştır. 2 katlı yaprak yay olduğu için denklem ayrıca 2 ile çarpılır.

$$k = t_0^3 \frac{E w_0 L}{4 a^2 b^2} C_v = 18^3 \frac{206 \cdot 10^3 \cdot 70 \cdot 1200}{4 \cdot 600^2 \cdot 600^2} 0.5 \cdot 2 = 194.67 \text{ N/mm}$$

Bu yay katsayısı değeri istenen değer aralığındadır.

Merkez kelepçeli yay katsayısı için $a_c = 575 \text{ mm}$, $b_c = 575 \text{ mm}$ alınmıştır.

$$k_c = k \frac{L_c a^2 b^2}{L a_c^2 b_c^2} = 194.67 \frac{1150 \cdot 600^2 \cdot 600^2}{1200 \cdot 575^2 \cdot 575^2} = 221.18 \text{ N/mm}$$

Tasarım yükünde ne kadar deplasman yapacağı 6.1 denkleminde göre hesaplanır.

$$x = \frac{14715}{221.18} = 66.53mm$$

Araç üzerinde istenen yay yüksekliği 80 mm olduğu için, serbest halde yay yüksekliği, 80mm ile 66.53 mm'nin toplamı kadar olmalıdır. Serbest halde yay yüksekliği 146.53 mm olur ve yaprak yayın serbest kavisi de bu yüksekliğe ve yaprakların toplam kalınlığına göre hesaplanarak tasarlanır. En büyük yükte de 6.1 denklemine göre 110.9 mm deplasman yapmaktadır.

Yaprak yayın uzunluğu boyunca kalınlık değişimi Şekil 5.4'teki yaklaşıma göre hesaplanmıştır. Göz kalınlığının, frenleme sırasında göze gelen kuvvete göre hesaplanmasında 5.5 denklemi kullanılmıştır. Boyuna kuvvet 24525 N, göz iç çapı 42.5 mm kabul edilmiştir. Gözde meydana gelen gerilmede en fazla 350 MPa'ya izin verilmektedir.

$$350 = \frac{3 * 24525 (42.5 + t)}{t^2 * 70}$$

t = 12.9 mm'dir. 13mm olarak tasarlanmıştır.

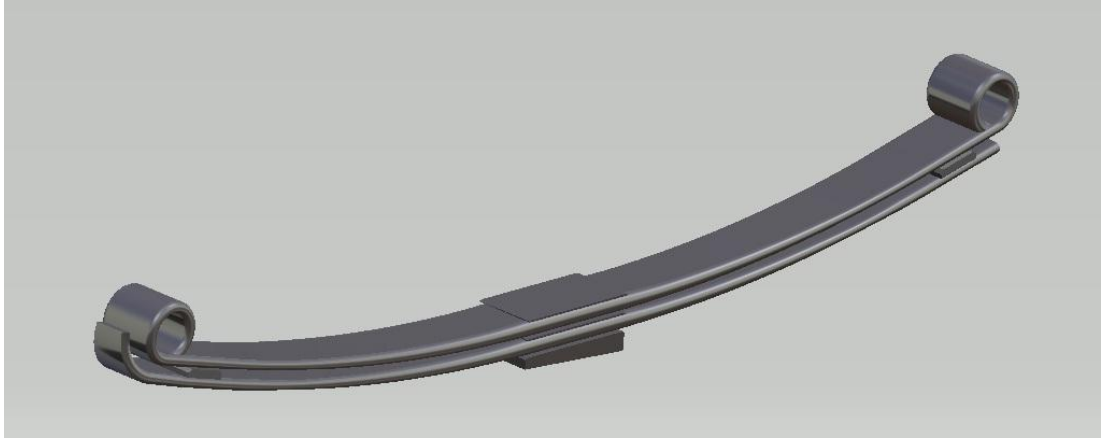
5.3 denkleminde yaprak yayda meydana gelen en yüksek gerilme hesaplanır. Merkez kelepçesinden dolayı aktif uzunluklar $a_c = 575$ mm, $b_c = 575$ mm alınmıştır. Gerilme hesabında yaprak yayın her bir katına gelen kuvvetin eşit olduğu varsayılır ve $P_{max} = 12262.5$ N alınmıştır.

$$S = \frac{6P_{max} a_c b_c}{wt_0^2 L_c} = \frac{6 * 12262.5 * 575 * 575}{70 * 18^2 * 1150} = 932.66 MPa$$

Bu tasarım için teorik hesaplamalarda bulunan gerilme değeri parabolik yaprak yay için uygundur. Daha doğru sonuçlar için abaqus programında doğrusal olmayan gerilme analizi yapılmıştır.

8.1.1 Doğrusal olmayan gerilme analizi ve sonuçları

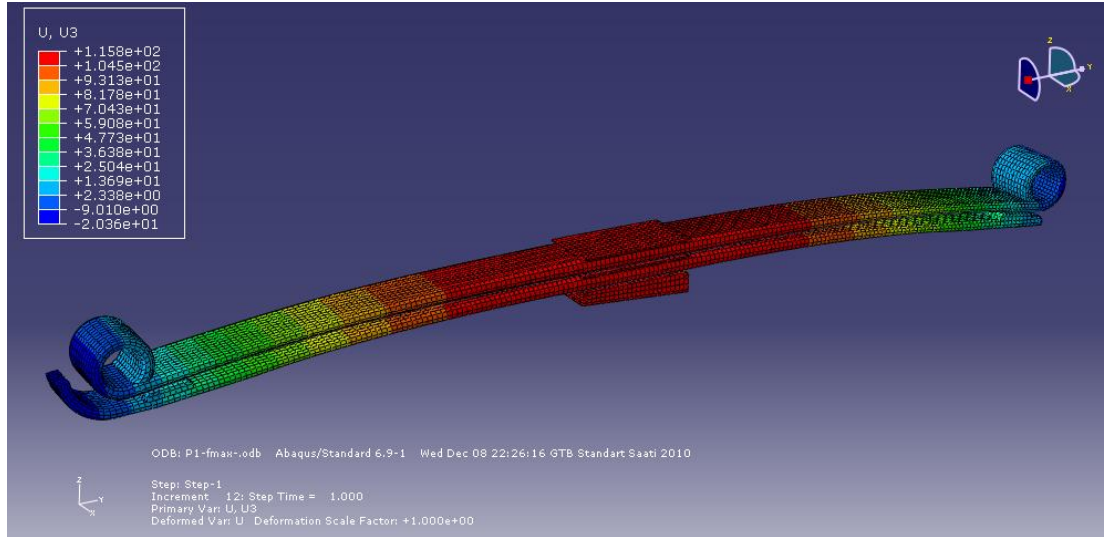
Gerilme analizi yapılması için tasarlanan yaprak yayın katı modeli Şekil 8.1'de görüldüğü gibi CATIA V5 programında oluşturulmuştur, sonlu elemanlar analizi abaqus programında yapılmıştır. Modellenen geometriye göre bu yaprak yayın ağırlığı 20.8 kg hesaplanmıştır.



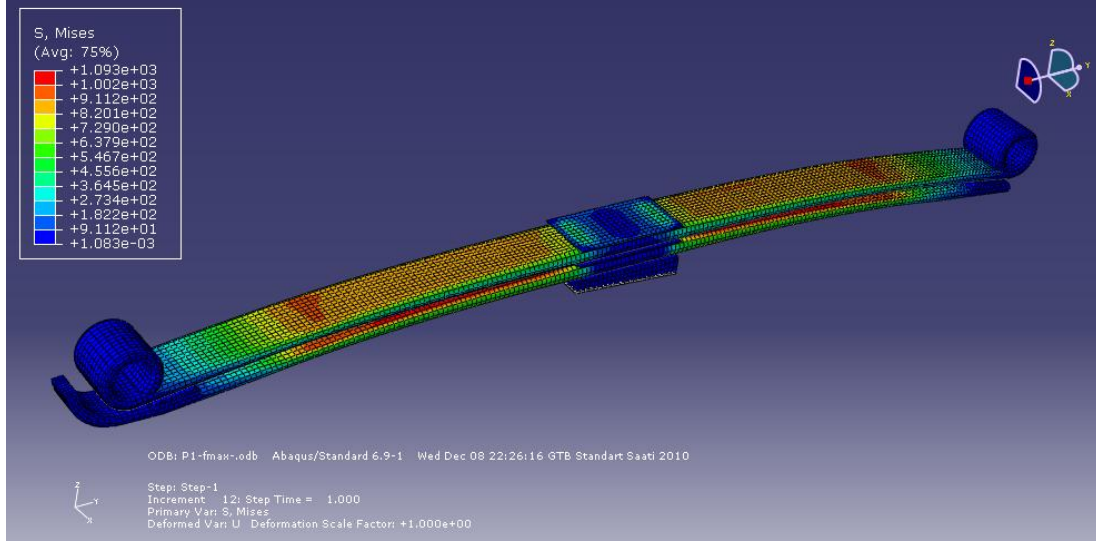
Şekil 8.1: 1. tasarım parabolik yaprak yayın katı modeli.

Yapılan analizde 6. bölümde açıklanan, fiziksel testlerle doğrulaması yapılmış olan metot ve Şekil 6.4'teki sınır şartları kullanılmıştır. Eleman boyutu 8 alınarak 24698 node ve 18295 dikdörtgen prizmatik eleman ile çözüm yapılmıştır.

Sonlu elemanlar analizinde yaprak yayın yaptığı deplasman Şekil 8.2'de görülmektedir. En büyük yükte 115.8 mm deplasman yapmaktadır. Bu durumda yay katsayısı 211.78 N/mm olmaktadır ve doğal frekansı 1.58 Hz olarak istenen değerleri sağlamaktadır. Tasarım yükünde yay yüksekliğini sağlamak için, yaprak yayın en büyük yükte yaptığı deplasmana göre serbest kavis değeri 4.9 mm arttırılır.



Şekil 8.2: Parabolik yaprak yay 1.tasarımında en büyük yükte deplasman.



Şekil 8.3: Parabolik yaprak yay 1.tasarımında en büyük yükte gerilme.

En yüksek gerilme 1093 MPa olarak en alt katta meydana gelmiştir.

Parabolik yaprak yay tasarımında SAE 51 B 60 çeliği kullanılmıştır. Akma mukavemeti 1280 - 1380 MPa, çekme mukavemeti 1400 - 1500 MPa'dır. Tasarladığımız parabolik yaprak yayda meydana gelen 1093 MPa en yüksek gerilme değeri, malzemenin mekanik özelliklerine göre uygundur. Bu sonuçlara göre yorulma ömrü değerlendirmesi yapılacaktır.

8.2 Parabolik Yaprak Yay 2. Tasarımı

Bu tasarımda en büyük gerilmeyi düşürmek, mukavemeti ve yorulma ömrünü arttırmak için merkez başlangıç kalınlıkları 18.5 mm olan 3 katlı parabolik yaprak yay tasarlanmıştır. Bu şekilde kat adedinin 2'den 3'e çıkarılması yay katsayısını arttıracak için bunu dengelemek amacıyla eksen uzunlukları 700 mm'ye çıkarılmıştır. Kesit olarak A kesiti seçilmiştir.

$$a = 700 \text{ mm}$$

$$b = 700 \text{ mm}$$

$$w = 70 \text{ mm}$$

Merkez başlangıç kalınlığına göre yay katsayısı 5.1 denkleminde hesaplanır.

Uçlarda kalınlık değişimin olmadığı bölgenin uzunluğu $c = 0$ 'dır. 5.2 denkleminde H hesaplanır.

$$H = \frac{c}{l} = \frac{0}{700} = 0$$

Yaprak yay uzunluğu boyunca genişlik sabit olduğundan $B_e = 1$ 'dir.

Şekil 5.3'ten $C_v = 0.5$ olarak alınmıştır. 3 katlı yaprak yay olduğu için denklem ayrıca 3 ile çarpılır.

$$k = t_0^3 \frac{E w_0 L}{4 a^2 b^2} C_v = 18.5^3 \frac{206 * 10^3 * 70 * 1400}{4 * 700^2 * 700^2} 0.5 * 3 = 199.64 N / mm$$

Bu yay katsayısı değeri istenen değerlerin arasında olduğu için uygundur.

Merkez kelepçeli yay katsayısı için $a_c = 675$ mm, $b_c = 675$ mm alınmıştır.

$$k_c = k \frac{L_c a^2 b^2}{L a_c^2 b_c^2} = 199.64 \frac{1350 * 700^2 * 700^2}{1400 * 675^2 * 675^2} = 222.65 N / mm$$

Tasarım yükünde ne kadar deplasman yapacağı 6.1 denklemine göre hesaplanır.

$$x = \frac{14715}{222.65} = 66 mm$$

Araç üzerinde istenen yay yüksekliği 80 mm olduğu için, serbest halde yay yüksekliği, 80 mm ile 66 mm'nin toplamı kadar olmalıdır. Serbest halde yay yüksekliği 146 mm olur ve yaprak yayın serbest kavisi de bu yüksekliğe ve yaprakların toplam kalınlığına göre hesaplanarak tasarlanır. En büyük yükte 6.1 denklemine göre 110.15 mm deplasman yapar.

Yaprak yayın uzunluğu boyunca kalınlık değişimi Şekil 5.4'teki yaklaşıma göre hesaplanmıştır. Göz kalınlığının, frenleme sırasında göze gelen kuvvete göre hesaplanmasında 5.5 denklemi kullanılmıştır. Boyuna kuvvet 24525 N, göz iç çapı 42.5 mm kabul edilmiştir. Gözde meydana gelen gerilmede en fazla 350 MPa'ya izin verilmektedir.

$$350 = \frac{3 * 24525 (42.5 + t)}{t^2 * 70}$$

$t = 12.9$ mm'dir. 13mm olarak tasarlanmıştır.

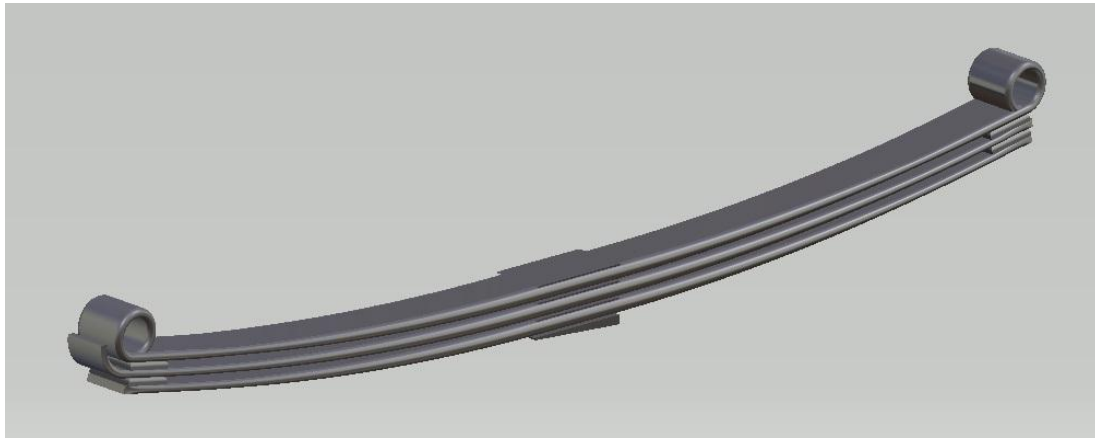
5.3 denkleminde yaprak yayda meydana gelen en yüksek gerilme hesaplanır. Gerilme hesabında yaprak yayın her bir katına gelen kuvvetin eşit olduğu varsayılır ve $P_{max} = 8175$ N alınmıştır.

$$S = \frac{6P_{\max} a_c b_c}{wt_0^2 L_c} = \frac{6 * 8175 * 675 * 675}{70 * 18.5^2 * 1350} = 690.98 \text{ MPa}$$

Bu tasarım için teorik hesaplamalarda bulunan gerilme değeri parabolik yaprak yay için uygundur. Daha doğru sonuçlar için abaqus programında doğrusal olmayan gerilme analizi yapılmıştır.

8.2.1 Doğrusal olmayan gerilme analizi ve sonuçları

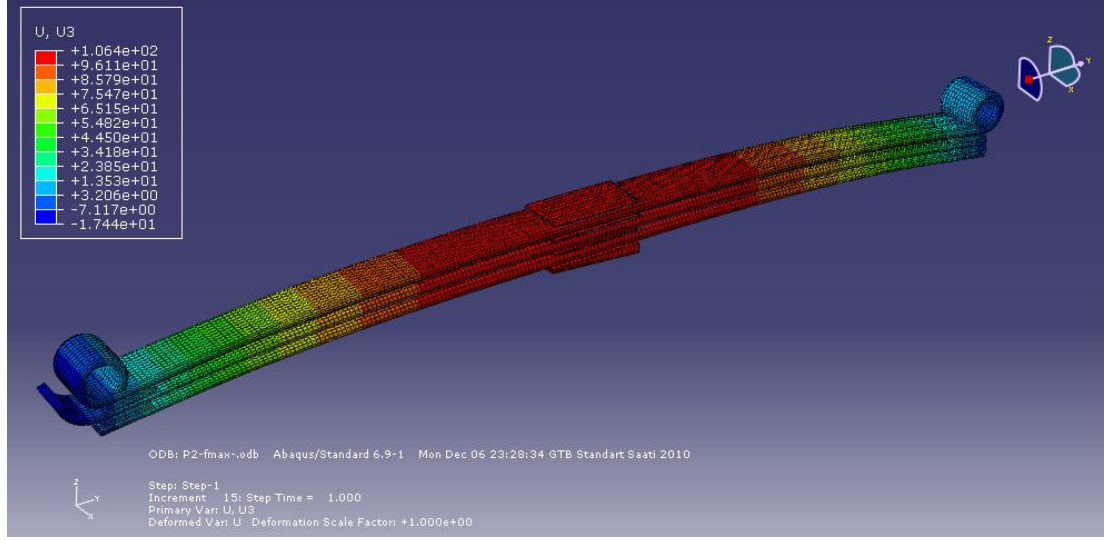
Gerilme analizi yapılması için tasarlanan yaprak yayın katı modeli Şekil 8.4'te görüldüğü gibi CATIA V5 programında oluşturulmuştur, sonlu elemanlar analizi abaqus programında yapılmıştır. Modellenen geometriye göre bu yaprak yayın ağırlığı 30.1 kg hesaplanmıştır.



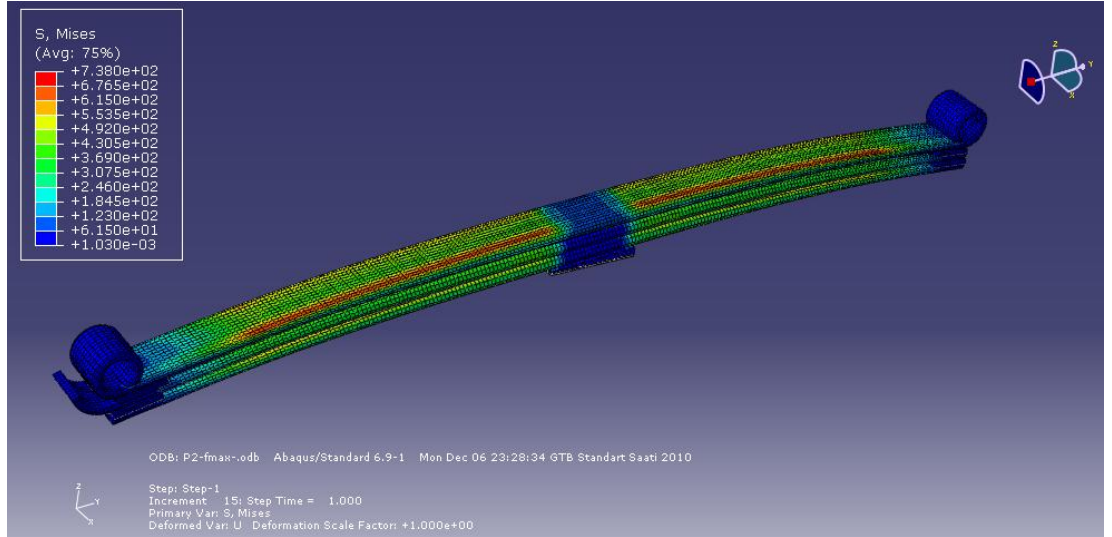
Şekil 8.4: 2. tasarım parabolik yaprak yayın katı modeli.

Sonlu elemanlar analizinde yaprak yay montaj modeli yaklaşımı kullanılmıştır. Önceki analizler ile benzer şekilde sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Eleman boyutu 8 alınarak 33807 node ve 22286 dikdörtgen prizmatik eleman ile çözüm yapılmıştır.

Sonlu elemanlar analizinde yaprak yayın yaptığı deplasman Şekil 7.2'de görülmektedir. En büyük yükte 106.4 mm deplasman yapmaktadır. Bu durumda yay katsayısı 230.49 N/mm olmaktadır ve doğal frekansı 1.63 Hz olarak istenen değerleri sağlamaktadır. Tasarım yükünde yay yüksekliğini sağlamak için, yaprak yayın yaptığı deplasmana göre serbest kavis değeri 3.75 mm azaltılır.



Şekil 8.5: Parabolik yaprak yay 2.tasarımında en büyük yükte deplasman.



Şekil 8.6 : Parabolik yaprak yay 2.tasarımında en büyük yükte gerilme.

En yüksek gerilme 738 MPa olarak en alt katta meydana gelmiştir.

Parabolik yaprak yay tasarımında SAE 51 B 60 çeliği kullanılmıştır. Akma mukavemeti 1280 - 1380 MPa, çekme mukavemeti 1400 - 1500 MPa'dır. Tasarladığımız parabolik yaprak yayda meydana gelen 738 MPa en yüksek gerilme değeri, malzemenin mekanik özelliklerine göre uygundur. Bu sonuçlara göre yorulma ömrü değerlendirmesi yapılacaktır.

9. SONUÇ VE ÖNERİLER

9.1 Yorulma Ömrüne Etkiyen Faktörler

Bir yayın kütlesini en alt seviyede tutmak için yeterli çalışma şartlarını sağlayan gerilmeyi kullanmak gerekir. Bu gerilme üç faktöre bağlıdır: yük altında çökmesi, yorulma ömrü ve yay malzemesinin kalitesi ve üretim işlemleri.

Otomotiv süspansiyonlarında yaylar için en yüksek gerilme, yay malzemesinin en düşük akma gerilmesini aşmamalıdır. Uyun şekilde ısıtıl işlem görmüş alaşımlı çeliğin en düşük akma gerilmesi genelde 1200 MPa olarak kabul edilir.

Yorulma ömrü, yayın hasara uğramadan yaptığı çevrim sayısı ile tanımlanır. Ön yükleme, kumlama veya gerilmeli kumlama işlemleri, yayın boyutlarını büyütmeden yorulma dayanımında büyük artışlar yaratır. Bu ön gerilme verme metotları bir yaprak yayın yorulma dayanımını arttırmada malzemedeki değişikliklerden daha etkilidir.

Yaprak yayı bir yük uygulandığı zaman yüzey tabakaları en yüksek eğilme gerilmesine maruz kalır. Her katın bir yüzeyi çekiye karşı yüzeyi de basıya çalışır. Serbest halde içbükey olan yüzeyler yük altında genelde çekiye çalışırken dışbükey yüzeyler basıya çalışır. Katlarda yorulma hasarları genelde çeki tarafı yüzeyinde veya yakınında başlar.

Ön yükleme, katları akmaya zorlayarak veya çalışma yüklemesi doğrultusunda kalıcı hal alarak çeki yüzeyinde artık bası gerilmesi, bası yüzeyinde artık çeki gerilmesi oluşturur. Bu işlem yorulma ömrünün yararına olurken birinci etkisi çalışma sırasında çökelmeyi (yük kaybı) azaltmaktır.

Kumlama işlemi, bağımsız katların çeki yüzeylerine çok hızlı atış akımlarıyla bası artık gerilmeleri oluşturur. Gerilmeli kumlama, çalışma yükü yönünde yüklenmiş katlara kumlama yapılmasıdır. Serbest halde yapılan kumlamadan daha fazla artık bası gerilmesi oluşturur.

Süspansiyonda kullanılan bir yaprak yay, tasarım yükünün yakınlarında küçük genliklerde hasara uğramadan çok çevrim yapar. Daha büyük genliklerde en yüksek

gerilmeler ve gerilme aralıkları artacağı için hasara uğramadan yapacağı çevrim sayısı azalır [6]. Genelde ömür test yükleri genliği; tasarım yükünün yarısı ile tasarım yükünün bir buçuk katı arasındadır.

9.2 Sonuçların Değerlendirilmesi

Yapılan tasarımların ağırlık, yay katsayısı, doğal frekans ve en yüksek gerilme açısından karşılaştırılması Çizelge 9.1’de görülmektedir.

Çizelge 9.1: Tasarım sonuçlarının karşılaştırması.

	Konvansiyonel 1. Tasarım	Konvansiyonel 2. Tasarım	Parabolik 1. Tasarım	Parabolik 2. Tasarım
Ağırlık (kg)	34.3	31.87	20.8	30.1
Yay katsayısı, k (N/mm)	191.74	182.86	186.39	206.66
Yay katsayısı, kc (N/mm)	229.63	219	211.78	230.49
Doğal frekans (Hz)	1.628	1.6	1.58	1.63
En yüksek gerilme (MPa)	756	665	1093	738

Konvansiyonel yaprak yay tasarımında projede istenen yay katsayısını sağlayabilmek için 6 katlı ve 5 katlı tasarımlar yapılmıştır. Bu tasarımlar yapı itibariyle ağır olmaktadır. İlk tasarımda 34.3 kg olan yaprak yay ikinci tasarımda 5 kata indirmiştir. İlk iki katın kalınlıkları azaltılmış ve diğer katların kalınlıkları attırılarak eşit kalınlıkta 5 katlı yaprak yay tasarımı yapılmıştır. Bu durumda ağırlık 31.87 kg’a

düşürülmüştür. Tasarımlarda istenen yay katsayısı değeri $196 \pm \%7.5$ N/mm'dir. 1. ve 2. tasarım, merkez kelepçesi ve küpe olmadan istenen yay katsayısı değerini sağlamaktadır. Sürüş kalitesi açısından da konfor için olması gereken doğal frekans değer aralığında bulunmaktadır. 1. tasarımda bulunan en yüksek gerilme değeri 756 MPa konvansiyonel yaprak yaylarda kullanılan SAE 5160 H çeliğinin akma ve kopma dayanımına göre uygun bir değerdir. Ancak yorulma dayanımı göz önünde bulundurulduğunda, daha önce yapılmış ömür testlerine göre ön görülen ömür yaklaşık 100000 çevrimdir. Bu da projede konvansiyonel yaprak yay tasarımlarında istenen 120000 çevrim sayısının altında kalmaktadır. 2. tasarımda ise bulunan en yüksek gerilme değeri 665 MPa'ya düşmüştür ve böylece yorulma dayanımı iyileştirilmiştir. Öngörülen ömür yaklaşık 120000 çevrimdir. İstenen çevrim sayısını sağlamaktadır.

Konvansiyonel yaprak yaylara göre daha modern bir uygulama olan parabolik yaprak yay tasarımında 2 katlı ve 3 katlı tasarımlar yapılmıştır. Böylece yaprak yay ağırlıklarında azalma sağlanmıştır. İlk tasarımda 20.8 kg olarak tasarlanan yaprak yayın yay katsayısı merkez kelepçesi ve küpe olmadan istenen değeri sağlamaktadır. Sürüş kalitesi açısından da konfor için olması gereken doğal frekans değer aralığında bulunmaktadır. Bulunan en yüksek gerilme 1093 MPa'dır. Kullanılan SAE 51 B 60 çeliğinin daha önce yapılmış ömür testlerine göre ön görülen ömür yaklaşık 220000 çevrimdir. Projede parabolik yaprak yay tasarımları için istenen 220000 çevrim sayısını sağlamaktadır. 2. tasarımda yorulma dayanımını iyileştirmek için bir kat daha eklenmiştir ve bu durumda istenen yay katsayısını sağlamak için eksenler uzatılmıştır. Yaprak yayın ağırlığı 30.1 kg olarak hesaplanmıştır. Merkez kelepçesi ve küpe olmadan istenen yay katsayısı değerini sağlamaktadır ve konfor için olması gereken doğal frekans değer aralığında bulunmaktadır. Yaprak yayın yorulma dayanımının iyileştirilmesiyle bulunan en yüksek gerilme 738 MPa'ya düşürülmüştür ve öngörülen ömür yaklaşık 300000 çevrimdir. Çizelge 9.2'de tasarımların yaklaşık ömür çevrimleri karşılaştırılmıştır.

Çizelge 9. 2: Tasarımların öngörülen ömür çevrimlerinin karşılaştırması.

TASARIMLAR	Konvansiyonel 1. Tasarım	Konvansiyonel 2. Tasarım	Parabolik 1. Tasarım	Parabolik 2. Tasarım
Öngörülen ömür (çevrim)	100000	120000	220000	300000

Yaprak yay tasarımlarının ön görülen ömür çevrimlerine göre konvansiyonel tasarımlardan 1.si projede istenen çevrim sayısını sağlayamayacağı için uygun değildir. Konvansiyonel 2. tasarım öngörülen çevrim sayısına göre uygun bir tasarımdır. Parabolik tasarımlardan ikisi de istenen çevrim sayısını sağlamaktadır. 1. tasarımda ağırlığın daha az olması bir avantajken 2. tasarımda da yorulma ömrü çok daha fazladır.

Tasarımlar maliyet açısından değerlendirildiğinde konvansiyonel yaprak yaylar ağır olmasına rağmen kullanılan çeliğin daha ucuz olması ve üretim aşamasında daha az işlem görmelerinden dolayı maliyeti parabolik yaprak yaylara göre daha düşüktür. Parabolik yaprak yaylarda kullanılan çeliklerin kat kalınlıkları (merkez başlangıç kalınlıkları) kat adedinin az olmasından dolayı daha fazla olmalıdır. Kalın malzemelerin istenen dayanıma gelmesi için sertleştirilebilmesi ve akma ve çekme dayanımının daha iyi olması gerekir. Bu nedenle çeliğin sertleştirilebilirliğini ve akma ve çekme dayanımını arttıran bor elementi içeren SAE 51 B 60 kullanılmıştır. Bu malzemede bulunan bor elementi pahalıdır ve maliyeti arttırır. Ayrıca parabolik yaprak yayların üretiminde konvansiyonel yaprak yaylardan farklı olarak haddeleme işlemine tabi tutulması ve diğer üretim işlemlerindeki farklılıklar da maliyeti arttırmaktadır.

Genel olarak yaprak yaylı süspansiyon sistemleri projeleri maliyet açısından değerlendirildiğinde konvansiyonel tasarımlar tercih edilebilir ancak yaprak yayın yorulma dayanımının yüksek, ağırlığının düşük ve konforun daha iyi olması isteniyorsa parabolik yaprak yay tasarımları tercih edilmelidir. Bu proje bir midibüs aracı için geliştirilmiş olduğu için konfor önemlidir. Araçta daha iyi konfor sağlayan parabolik yaprak yaylardan en düşük ağırlığa sahip olan ve yorulma ömrü de istenen değeri sağlayan 1. tasarım bu proje için en uygun tasarım olarak değerlendirilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] **Allred, Timothy M.**, 2003: *Compliant Mechanism Suspension*, Master's Thesis, Brigham Young University, Department of Mechanical Engineering, August
- [2] **Url-1** <http://en.wikipedia.org/wiki/Leaf_spring>, alındığı tarih 25.10.2010
- [3] **Craig, Kevin, Proffesor of Mechanical Engineering**: *Automotive Suspension Systems*, Motivation for the Study of Mechanical System Physical & Mathematical Modeling, Rensselaer Polytechnic Institute
- [4] **T.C. MİLLÎ EĞİTİM BAKANLIĞI**, 2005: *Süspansiyon Sistemleri*, MEGEP (Meslekî Eğitim ve Öğretim Sistemini Güçlendirme Projesi), Ankara
- [5] **EATON, DETROIT SPRING, INC.**: SPRING TECH 101, <http://www.eatonsprings.com>.
- [6] **Society of Automotive Engineers, Inc. (SAE)**, 1990: *Spring Design Manual*
- [7] **Institute of Spring Technology**, 2004: *Spring Design Training Course Manual*, 20th&30th November
- [8] **Url-2** <<http://www.langen-sondermann.de/en/products/parabolics/>>, alındığı tarih 25.10.2010
- [9] **EN 10092-1**, 2003: Sıcak çekilmiş yaylık çelik lama standardı, European Standard, CEN
- [10] **Url-3** <http://www.monroe.com/support/tec_suspsystemfund.asp>, alındığı tarih 30.10.2010
- [11] **Topbaş, M. Ali**, 1998: *Çelik ve Isıl İşlem El Kitabı*, Ekim Ofset ve Mücellithanesi, İstanbul
- [12] **Qin, P., Dentel, G., ve Mesh, M.**, 2002: Multi-Leaf Spring and Hotchkiss Suspension CAE Simulation, *ABAQUS Users' Conference*
- [13] **Best, C., Hamon, C., Mezzatesta, G.**, 2002: *Basic Utility Vehicle Suspension Design*, The University of Texas, Austin, Fall
- [14] **Omar, M. A., Shabana A. A., Mikkola, A., Loh, W., Basch, R.**, 2004: Multibody System Modeling of Leaf Springs, *Journal of Vibration and Control*, Sage Publications
- [15] **Url-4** <<http://www.engineershandbook.com/Tables/frictioncoefficients.htm>>, alındığı tarih 12.11.2010
- [16] **Rahman, M. A., Siddiqui, M. T. ve Kowser, M. A.**, 2007: Design and non linear analysis of a parabolic leaf spring, *Journal of Mechanical Engineering*, Transaction of the Mech. Eng. Div., The Institution of Engineers, Bangladesh, June
- [17] **Url-5** <<http://www.parabolicspring.com/parabolic.htm>>, alındığı tarih 18.11.2010
- [18] **Url-6** <<http://www.diracdelta.co.uk/science/source/f/r/friction/source.html>>, alındığı tarih 20.11.2010
- [19] **Kamnerdtong, T., Chutima, S., Nilyai, S.**, 2004 : Linear and Nonlinear Finite Element Analyses of a Multi-Leaf Spring in Light Truck, *The 2004*

International Computer-Aided Design Conference and Exhibition,
CAD '04, Pattaya Beach, Chonburi, Thailand, May 24-28, 2004

- [20] **Url-7** <<http://www.ncttora.com/FSM/1993/suspensionandaxle/37leafspri.pdf>>, alındığı tarih 24.11.2010.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Nilay Güven
Doğum Yeri ve Tarihi: İzmir, 21.04.1986
Adres: İzmir
Lisans Üniversitesi: Makine Mühendisliği, Dokuz Eylül Üniversitesi