



T.C.

**DÜZCE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SALINCAK KOLU BURÇLARININ ÇIKMA YÜKÜNÜ
ETKİLEYEN PARAMETRELERİN İNCELENMESİ**

AYHAN AKGÜNOĞLU

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. FEHMİ ERZİNCANLI**

DÜZCE, 2019

T.C.
DÜZCE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SALINCAK KOLU BURÇLARININ ÇIKMA YÜKÜNÜ
ETKİLEYEN PARAMETRELERİN İNCELENMESİ

Ayhan AKGÜNOĞLU tarafından hazırlanan tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından Düzce Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Fehmi ERZİNCANLI

Düzce Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Fehmi ERZİNCANLI

Düzce Üniversitesi

Prof. Dr. Hamit SARUHAN

Düzce Üniversitesi

Doç. Dr. Murat ÖZSOY

Sakarya Üniversitesi

Tez Savunma Tarihi: 08/01/2019

BEYAN

Bu tez çalışmasının kendi çalışmam olduğunu, tezin planlanmasından yazımına kadar bütün aşamalarda etik dışı davranışımın olmadığını, bu tezdeki bütün bilgileri akademik ve etik kurallar içinde elde ettiğimi, bu tez çalışmasıyla elde edilmeyen bütün bilgi ve yorumlara kaynak gösterdiğimi ve bu kaynakları da kaynaklar listesine aldığımı, yine bu tezin çalışılması ve yazımı sırasında patent ve telif haklarını ihlal edici bir davranışımın olmadığını beyan ederim.

08 Ocak 2019

Ayhan Akgünoğlu

TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans öğrenimimde ve bu tezin hazırlanmasında gösterdiği her türlü destek ve yardımlarından dolayı çok değerli hocalarım Prof. Dr. Fehmi Erzincanlı'ya, Prof. Dr. Hamit Saruhan ve Doç. Dr. Murat Özsoy'a en içten dileklerimle teşekkür ederim.

Bu çalışma boyunca maddi ve manevi yardımlarını ve desteklerini esirgemeyen; Düzce Üniversitesi Araştırma Görevlileri Fikret Polat, Rıdvan Ongun, Yakup Okan Alpay, Mert Kılınçel, Melih Aktaş'a, Teknorot Otomotiv Ürünleri Fabrikası bünyesinde çalışırken tez ile alakalı araştırmalarım yardımcı olan Ar-Ge ve Kalite birimindeki çalışanlara teşekkürlerimi sunarım.

Teknorot Otomotiv Ürünleri fabrikasında çalışmalarım sırasında ki test ve benzeri verileri kullanmama izinlerinden dolayı eski Ar-Ge Direktörü Murat Işık Bey'e Ar-ge Müdürü Murat Arslanoğlu Bey'e teşekkürlerimi sunarım.

Ve Pamukkale Üniversitesi Kontrüksiyon ve İmalat Anabilimdalı Başkanı Malzeme Uygulama Araştırma Merkezi Müdürü Prof. Dr. Cemal Meran hocama ve aynı bölüm hocalarından Doç. Dr. Özler Karakaş hocama desteklerinden dolayı teşekkür ederim.

Ve tez çalışmam sırasında Teknorot Otomotiv Ürünleri firmasında çalışma arkadaşım olan, bilgi ve test işlemlerinde yardımlarını esirgemeyen, yakın zamanda kaybettiğimiz, Fatihalarla andığımız, Emre Çelikağ arkadaşımızı her zaman rahmetle anıyorum, ruhu şad olsun.

Sevgili Anneme ve Pamukkale Üniversitesi Gıda Mühendisliği yüksek lisans öğrencisi Özlem Tuğrul'a manevi desteklerinden dolayı teşekkür ederim.

08 Ocak 2019

Ayhan Akgünoğlu

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ŞEKİL LİSTESİ.....	VIII
ÇİZELGE LİSTESİ	X
KISALTMALAR.....	XI
SİMGELER	XII
ÖZET	XIII
ABSTRACT	XIV
1. GİRİŞ	1
2. SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ	3
2.1. SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN ELAMANLARI	7
2.1.1. Yaylar.....	7
2.1.1.1. Yaprak Yaylar	8
2.1.1.2. Helisel Yaylar	8
2.1.1.3. Burulma Çubuklu Yaylar	9
2.1.1.4. Pnömatik Yaylar	9
2.1.1.5. Hidro Pnömatik Yaylar	9
2.1.1.6. Lastik Takozlar	11
2.1.2. Amortisörler	11
2.1.3. Rotiller	12
2.1.4. Denge Çubukları.....	13
2.1.5. Askı Sistemleri.....	14
2.2. SABİT ASKI SİSTEMLERİ	14
2.2.1. Sabit Süspansiyon Sistemi.....	15
2.2.1.1. Sabit Süspansiyon Sisteminin Özellikleri.....	15
2.2.2. Dört Bağlantı Tip Süspansiyon Sistemi	15
2.2.3. Yatay Kontrol Rod'lu Süspansiyon Kol tipi	15
2.3. SERBEST SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ	16
2.3.1. Mac-Pherson Gergi Tipi Serbest Süspansiyon Sistemleri	17

2.3.1.1. Mac-Pherson serbest süspansiyon sisteminin özellikleri.....	20
2.3.2. Çift Salıncaklı Bağımsız Süspansiyon Sistemleri.....	20
2.3.3. Burulma Çubuklu Bağımsız Süspansiyon Sistemleri	22
2.3.3.1. Burulma çubuklu yayların özellikleri	22
2.3.4. Yarı Çeki Salıncaklı Bağımsız Süspansiyon Sistemleri.....	22
2.4. HAVALI SÜSPANSİYON SİSTEMİ	23
2.4.1. Havalı Süspansiyon Sisteminin Özellikleri	25
2.5. AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİ.....	25
2.5.1. Aktif Süspansiyon Sisteminin Özellikleri	29
3. SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN GEOMETRİLERİ.....	30
3.1. ÖN DÜZEN GEOMETRİLERİ.....	30
3.1.1. Ön Düzen Açıları	31
3.1.2. Kamber açısı.....	31
3.1.2.1. Kamber Açısının Etkileri ve Amaçları	32
3.1.3. King Pim açısı.....	33
3.1.3.1. King Açısının Taşıt Üzerindeki Etkileri ve Amaçları.....	34
3.1.4. Toplam Açı	34
3.1.5. Kaster Açısı	35
3.1.5.1. Kaster Açısının Taşıt Üzerindeki Amaçları ve Etkileri.....	36
3.1.6. Toe Açısı.....	37
3.1.6.1. Toe Açısının Taşıt Üzerindeki Amaçları ve Etkileri	37
3.2. DÖNÜŞLERDE TEKERLEK AÇILARI.....	38
4. SÜSPANSİYON SİSTEMİNDEKİ BURÇ-SALINCAK İKİLİSİNİN ÇIKMA PARAMETRELERİNİN ARAŞTIRILMASI VE ANALİZ-TEST İŞLEMLERİ	39
4.1. ARAÇ SÜSPANSİYON SİSTEMİNDEKİ SALINCAK VE BURÇLAR	39
4.1.1. Salıncak Kollarının Yapısal Özellikleri	41
4.2. BURÇ SALINCAK YATAĞI ÇAPLARININ EŞLEŞMELERİNİN BELİRLENMESİ	43
4.3. ÇAPLAMA MİKTARI VE ÇAPLAMA SONRASI KAUCUK PARAMETRELERİNİN BURÇLARIN ÇIKMA DEĞERLERİNE OLAN ETKİSİNİN İNCELENMESİ	45
4.3.1. Çaplama İşleminin İncelemesi.....	45

4.4. KAÜÇUK DEĞERLERİNİN İNCELENMESİ.....	47
4.5. ÇAPLAMA İŞLEMİ VE KAÜÇUK DEĞERLERİNE GÖRE ÇIKMA KUVVETLERİNİN İNCELENMESİ	51
4.6. BURÇ-SALINCAK ÇAPLARINDA YÜZEY PÜRÜZLÜLÜĞÜNÜN ETKİLERİ VE SÜRTÜNME DEĞERİNİN PROGRAMA GİRİLMESİ YLE ANALİZİNİN YAPILMASI.....	51
4.6.1. Sürtünmeli Sıkı Geçme Bağıntılarının Hesaplanması.....	52
4.6.2. Sürtünmeli Sıkı Geçme Bağıntılarının Hesaplanmasında Deneysel Çalışma	53
4.6.3. Sıkı Geçme Bağıntılarının Hesaplanmasında Deneysel Veriler	53
4.6.4. Programında Salıncak ve Burçların Tasarlanması	57
4.6.5. Montaj Modelinin Analizinin Hazırlanması	61
4.6.6. Sonlu Elemanlar Yönteminin Kullanılması	68
4.6.7. Von Mises Gerilim Analizi	70
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	78
6. KAYNAKLAR	80
ÖZGEÇMİŞ	85

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1. Süspansiyon sistemi [2].	1
Şekil 2.1. Araca etki eden kuvvetler [7].	5
Şekil 2.2. Aracın yaptığı hareketler [7].	5
Şekil 2.3. Başka bir açıdan süspansiyon sisteminin parçaları [9].	6
Şekil 2.4. Süspansiyon sisteminin kısım ve parçaları [4].	7
Şekil 2.5. Otomobil süspansiyonlarında kullanılan helezon yaylar [14].	8
Şekil 2.6. Hidro pnömatik yay örneği [17].	10
Şekil 2.7. Amortisör kısım ve çevrimleri [20].	12
Şekil 2.8. Askı sistemleri [11].	14
Şekil 2.9. Serbest süspansiyon sistemi.	17
Şekil 2.10. Mac-Pherson sisteminin yapısı.	18
Şekil 2.11. Honda Civic 2018 Mac-Pherson bağımsız süspansiyon sistemi [32].	19
Şekil 2.12. Çift salıncaklı bağımsız ön süspansiyon sistemi [34].	20
Şekil 2.13. Çift salıncaklı süspansiyon sistemi [22].	21
Şekil 2.14. Havalı süspansiyon sisteminin araç üzerinde görünümü [28].	23
Şekil 2.15. Havalı süspansiyon sisteminin yapısı [38].	23
Şekil 2.16. Hava körüklerinin yapısı [38].	24
Şekil 2.17. Audi quattro havalı yay kompleksi [38].	24
Şekil 2.18. Aktif süspansiyon sistemi [39].	26
Şekil 2.19. Solda elektromanyetik süspansiyon sistemi – Sağda amortisör ve yaylı geleneksel süspansiyon sistem [41].	27
Şekil 2.20. Aktif süspansiyon sistemi gereçlerinin araç üzerindeki yerleri.	27
Şekil 2.21. Aktif süspansiyon sistemi [42].	28
Şekil 3.1. Toe-Kamber ve kaster açılarının tekerlek sistemi üzerinde gösterimi [36].	30
Şekil 3.2. Taşıtın ön düzeni oluşturan parçaları ve kanber açısı [43].	31
Şekil 3.3. Serbest Süspansiyonlu Araçlarda Kanber Açısı [43].	32
Şekil 3.4. Kanber açısı ve oluşan kanber kuvvetinin değişimi [43].	33
Şekil 3.5. King-Pin Açısı [33].	34
Şekil 3.6. Toplam Açı [43].	35
Şekil 3.7. Kaster açısı.	36
Şekil 3.8. Toe açıları.	37
Şekil 4.1. Burçlu salıncak kolu.	40
Şekil 4.2. Çeşitli sac salıncak gövdeler.	41
Şekil 4.3. Çaplama kalıbı ve kesit görünümü [51].	45
Şekil 4.4. Çaplama aparatları ve kalıbı.	46
Şekil 4.5. Ön yükleme şematik gösterimi [52].	46
Şekil 4.6. Kumlama süresine bağlı olarak maksimum kuvvetin değişimi.	50
Şekil 4.7. Kumlama işlemi yapılmış ve salıncaklara çakılmış burçlar (B_01).	54
Şekil 4.8. Kumlama işlemi yapılmış ve salıncaklara çakılmış burçlar (B_02).	54
Şekil 4.9. Çıkma testinden sonra salıncak denge kolları yuvalarının genel görünümeleri.	55

Şekil 4.10. Salıncak denge kolu yatağının burç çıkma testinden sonra yakın yüzey görünümü.	55
Şekil 4.11. Çıkma testinden sonra pürüzlülük değerlerinin Mahr marka ölçüm cihazı ile ölçülmesi.	56
Şekil 4.12. Çıkma testi işleminden sonra pürüzlülük değerlerinin ölçülmesi.	56
Şekil 4.13. Çıkma testinden sonra çıkan burçların yüzey pürüzlerinin ezilmesiyle parlayan görünüşleri.	56
Şekil 4.14. Ölçülen pürüzlülük değerleri.	57
Şekil 4.15. Üretilen ve testlerde kullanılan kauçuk-metal burç kesit görünümü ve boyutları.	58
Şekil 4.16. Analizde kullanılacak sac salıncak denge kolunun teknik resmi ve katı modeli.	58
Şekil 4.17. Analiz öncesi burçların salıncak denge kolu üzerinde duruşu.	59
Şekil 4.18. Analiz tipinin seçilmesi.	62
Şekil 4.19. Analizde temas eden yüzeylerin seçim aşaması.	63
Şekil 4.20. Analizde temas eden yüzeylerin seçimi ve sürtünme katsayısı girilmesi.	63
Şekil 4.21. Sabit yüzeyin seçilmesi.	64
Şekil 4.22. Simetri yüzeylerinin seçilmesi.	65
Şekil 4.23. Düz yüzlerde kuvvet oluşturulması ve hareket yönlerinde ölçü tanımlanması.	66
Şekil 4.24. Analizi yapılan salıncak denge kolunun tasarlanan görünümü.	69
Şekil 4.25. B_01 Kodlu salıncak denge kolunun KB ve BB kodlu burç ve sac salıncağın sonlu elemanlar statik analizi için matematiksel modeli.	70
Şekil 4.26. 38,025 gövde ve 38,060 mm çaplı burcun 0,3 sürtünme katsayısı ile von mises gerilme sonucu.	72
Şekil 4.27. 46,025 gövde ve 46,070 mm çaplı burcun 0,61 sürtünme katsayısı ile von mises gerilme sonucu.	73
Şekil 4.28. Burca uygulanan kuvvetin ölçülmesi.	74
Şekil 4.29. Burç çıkma testi.	76

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Çizelge 4.1. Burç ve salıncak çapı seçiminde tolerans belirlenmesi [50].....	43
Çizelge 4.2. Salıncak ve burç malzeme cinsleri.	45
Çizelge 4.3. Epdm kauçukların sertlik ve yoğunluk değerleri.....	48
Çizelge 4.4. EPDM/Metal yapışma testi sonuçları.	49
Çizelge 4.5. Salıncak ve burç malzeme cinsine bağlı sıkılık değerlerine göre çıkma kuvvetleri.	51
Çizelge 4.6. Burç ve salıncak kod ve çap örnekleri.....	59
Çizelge 4.7. Dış borunun mekanik özellikleri.	60
Çizelge 4.8. Salıncak malzemesinin mekanik özellikleri.	61
Çizelge 4.9. B denge kolunun K-1 ve K-2'nin mekanik özellikleri.	67
Çizelge 4.10. Salıncak denge kolunun KB ve BB'nun temas ve birleşim temas seti.	68
Çizelge 4.11. Mesh bilgisi.	70
Çizelge 4.12. Detaylı mesh bilgisi.	70
Çizelge 4.13. Salıncak denge kolu ve burç arasında oluşturulan sıkılık değerleri.	72
Çizelge 4.14. Sürtünme ve toleranslara bağlı olarak gerilme ve basma yükü sonuçları.	75
Çizelge 4.15. B_01 Salıncak denge kolu burcu için kumlama sonucu oluşan pürüzlülük değerleri ve çıkma kuvvetleri.....	76
Çizelge 4.16. B_02 salıncak denge kolu için kumlama sonucu oluşan pürüzlülük değerleri ve çıkma kuvvetleri.....	77

KISALTMALAR

Ag	Gerçek temas alanı
An	Hesaplanan temas alanı
Df	Geçme çapı
Dg	Göbek dış çapı
dk	Dakika
Dm	İçi boş miller için mil iç çapı
Eg	Göbek elastik modülü
Em	Mil elastik modülü
F	Eksenel iletme kuvveti (Axial force to be transmitted)
FEA	Sonlu Elemanlar Stres Analiz Yöntemi (Finite Element Analysis)
kgf	Kilogram kuvvet
kN	P1 ile: maksimum mutlak gerilim ve P3: minimum mutlak normal gerilim
mm	Milimetre
mm/sn	Milimetre/Saniye
mm/dk	Milimetre/Dakika
MPa	Megapascal
Ra	Aritmetiksel ortalama sapma
Rpm	Devir/dakika
Rz, G	Göbek yüzey pürüzlülüğü
Rz, M	Mil yüzey pürüzlülüğü
sn	Saniye
TL	Türk Lirası
Vg	Göbek poisson oranı
Vm	Mil poisson oranı
Zmin	Tork iletimi için gerekli minimum sıklık
µm	Mikron

SİMGELER

R,r	Radüs
sn	Saniye
T	İletilmek istenen tork
ρ	Mil / Göbek malzemesinin yoğunluğu
μ	Sürtünme katsayısı
°C	Santigrad derece



ÖZET

SALINCAK KOLU BURÇLARININ ÇIKMA YÜKÜNÜ ETKİLEYEN PARAMETRELERİN İNCELENMESİ

Ayhan AKGÜNOĞLU

Düzce Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Fehmi ERZİNCANLI

Ocak 2019, 84 sayfa

Araçlarda sarsıntılara karşı kurulan düzenler ve süspansiyon sistemi; rahatlıkla birlikte güveni sağlayan elamanlar grubudur. En iyi bir şekilde tasarlanmaları ve üretilmeleri diğer sistemler ile birlikte mükemmel çalışması açısından da zorunludur. Arabaların ön düzenlerinde bulunan ve süspansiyonlarla birlikte çalışan salıncaklar, araçların herhangi bir çukura aniden girmesiyle meydana gelebilecek zararı önleyebilmelidir. Ancak bu çukurlar çok sert bir şekilde düşülmesiyle araçta salıncak arızasıyla karşılaşılabilir. Araçlarda ki bu parçalar arasında oldukça önemli olan araba salıncağının da kendi içerisinde önemli parçaları bulunmakta ve salıncak burcu da bu parçalardan birisidir. Taşıtlarda süspansiyon sisteminin en önemli parçalarından biri olan salıncak kolu, tekerlekleri istenen konumda tutmak ve hareketin sadece yukarı ve aşağı yönlerde güvenli bir şekilde gerçekleştirilmesi gibi önemli iki işleve sahiptir. Ayrıca ivmelenme neticesinde ortaya çıkan yatay kuvvetlerin karşılanarak, hareketin yeteri konforunda ve emniyetli bir şekilde sınırlandırılması diğer bir önemli görevini oluşturmaktadır. Salıncak kolları üzerindeki burç-yatak eşleşmesinden beklenen en önemli görev, bakım sırasında özel ekipman kullanılarak yapılan zorlanma haricinde kullanım koşullarındaki yükler altında montaj yerinden hiçbir şekilde çıkmamasıdır. Hareket eden bir araçta benzer bir burç çıkma olayının meydana gelmesinin, ciddi oranda maddi ve en önemlisi de hayati kayıplara yol açabileceği açıktır. Bu tür bağlantılarda, çıkma kuvvetini etkileyen tüm değişkenlerin ele alınması ve verilen konstrüksiyon için en uygun montaj şartlarının belirlenmesi son derece faydalı olacaktır. Yapılan araştırmalar ve testler sonucunda yüksek çıkma kuvvetine sahip bir ürünün ortaya çıkması için bilgi sağlanacaktır. Tez kapsamında; Genel olarak mevcut durumda incelenmesi gereken; 1-Burç-yatak çap uygunlukları, 2-Çaplama miktarı ve çaplama sonrası kauçuk değerlerinin çıkma kuvvetine olan etkisinin incelenmesi, 3-Yüzey pürüzlülük değerinin çıkma kuvvetine olan etkileri, olmak üzere üç ana başlık olarak inceleme işlemi yapılacaktır.

Anahtar sözcükler: Çıkma kuvveti, Pürüzlülük, Burç-yatak, Çaplama, Salıncak kolu.

ABSTRACT

WISHBONE ARM OF THE BUSHES LOADING OUTPUT AFFECTIVE INVESTIGATION OF THE PARAMETERS

Ayhan AKGÜNOĞLU

Düzce University

Graduate School of Natural and Applied Sciences, Department of Mechanical
Engineering

Master's Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Fehmi ERZİNCANLI

January 2019, 84 pages

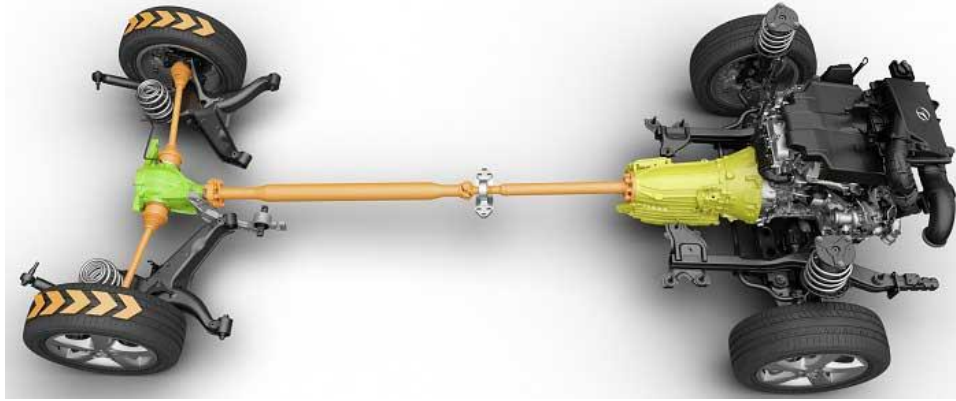
Shocks and suspension systems installed on vehicles; group of elements providing comfort and confidence. It is also imperative to design and produce in the best possible way with the other systems. The wishbones, which are located in the prearrangements of the cars and work with the suspensions, can prevent any kind of damage if the vehicles suddenly get into a pit. However, if the pits are struck hard, the car may be confronted with a wishbone failure. For this reason, people have to use their tools with care and have a great precaution, especially protecting the rugged fronts like pits. The car wishbone, which is very important among the pieces in the car, has important parts in itself. The car wishbone is one of these pieces. One of the most important parts of the suspension system in vehicles is the wishbone arm, which has two important tasks: to keep the wheels in the desired position and to move safely in only the up and down directions. Another important task is to meet the horizontal forces that occur during the acceleration and to limit the movement to the comfort and safety. The most important task expected from the pendulum-bearing pendulum over the wishbone arms is that it never leaves the installation site under loads in service conditions, except for the strain exerted by the use of special equipment during maintenance. It is evident that the occurrence of such a zodiac sign in a vehicle that is in motion can lead to serious loss of materiality and, most importantly, vital loss. In such connections it will be very useful to consider all variables affecting the bouncing force and to determine the most appropriate mounting conditions for the given construction. Within the thesis; In general, it should be examined in the current situation; 1-Brush-bed diameters conformity, 2-Examination of the effect of the amount of bending and the post-bending rubber values on the bending strength, 3-The effects of surface roughness value on the extraction force are three main headings.

Keywords: Tensile strength, Roughness, Bushing-bed, Shrinkage, Wishbone arm.

1. GİRİŞ

Otomotiv sektörü, sanayileşmiş tüm ülkelerde ekonominin en büyük kaynaklarından biridir. Sektörün ekonomideki bu lokomotif etkisinin nedeni, sanayi dalları ve diğer sektörler ile de ilişki içerisinde olmasıdır. Ülkemizde de otomotiv sektörü, ilk üretimlerin yapıldığı 1960'lı yıllardan bu yana gelenen durumda, beşte birlik oranla ülke ihracatının en büyük payına sahip ve ülke çapında doğrudan 230 bin kişinin, dolaylı olarak 4 milyon kişinin gelir elde ettiği bir sektör haline gelmiştir. Diğer taraftan yarattığı katma değer, son teknolojilerin sanayiye intikali, hem üretim hem araştırma-geliştirme faaliyetleri için nitelikli insan gücü oluşturması gibi faydalarıyla da ülkemizin ve insanımızın küresel dünyadaki yerini şekillendirmektedir [1].

Süspansiyon; genelde motorlu araçlarda tekerleklerle gelen ani şok ve titreşimleri emmek için yapılmış parçaların bütününe verilen isimdir. Sistemin çalışma prensibi, lastiklerle yol arasındaki sürtünmeyi ayarlayarak virajları hatasız bir şekilde almaya dayanır. Aracı savrulmaya, yan yatmaya, takla atmaya karşı koruyan hayati bir sistemdir. Şekil 1.1'de örnek bir süspansiyon sistemi görülmektedir.



Şekil 1.1. Süspansiyon sistemi [2].

Süspansiyon sistemi tasarımına başlarken karar verilmesi gereken birkaç parametre bulunmaktadır. Bunlar, tekerlek izi, dingil açıklığı, kütle, maksimum hız, maksimum eğim, 0-100 km/h hızlanma süresi, minimum dönüş yarıçapı, direksiyon simidinin dış yarıçapı ve lastik genişliğidir [2].

Taşıtlarda süspansiyon sisteminin en önemli parçalarından biri olan salıncak kolu, tekerlekleri istenen konumda tutmak ve hareketin sadece yukarı ve aşağı yönlerde güvenli bir şekilde gerçekleştirilmesi gibi önemli iki işleve sahiptir. Ayrıca ivmelenme neticesinde ortaya çıkan yatay kuvvetlerin karşılanarak, hareketin yeteri konforda ve emniyetli bir şekilde sınırlandırılması diğer bir önemli görevini oluşturmaktadır. Salıncak kolları üzerindeki burç-yatak eşleşmesinden beklenen en önemli görev, bakım sırasında özel ekipman kullanılarak yapılan zorlanma haricinde kullanım koşullarındaki yükler altında montaj yerinden hiçbir şekilde çıkmamasıdır. Hareket eden bir araçta benzer bir burç çıkma olayının meydana gelmesinin, ciddi oranda maddi ve en önemlisi de hayati kayıplara yol açabileceği açıktır. Bu tür bağlantılarda, çıkma kuvvetini etkileyen tüm değişkenlerin ele alınması ve verilen konstrüksiyon için en uygun montaj şartlarının belirlenmesi son derece faydalı olacaktır. Yapılan araştırmalar ve testler sonucunda yüksek çıkma kuvvetine sahip bir ürünün ortaya çıkması için bilgi sağlanacaktır. Tez kapsamında; ilk olarak süspansiyon sisteminin elemanları ve bunların bağlı olduğu genel süspansiyon sistemleri incelenmiştir. Daha sonra süspansiyon sistemindeki burç-salıncak ikilisinin çıkma parametrelerinin araştırılması ve analiz-test işlemleri başlığı altında

1-Burç-yatak çap uygunlukları ve seçimi,

2-Çaplama miktarı ve çaplama sonrası kauçuk değerlerinin çıkma kuvvetine olan etkisinin incelenmesi,

3-Çaplama işlemi ve kauçuk değerlerine göre burcun çıkmasının incelenmesi,

4-Burç-salıncak çaplarında yüzey pürüzlülüğünün etkileri incelenmiş ve sürtünme katsayılarının değişimi ile analiz programına çözdürülmüştür. Nihai çıkan gerilme ve kuvvetler, incelenerek sonuçlar ve öneriler kısmında açıklanmış ve öneriler verilmiştir.

2. SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ

Günümüzde araçların ön süspansiyonlarında artık çoğunlukla bağımsız tip süspansiyonlar kullanılmaktadır. Ön süspansiyonda kullanılan katı akslı süspansiyonların, tekerleklerin doğrultularının ayarlanamaması, ağır olmaları ve titreşimlerden dolayı aracı yönlendirme sorunlarına sebep olmalarıyla kullanımı sadece ağır araçlar veya off-road araçlarıyla sınırlı kalmıştır. Diğer taraftan ön tekerleklerde kullanılan farklı tipte bağımsız süspansiyonlar mevcuttur [1].

Araç sürüş konforu ve yol tutuş özellikleri, araç performansında ve müşteri memnuniyeti ile satın alma kararında etkili olan çelişki içeren iki önemli etkidir. Araç sürüş konforu ve yol tutuş dinamiği arasındaki var olan zıt ilişki nedeniyle sürüş konforunun ve yol tutuş yeteneğinin bir arada geliştirilmesi konusunda zorluklar ve belirsizlikler bulunmaktadır. Son senelerde yapılan çalışmalara bakıldığında özellikle araçların sürüş konforunun ve araçların yol tutuş yeteneğinin geliştirilmesi konusunda yapılan çalışmaların giderek arttığı görülmektedir [3].

Süspansiyon sisteminin özelliklerini inceleyecek olursak:

- Süspansiyon sistemi çekiş yapan tekerlekler tarafından tahrik kuvvetini aktarmak ve aynı zamanda aksın düzgün konumunu sağlarken her bir tekerlek tarafından yaratılan frenleme kuvvetini araç gövdesine iletmektir.
- Süspansiyon sürüş esnasında lastiklerle aynı anda hareketlenerek yolcuları veya taşınan yükü korumak ve sürüş konforunu iyileştirmek amacıyla yol yüzeyinin yapısından kaynaklanan titreşimleri, salınımları ve ani şokları sönümleyerek yumuşatır.
- Süspansiyon sistemi direksiyon hâkimiyeti ve yönlenme dengesini geliştirmek için sürekli olarak tekerleklerin yol yüzeyindeki bozuklukları izlemesini sağlayarak sürüş esnasında aracı dengeler.
- Süspansiyon sistemi akslar üzerinde gövdeye destek olarak gövde ile tekerlekler arasında uygun geometrik ilişkiyi korur.
- Ancak yukarıda belirtilen görevler birbirleri ile çatışır. Mesela, sürüş konforunu

geliştirmek için kolay sıkışabilen bir yay kullanıldığında direksiyon kararlılığı azalacaktır ve direksiyon kararlılığını geliştirmek için sert bir yay kullanılırsa sürüş rahatsız olacaktır. Süspansiyon sistemi ile aracın uyumunu sağlamak, bu koşulları eşleştirmek önemlidir [4].

Düzgün bir ön düzen tasarımı taşıyan araçta aşağıdaki özellikleri sağlamalıdır;

- ✓ Güvenli, düzgün seri bir hareket ve manevra kabiliyeti,
- ✓ İdeal bir yol tutuşu,
- ✓ Direksiyon hâkimiyeti, kararlılığı, virajdan sonra direksiyonun yerine hemen geri gelmesi (toplama),
- ✓ Tekerlek ve ön düzen montaj bileşimlerinin aşınmaları en aza indirilmesi,
- ✓ Yakıt tüketiminin minimum seviyelerde tutmaya yardımcı olmalıdır.

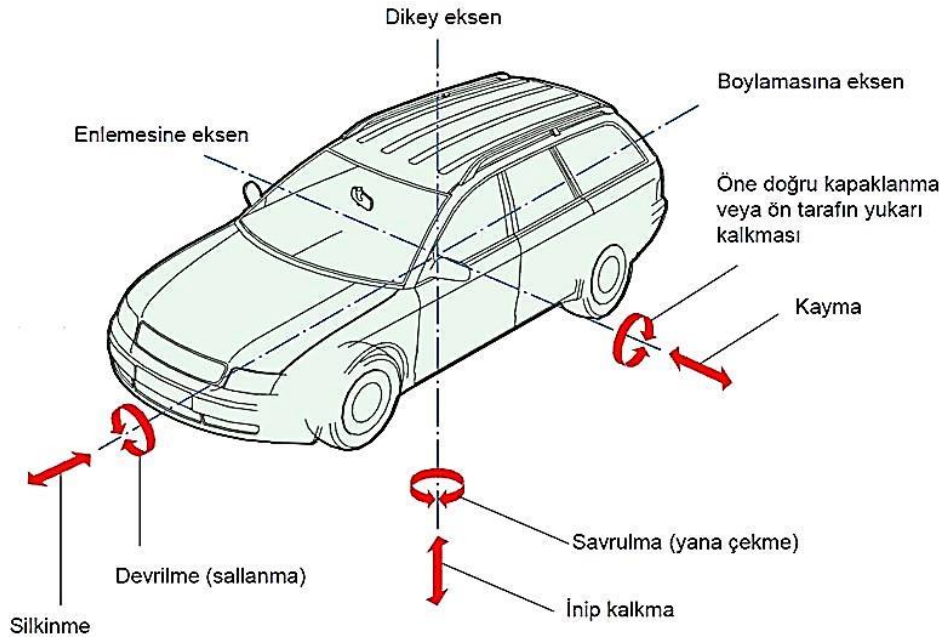
İleri teknolojiler kullanılarak, taşıtlar günümüzde konfor, yol tutuşu ve sürüş keyfi bir arada düşünülerek tasarlanmaktadır. Taşıttan beklenen “sürüş hissiyatını” elde edebilmek için, gürültü ve titreşim kalitesi ayarları üzerinde büyük bir çaba harcanmaktadır. Taşıtın bu ayarlarını yapmak ve sürüş konforunu geliştirmek adına birçok prototip üretilmekte ve çok fazla sayıda test yapılmaktadır. Bu para ve zaman tüketen bir süreçtir. Rekabetin yüksek olduğu otomotiv sektörü de bu duruma, fiziki prototip ve testlerin yapıldığı geleneksel yöntemler yerine, bilgisayar programlarında sanal prototipler ve simülasyonların kullanıldığı yeni yöntemler ile cevap vermektedir [5].

Mantaras ve arkadaşları, Mac-Pherson tip süspansiyon sisteminin üç boyutlu modelini yapmışlardır. Geliştirilen model ile taşıtın yol tutuşunu etkileyen kaster, kamber ve dönüş açısı gibi ana parametreler hesaplanmıştır. Çalışmadan elde edilen sonuçlara göre, aracın yol tutuşu ve kararlılığında süspansiyon ve ön düzen geometrisinin belirleyici bir etken olduğu görülmüştür. Yapılan bu çalışma sayesinde, tasarım aşamasında ideal bir süspansiyon mekanizmasının geliştirilmesini sağlayacak bir model ortaya konulmuştur [6].

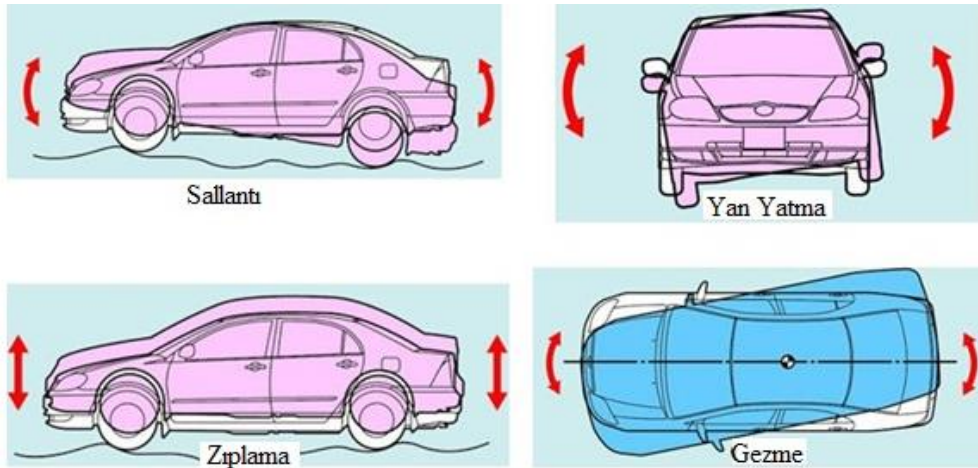
Hac, taşıtın devrilme eğilimini analiz etmek için basit fiziksel ilkelerden yararlanılarak türetilen; fakat son derece etkili bir model tasarlamıştır. Tasarlanan modelde süspansiyon ve lastik uyumunun, yanal hareketlerin, süspansiyon kaldırma kuvvetlerinin ve süspansiyon kinematiği nedeniyle iz değişiminin etkileri dikkate

alınmıştır. Çalışmanın sonucunda, taşıtın devrilme testlerinde dikkate alınan kararsız durumdan kararlı duruma geçişte verdiği tepkilerin, statik denge faktörünü (aracın ağırlık merkezinin yerden yüksekliğinin yarım iz genişliğine oranı) değiştirmeye gerek duymadan sadece süspansiyon parametreleri değiştirilerek, değiştirilebileceği görülmüştür [7].

Taşıt hareket halindeyken, araca yol yüzeyinden ve aerodinamik nedenlerden dolayı farklı türdeki kuvvetler etki eder. Bu kuvvetler aracın salınım yapmasının sebebidir. Bu kuvvetler sonucunda araç; sallantı, yan yatma, zıplama, gezme yapabilir. Şekil 2.1 ve Şekil 2.2’de araca gelen kuvvet ve hareketler görülmektedir.



Şekil 2.1. Araca etki eden kuvvetler [7].



Şekil 2.2. Aracın yaptığı hareketler [7].

Taşıtlarda süspansiyonun kurulmasının asıl amaçlarından birisi, sürüşteki bilinci artırmak ve arabadaki yolcuların güvenliğini en üst seviyede sağlamaktır. Zamanlı zamansız rastladığımız küçük tümsekler ve çukurlar, yüksek hızlarda giden arabalarda ölüm tehlikesine bile yol açabilir.

Demir ve arkadaşı, ön düzen açılarının, yük transferlerinin, devrilme direncinin, tahrik kuvvetlerinin, içe/dışa savrulma ve nötr yönlendirme karakteristiği gösteren taşıtları nasıl etkilediğini incelemiştir. Çalışmanın sonucuna göre taşıtın içe/dışa savrulma karakteristiğini taşıtın yük eğilimi belirlemektedir. Taşıtın ön tarafı arka tarafından ağır olduğunda taşıtlar dışa savrulma, tersi durumda ise içe savrulma eğilimindedir. Taşıtın ağırlığı ön ve arka akslara eşit dağıtılabılırsa taşıt nötr yönlendirme eğiliminde olmaktadır. Taşıtın ağırlık dağılımı, süspansiyon tasarımı ve taşıt tasarımı açısından seçilen lastik ve tekerlek boyutları bu sürüş karakteristiklerini belirleyen en önemli parametreleri oluşturmaktadır. Şekil 2.3'te simetrik olarak bağlanmış parçalar ve sistemler görülmektedir [8].



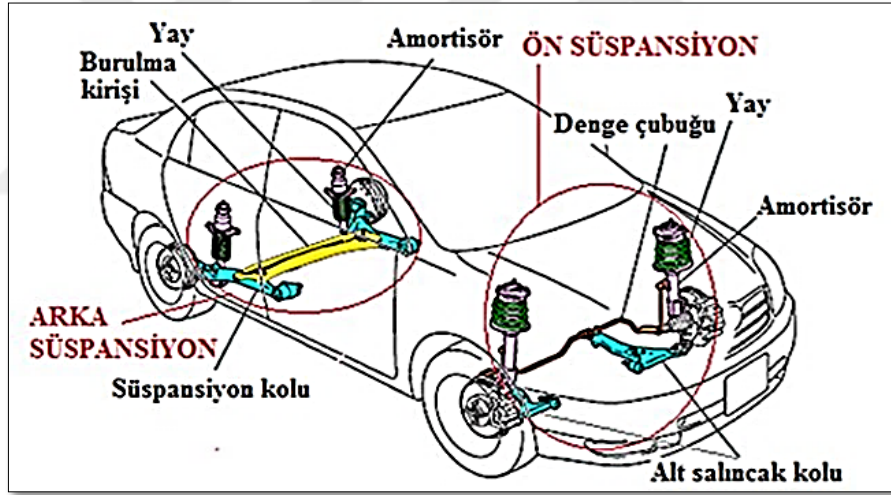
Şekil 2.3. Başka bir açıdan süspansiyon sisteminin parçaları [9].

Zhao ve arkadaşları, dört çubuk bağlantılı Ackermann tip direksiyon mekanizması üzerinde bir çalışma yapmışlardır. Çalışmanın ana hedefi, direksiyon bağlantılarındaki yönlendirme kusurlarını en aza indirmektir. Bunun için ilk olarak direksiyonun dönüş geometrisinin incelenmesi yapılmış ve daha sonra incelenen mekanizmaya Ackermann dönüş kurallarına bağlı kalarak dairesel olmayan bir dişli çifti eklenmiştir. Sonuç olarak geliştirilen sistemin, mevcut dört çubuklu bağlantıyla benzer bir yapıya sahip olsa da aracın yönlendirme performansını artırdığı görülmüştür [9].

Eskandari ve arkadaşı, Mac-Pherson tip ön süspansiyon sistemine sahip orta sınıf bir yolcu taşıtının ön süspansiyon sisteminde bir takım değişiklikler yaparak onun yol tutuşu performansını iyileştirmeyi amaçlamışlardır. Bunu gerçekleştirmek için Adams/Car programını kullanarak, gerçek bir taşıtın dinamik modellemesi yapılmıştır. Bu model üzerinde aracın yol tutuşu için önemli ölçüde etkisi olan, yaylar, amortisörler, lastik sertliği, burç sertliği, bağlantılar ve onların geometrik ilişkileri gibi parametreleri değiştirilerek taşıtın tepkileri ölçülmüştür. Bu parametrelerin optimize edilmesi ile taşıtın yol tutuş performansı %60 oranında iyileştirilmiştir [10].

2.1. SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN ELAMANLARI

Süspansiyon sistemlerinin tam verimle çalışabilmesi için temelde birlikte çalışması zorunda olduğu 5 farklı parça vardır. Bu parçalar; yaylar, amortisörler, rotiller, denge çubukları ve askı sistemleri'dir. Şekil 2.4'te görülmektedirler [11].



Şekil 2.4. Süspansiyon sisteminin kısım ve parçaları [4].

2.1.1. Yaylar

Taşıtta lastik ağırlığı dışında ki tüm yükler yaylara binecektir ve lastiklere iletecek olan da yaylardır. Esnek bir yapısı vardır. Tümsek ve çukurlarda esneyerek, hissedilen sarsıntıyı en aza indirirler.

Araçlarda burada sayacağımız altı farklı çeşit yay bulunmaktadır. Bunlar; Yaprak yaylar, helisel yaylar, burulma çubuklu yaylar, pnömatik (hava yastıklı) yaylar, hidro pnömatik yaylar ve lastik takozlardır [12].

2.1.1.1. Yaprak Yaylar

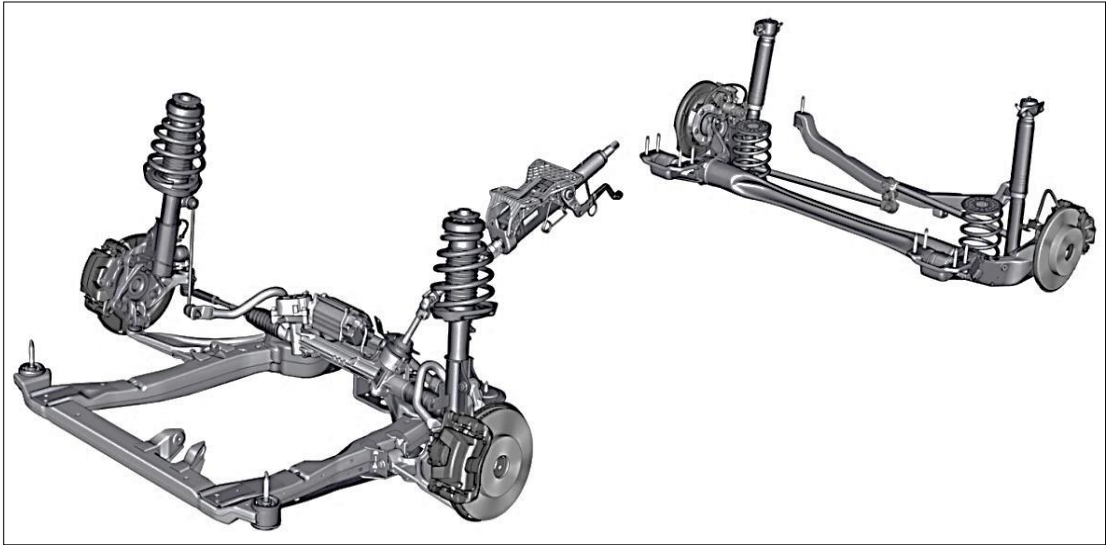
Genelde eski tip otomobillerde ve kamyonlarda kullanılır. Yay çeliğinden yapılan bu yapraklar üst üste konularak kelepçeler yardımıyla sabitlenirler. Boyları birbirinden farklı, yaprakların üst üste dizilmesiyle oluşturulan bu sistem genellikle ağır yük taşımacılığı yapan araçlarda kullanılır. Yapraklar birbiri üzerinde kayma yaparak yaylanması sağlarlar ve dikey ivmelenmeden oluşan enerjiyi absorbe ederler. Günümüzde artık neredeyse hiç kullanılmayan bu sistem, en verimsiz süspansiyon sistemlerinden birisidir.

Özelikle 2. Dünya Savaşı sırasında gelişen tank teknolojisi ile süspansiyon sistemleri de gelişme gösterdiği bilinmektedir [13].

Genelde binek araçlarda spiral yay kullanılmasına rağmen ticari ve yük taşıtlarında özellikle arka yay sistemi yaprak yaylardan meydana getirilmiştir. Yaprak yaylar, farklı karakteristikleri olan kademeli yaylardır [12].

2.1.1.2. Helisel Yaylar

Binek taşıtların ve yolcu otobüslerinin askı sistemlerinde kullanılır. Dairedel kesitli teller konik benzeri profillere sarılarak üretilirler. Helisel yaylar, ön askı sisteminde alt ve üst salıncaklar arasına bağlanırlar. Şekil 2.5'te helisel yaylar görülmektedir.



Şekil 2.5. Otomobil süspansiyonlarında kullanılan helezon yaylar [14].

Mac-Pherson tip süspansiyon sisteminin ön aksta kullanılmak istendiğinde aracın yaylandırılmasının çift salıncaklı sistemde olduğu gibi boyuna yönde alt salıncığa tespit

edilmiş olan torsiyon çubuk yaylarıyla yapılmaktadır. Ayrıca amortisör ayağının üst kısmında taşıt gövdesindeki yay tablası ile amortisör borusu arasına yerleştirilmiş bulunan helisel yaylarla yapılmaktadır [15].

2.1.1.3. *Burulma Çubuklu Yaylar*

Torsiyon yaylar da denilen burulma çubuklu yaylar bir veya birden çok uzun çelik çubuklardan meydana gelir. Burulmaya karşı dirençli malzemelerden üretilirler. Çubuğun bir ucu kare şeklinde yapılarak aracın şasisine dönmeyecek şekilde sabitlenir. Diğer ucu da askı sisteminin uçlarından birisine bağlanır ve yolda tekerleğin hareketlerini yumuşatıp yaylanmayı sağlar.

Mac-Pherson tip süspansiyon sisteminin ön aksta kullanılması halinde araç gövdesinin yaylandırılması çift salıncaklı sistemde olduğu gibi boyuna yönde alt salıncağa tespit edilmiş olan torsiyon çubuk yayları ile veya amortisör ayağının üst kısmında taşıt gövdesindeki yay tablası ile amortisör borusu arasına yerleştirilmiş bulunan helisel yaylarla yapılmaktadır [15].

2.1.1.4. *Pnömatik Yaylar*

Hava yastıklı diye de bilinirler. Havalı askı sistemlerinde kullanılır. Her tekerde yay yerine pnomatik olan bu sistem bulunmaktadır. Genelde yolcu otobüsleri, kamyon gibi basınçlı hava sistemi bulunan ağır taşıma araçlarında kullanılırlar. Hava yastığı, koruyucu bir kap içinde havayla şişirilmiş lastik körükten meydana gelmektedir. Taşıtın bütün ağırlığı diğer yay çeşitlerinde olduğu gibi pnomatik yaylarda da hava yastıklarına binmektedir [4].

2.1.1.5. *Hidro Pnomatik Yaylar*

Her kısmı ayrı ayrı sızdırmaz biçimde üretilmiş hücreleri (hava yastığı) yüksek basınç altında azot gazı ile doldurulmaktadır. En tepe hücrenin altında ikinci bir hücre vardır. Bu bölümde akışkan ile doludur. Bunlara hidro-pnömatik yaylar denilmektedir. Kubbe şeklindeki en üst oda azot gazı ile doludur ve ortadaki odadan bir diyafram vasıtasıyla ayrılır. Ortadaki oda içinde antifriz ve korozyon önleyici madde bulunan su ile doludur. Hidro-pnömatik yayda yağ basıncı 100–200 bardır. Şekil 2.6’da örnek hidro pnomatik yay vardır [16].



Şekil 2.6. Hidro pnömatik yay örneği [17].

Süspansiyon sisteminin ana elemanlarını oluşturan yaylar statik ağırlıkları taşıırken damperler de bozucu etkilerin oluşturduğu enerjiyi izole eder [18].

Tekerlek yollarda ki engebelerle karşılaştığı zaman akışkan yukarı doğru itilir ve gaz sıkıştırılır. Devamı her tekerlekteki ünite arka ile önu bir birine bağlayacak şekilde iletişimi sağlanmıştır. Dolayısıyla sol ön tekerlek bir tümsek ile karşılaştığı zaman, sol üniteden bir kısım sıvı bir boru üzerinden arka sol üniteye gönderilir. Bu durum sol arka tekerleği kalkmasına sebep olur. Dolayısıyla yoldan gelen darbeler iki tekere yayılarak sönümlenmiş olur [4].

Araç Yüksekliğinin Ayarlanması; pnomatik sistem ayrıca aracın yükselip alçalmasına da olanak sağlar. Alçalması halini veya yüksekte ki halini yükseltme tertibatı yardımıyla zeminle olan mesafe her duruma göre aynı seviyede tutulabilir.

Hidro-Pnömatik yayların özellikleri:

- Yaylanma özellikleri gelişmiştir.
- Aracın zemine göre yüksekliği sürünün kontrolü ile ayarlanabilir.
- Lüks binek otomobillerde ve otobüslerde çoğunlukla kullanılır.

Süspansiyonun çeşitli hareket bölgelerinde daha sert veya yumuşak davranması sağlanarak değişik performans kriterlerinin sağlanmasını başarabilmektedir.

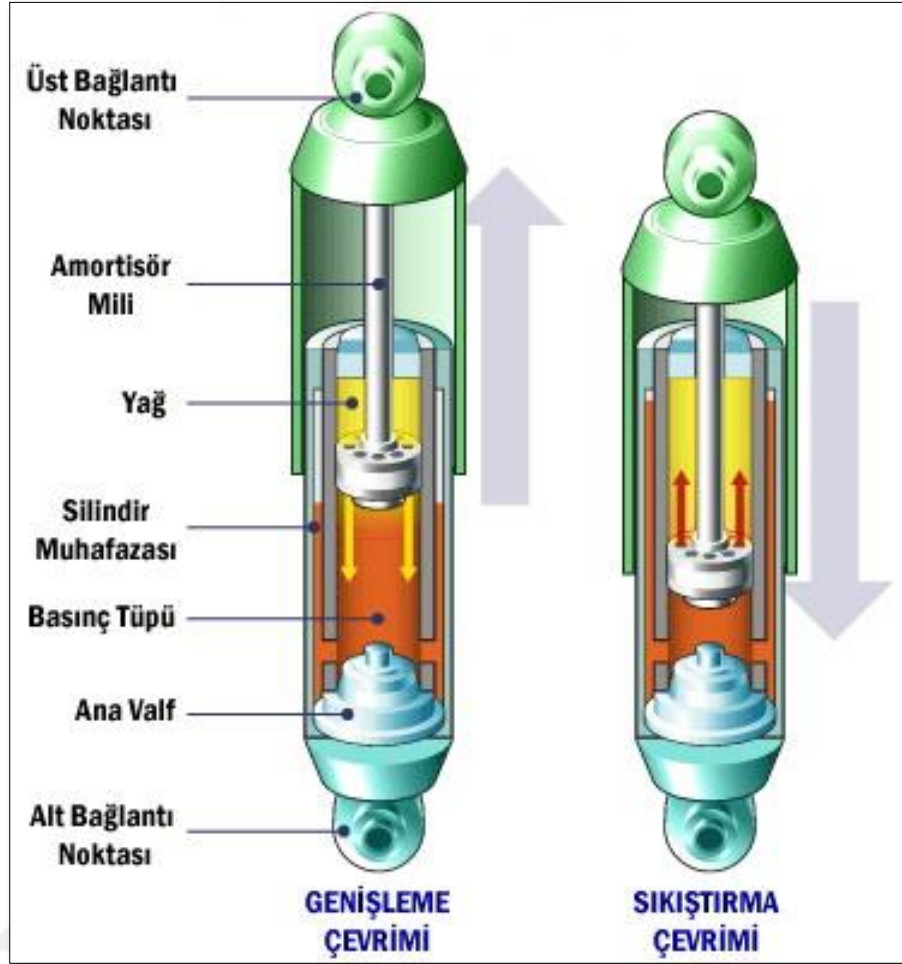
2.1.1.6. *Lastik Takozlar*

Lastiğin kendi esnekliğinden dolayı kullanılabilen bir yay çeşitidir. Lastik takozların (yaylı tamponların) ve diğer süspansiyon parçalarının yardımcı yayları olarak kullanılırlar. Lastik takozlar ters bir kuvvet ile esnedikleri zaman meydana gelen iç sürtünmeyle salınımları sönümlerler. Lastik takozların, diğerlerine nazaran, bazı avantajlara sahiptir. İmalatları kolaydır, sessiz çalışırlar, yağlanmaları gerekmez [4].

2.1.2. **Amortisörler**

Amortisörler; süspansiyonun çalışma şekline göre gelen fırlatma gücünü, absorbe eder ve arabaların kasisli ya da çukurlu yollardan geçtiklerinde süspansiyonun yukarı, ya da aşağı doğru sert baskısından kaynaklanan fırlama durumuna engel olurlar [11].

Günümüzde araçların tamamında boru amortisörler kullanılır. Bu amortisörler tesir yönünden ikiye ayrılır bunlar; tek tesirli ve çift tesirlidir. Tek tesirli amortisörler, açılma veya kapanma halinden yalnız birinde görev yapar diğerinde serbesttir. Çift tesirli amortisör ise hem açılma ve hem de kapanma halinde görev yaparlar ve en çok kullanılan amortisör tipi de budur Şekil 2.7’de amortisör ve iç kesiti görülmektedir [19].



Şekil 2.7. Amortisör kısım ve çevrimleri [20].

2.1.3. Rotiller

Muyulunun devamında küre olacak şekilde tasarlanmış bir parçadır. Dingili, salıncaklara bağlamak için kullanılır. Üretimi sırasında küre olan kısmı yuvasına konulmadan önce yağlanarak yuvasına oturtulur. Küre kısmı tamamen bir yuva içerisine takıldığı için daha sonra bir daha yağlama yapılamaz. Tekerlerin her zaman, her koşulda dingiller ile bağlantılı kalmasını sağlarlar. Mesela bir çukurlu yolda, rotiller harekete geçerek dingili hafif aşağı getirirler ve böylece tekerlerin dingil ile bağlantısı kesilmemiş olur. Otomobillerin bir nevi eklem bölgesidir [11].

Üst ve alt kontrol kolu yerine çift bağlantılar kullanılmasının performans üzerinde bazı avantajları bulunmaktadır. Birinci avantajı sürüş kararlılığıdır. Dingil pimi eksenini çift salıncaklı sistemde üst ve alt küresel mafsallara göre hesaplanmaktadır. Mac-Pherson'da ise alt küresel mafsalları ve dayanağa göre hesaplanmaktadır. Çok kademeli modelde alt ve üst bağlantıların uzantılarının kesişiminde yer alan iki sanal küresel mafsala göre

hesaplanır. Sanal dingil pimi eksenî dönüş manevrası sırasında hareket eder; çünkü sanal mafsallar da rotil üzerinde yer alan küresel mafsallar ile birlikte hareket etmektedir. Bundan dolayı, ön süspansiyonun kaster açısı gibi yönlendirmeye ilgili karakteristikleri de manevra sırasında değişim gösterir [21].

Hyundai'nin Genesis modeli için geliştirdiği ön süspansiyon modeli bulunmaktadır. Sistem iki adet üst bağlantı, iki adet alt bağlantı ve bir adet rot kolundan meydana gelmektedir. Çift salıncaklı sistem ve Mac-Pherson sistemiyle karşılaştırıldığında tamamen değiştirilmiş bir yapıya sahiptir.

2.1.4. Denge Çubukları

Bilinen diğer ismiyle stabilizördür. Çoğunlukla virajlarda oldukça dengeli bir viraja giriş ve dönmeyi sağlarlar. Stabilizörün çalışması dönüşlerde araçlar savrulma tehlikesiyle karşı karşıya kalabilirler. Stabilizörler ise, dışa doğru savrilmaya başlayan araçla tekerlekleri arasındaki açı farkını azaltır. Araca böylece bir kontrol gelir. Bunu yapmanın Denklemi de basittir. Araba gövdesi dışarıya doğru meylettğinde, bu savrulmadan dolayı dışarıdaki yaya baskı uygulamaya; içerideki yayı da açmaya başlayacaktır. Bu bükülme sayesinde tekerlekler arasındaki açı farkı en az dereceye düşer. Aracın savrulması önlenmiş olur. Ayrıca yan taraflara doğru savrulması ya da kaymasının da önüne geçilir [22].

Yuvarlak çelikten yapılan silindirik torsiyon barları denge çubuğu olarak gövdenin yaylanması için kullanılır [23].

Denge çubuğunun ağırlığı, günümüzde diğer gereçler gibi ağırlığı azaltılarak performansı artırıcı etkisi gözlenecek bir iyileştirme yapılmıştır. Topoloji optimizasyonu sonucunda braketin ağırlığı, yorulma dayanımı kabul edilebilir seviyelerde tutularak ilk tasarıma göre %25 oranında azaltılmış ve kullanılmıştır [24].

Otomobil denge çubuğu, aracın her iki tarafındaki süspansiyon elemanlarını birbirine bağlamak suretiyle aracın yalpa açısını sınırlandırma görevi gören, genelde çelikten yapılmış, içi dolu veya boş silindirik çubuk şeklindeki süspansiyon elemanıdır [25], [26].

2.1.5. Askı Sistemleri

Otomobili tekerleklere bağlayan sistemlerin bütününe askı sistemi adı verilir. Ön tekerleri bağlıyorsa, ön askı sistemi, arka tekerleri bağlıyorsa arka askı sistemi adı verilir. Özellikle dönüş zamanlarında tekerlerin yola sürekli düz basmasına yardım eder. Yoldaki tümsek ve çukurların sebep olduğu yanal sarsıntıları en düşük seviyeye getirir. Şekil 2.8’de askı sistemi örneği görülmektedir [11].



Şekil 2.8. Askı sistemleri [11].

Kendi içinde de; sabit askı sistemi ve serbest askı sistemi olmak üzere ikiye ayrılır. Sabit askı sisteminin de kendi içinde 3 çeşidi vardır bunlar;

- 1- Sabit (dingilli) süspansiyon sistemi
- 2- 4 Bağlantılı tip sabit süspansiyon sistemi
- 3- Yatay kontrol rod’lu sabit süspansiyon (Helezon yaylı sabit kol tipli) [4].

2.2. SABİT ASKI SİSTEMLERİ

Rijit aşklı süspansiyon sistemi denilen bu aksamda sağ ve sol tekerlekler, aks veya aks korumasıyla yekpare olarak birbirine bağlıdır. Sol ve sağ tekerlekler yaylar üzerinden gövde ya da şasiye tutturulmuş tek bir aks ile birbirine bağlanırlar. İki tekerlek ve aks dikey olarak birlikte hareket ettiği için tekerleklerin hareketleri birbirlerini etkiler. Sabit süspansiyon sistemi otobüs, kamyon ve kamyonet gibi ağır hizmet tipi araçlarda ön ve

arka dingilleri fark etmeksizin çok geniş kullanım alanı bulmuştur. Binek otomobillerinde ise konfor yönünden yetersiz olduğu için tercih edilmemektedir. Bu tip süspansiyonun basit ve sağlam bir yapısı bulunur.

Sabit askı sistemlerinde yaprak yay (makas) kullanılır. Yapısı basittir, fakat çok dayanıklı bir süspansiyon çeşididir. Genellikle hafif ticari araçlarda, kamyon, otobüs ve yük taşıyan araçlarda ve iş makinelerinde kullanılır [11].

2.2.1. Sabit Süspansiyon Sistemi

Taşıtların ilk üretildiği yıllarda sabit akslı ön süspansiyon sistemleri kullanılmaktaydı. Bu sistem çok dayanıklı ve orta ve ağır yük taşıtlarında hala kullanılmakta olan bir sistemdir. Sabit askılı sistemin en büyük dezavantajı ise sürüş kalitesindeki eksiklikler [27].

2.2.1.1. Sabit Süspansiyon Sisteminin Özellikleri

Sabit süspansiyonu ortaya çıkaran parçaların sayısı çok fazla değildir ve yapıları basittir. Dayanıklı olduğu için ağır hizmette araçlarında rahatlıkla kullanılabilir. Tekerleklerde aşağı yukarı büyük olmayan hareketler olduğundan bozulmalar ve aşınmalar daha azdır. Süspansiyonsuz kütlenin büyük olmasından dolayı sürüş konforu zayıftır. Tekerlekler birbirine bağlı olmasından dolayı titretilme ve sallanmalar fazladır [4].

2.2.2. Dört Bağlantı Tip Süspansiyon Sistemi

Arka süspansiyonda kullanılır. Sabit süspansiyon sistemi tipleri içinde en konforlu olan yapı budur [28].

2.2.3. Yatay Kontrol Rod'lu Süspansiyon Kol tipi

Yatay kontrol rod'lu süspansiyon kol tipi (Helezon Yaylı Sabit Süspansiyon), 4x4 araçlarda ve ağır yük taşıyan kamyon ve benzeri araçlarda kullanılır. Sabit dingille beraber helezon yay kullanılmıştır. Makaslı sisteme göre daha konforludur. Yapısı dayanıklıdır [4].

2.3. SERBEST SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ

Günümüz otomobillerinde, serbest süspansiyon sistemlerinin farklı modelleri kullanılmaktadır. Serbest süspansiyonlarda her bir tekerlek ayrı bir sistem ile kontrol edilmektedir. Sonuç olarakta yol yüzeyindeki düzgün olmayan satırlara rağmen daha konforlu bir sürüş elde edilebilmektedir. Ayrıca, diğer tekerleğin hareketi ne olursa olsun, aracın dengesinin korunmasını sağlamaktadır. Bunlara ek olarak, serbest süspansiyonlar aracın sürüş ve yol tutuş kalitesini geliştirmekte ve lastiklerin ömrünü uzatmaktadır [18].

Günümüz taşıtlarında çokça tercih edilen bağımsız süspansiyonlarda her bir tekerlek diğerinden bağımsız olarak yolda ki tümsek ve çukurlara tepki vermektedir. Yük taşıma kapasitesi olarak katı aks süspansiyon sistemlerinin gerisinde kalsalar da, konfor ve sürüş özellikleri oldukça iyidir. Bağımsız süspansiyon sistemlerinin avantajlarını şu şekilde sıralayabiliriz.

- Yer gereksinimi azdır
- Ağırlığı azdır.
- Tekerden gelen hareketlerden dolayı direksiyona iletilen titreşim çok değildir.
- Kolayca tekerler yönlendirilebilirler.
- Tekerleklerin birbirinden bağımsız hareket edebilmesi sayesinde tek tekerin bir engelden geçmesi durumunda, bütün sistemin bu etkiye maruz kalmaması sağlanabilir [29], [30].

Bağımsız süspansiyon sistemlerinin yukarıda belirtilen son iki avantajı, özellikle bozuk yol şartlarına sahip virajlar da aracın yol tutuş karakteristiğini arttırmak için önemli özellikler arasında sayılır. Manevra sırasında dışta kalan tekerleğe daha fazla yanal kuvvet etkimekte pozitif kamber açısına sahip olmaktadır. İçteki tekerlek ise yanal kuvvet etkisiyle negatif kamber açısına sahip olmaktadır. Tekerleklerin bu davranışı yanal yol tutuşu azaltmaktadır. Bu davranışı engellemek için kamber açısının kinematik değişiminin ayarlanması sırasında lastikler üzerindeki yanal kuvvetlerin etkisi göz önünde bulundurulmalı ve gövdenin yuvarlanma hareketi minimuma indirilmelidir. Bu işlem daha yüksek sertliğe sahip yaylar, ek anti-roll barlar kullanılmasıyla gerçekleştirilebilir [30].

Her tekerlek, araç gövdesine bir yay vasıtasıyla bağlanmış olan bağımsız bir kol tarafından desteklenir. Bu tip süspansiyon sistemleri, yol yüzeyindeki bozuklukları etkin bir şekilde sönümleyebilir, rahatlık ve konfor açısından mükemmel bir sürüş sağlar. Şekil 2.9’da serbest süspansiyon sisteminin parçaları görülmektedir [4].



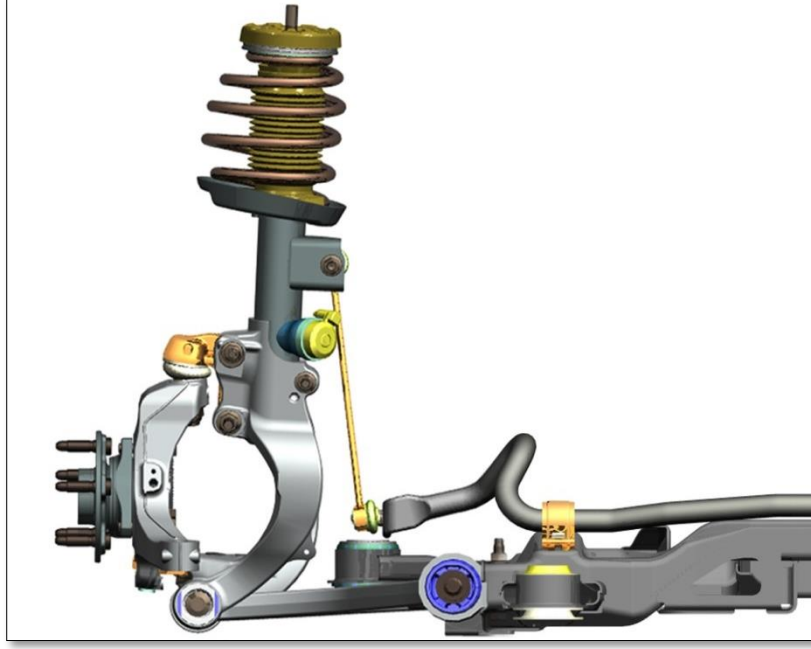
Şekil 2.9. Serbest süspansiyon sistemi.

Bağımsız süspansiyon sistemleri, bağlantı türlerine göre yapısal olarak farklılıklar göstermektedir. Bu nedenle bağımsız süspansiyon sistemleri bağlantı türlerine göre yapısal özellikleri ayrı ayrı incelenebilir. Bunlar:

- 1-Mac-Pherson gergi çubuklu tipi serbest süspansiyon sistemleri,
- 2-Çift salıncaklı (Double Wishbone) bağımsız süspansiyon sistemleri,
- 3-Burulma çubuklu bağımsız süspansiyon sistemleri,
- 4-Yarı çeki salıncaklı bağımsız süspansiyon sistemleridir [4].

2.3.1. Mac-Pherson Gergi Tipi Serbest Süspansiyon Sistemleri

Büyük ve küçük tip taşıtlarda en fazla kullanılan serbest süspansiyon sistemidir. Helezon yay Mac-Pherson tipi dingilde amortisör ile iç içe konumlandırılmıştır. Direksiyon mafsallı amortisör aracılığı ile şasiye bağlanmıştır. Direksiyon kolunun alt ucu ise üçgen bir yapıya bağlı olup bu şekilde uzun bir yay kolu meydana getirilmektedir. Alt salıncak burçlar vasıtasıyla şasiye (gövdeye) uygun bir yerden bağlanmıştır. Şekil 2.10’da Mac-Pherson gergi tipi süspansiyon sistemi aksamaları görülmektedir [4].



Şekil 2.10. Mac-Pherson sisteminin yapısı.

Bu sistem daha çok motorun önde olduğu, önden çekişli araçların ön süspansiyon sistemi için kullanılır. Gergi çubuklu tip olarak da isimlendirilir. Tasarımcısının da adını taşıyarak Mac-Pherson gergi çubuklu olarak adlandırılır. Daha az parçaya sahip, hafif ve basit yapıya sahip bir sistem olduğundan bakımı da kolaydır. [4].

Üretimi için harcanan giderleri diğer süspansiyon sistemlerine oranla daha düşüktür. Günümüz binek araçlarında kullanılan en yaygın ön süspansiyon sistemi Mac-Pherson tipi süspanpsiyon sistemidir. İtiş sistemi arkadan olan araçların bazılarında da kullanıldığı görülmektedir ancak, arkadan itişli araçların motor bölmesinde daha fazla alan olduğu için bu araçlarda ön süspansiyon olarak çift salıncak süspansiyon sisteminin kullanılması da mümkündür [22].

Özdalyan, otomotiv endüstrisinde yaygın olarak kullanılan ADAMS programı yardımıyla, Mac-Pherson tipi ön süspansiyon sistemi modellemiştir. Modelde tekerleğin yukarı ve aşağı hareketi boyunca ön süspansiyon geometrisindeki değişimler ile sistemin dönme merkezini ve konumundaki değişimin belirlenmesi amaçlamıştır. Bunun için tekerleğin düşey hareketi boyunca kamber, kaster, toe açısındaki değişimler ölçülmüştür. Bu model, geleceğe dönük çalışmaların yapılabilmesi için de bir temel oluşturmuştur [31].

Günümüz araçlarının bazılarının arka süspansiyonlarında da Mac-Pherson tipi kullanılabilir. Ancak arka kısımda yeterince yol tutuşu sağlayamadığından pek tercih edilmediği görülmüştür. Karmaşık bir yapıya sahip olmayan bir sistemdir, orta segment araç sahipleri için tatminkar sürüş konforu ve performansı sunar. Direksiyon hakimiyetinin kolaylıkla sağlanmaktadır ve araca yandan gelen rüzgarlardan az etkilenmektedir. Sert fren yapıldığında aracın dengede kalmasını sağlamaktadır. Şekil 2.11’de yeni model araçta ki Mac-Pherson gergi tipi süspansiyon sistemi görülmektedir [22].



Şekil 2.11. Honda Civic 2018 Mac-Pherson bağımsız süspansiyon sistemi [32].

Bu sistemin dezavantajları ise; alternatifi olan çift salıncak süspansiyonlara oranla daha az performansa sahiptir. Konfor bakımından yoldan gelen gürültü ve titreşimleri araç bütününe daha fazla iletmektedir.

Günümüzde birçok lüks segment otomobillerin de kullandığı Mac-Pherson sistemini ilk olarak Chevrolet kullanmıştır. Chevrolet üretiminde çalışan Earle S. Mac-Pherson isimli bir mühendis tarafından keşfedilen bu süspansiyon sistemi 1945 yılında geliştirilmiştir.

Teknolojinin ilerlemesiyle birlikte, elektrikli süspansiyon sistemine adım adım geçilmeye başlansa da; Mac-Pherson süspansiyon sistemi, uygun maliyeti ve az parçaya

üretilmesi nedeniyle günümüzde A,B ve C segment araçlarda tercih edilen en yaygın süspansiyon sistemi olma unvanını korumaktadır [22].

Süspansiyon kolunun L tip ya da çift kollu tip vb. gibi çeşitleri mevcuttur.

Birleşme yerlerinin büyük bir alanda tutabilmesi, inşa ve dayanma noktalarındaki yükü azaltmaktadır. Ayrıca bu tasarımda pozitif ve negatif kaster açısı vermek mümkündür.

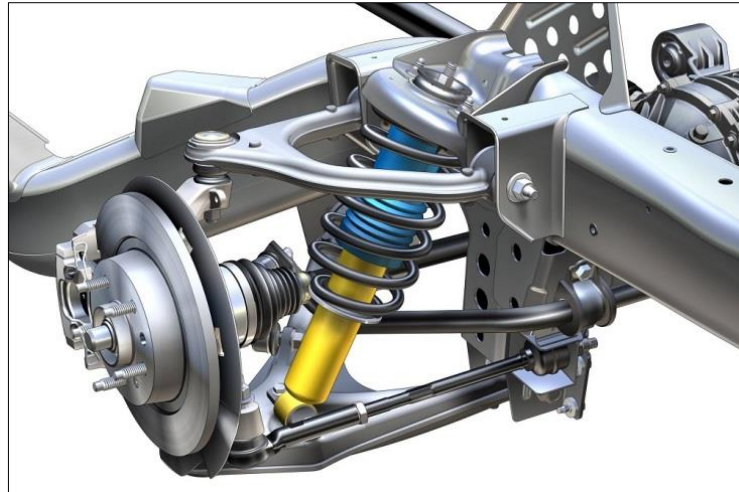
2.3.1.1. Mac-Pherson serbest süspansiyon sisteminin özellikleri

- Yapısı basitçedir.
- Yaysız kütlesi azdır.
- Parça az olduğu için sistem az yer kaplar böylece motorun yerleştirilebileceği alan geniştir.

Çift lades kemiği süspansiyon sisteminden sonra geliştirilmiş bir süspansiyon sistemi tasarımıdır. Çift lades kemiği tasarımında kullanılan üst kontrol kolu yerini, amortisör kulesi üzerindeki, yay ve piston rotunun bitiş noktası olan sabit bir noktaya bırakmıştır [33].

2.3.2. Çift Salıncaklı Bağımsız Süspansiyon Sistemleri

Aksı alt ve üst kollar destekler. Bu tip süspansiyon sistemi karmaşık yapısına rağmen sağlam bir sistemdir. Aynı anda hem mükemmel bir sürüş dengesi hem de konfor sağlar. Çünkü kolların dizaynı büyük bir hareket serbestitesi kazandırılmıştır. Şekil 2.12’de görülmektedir.

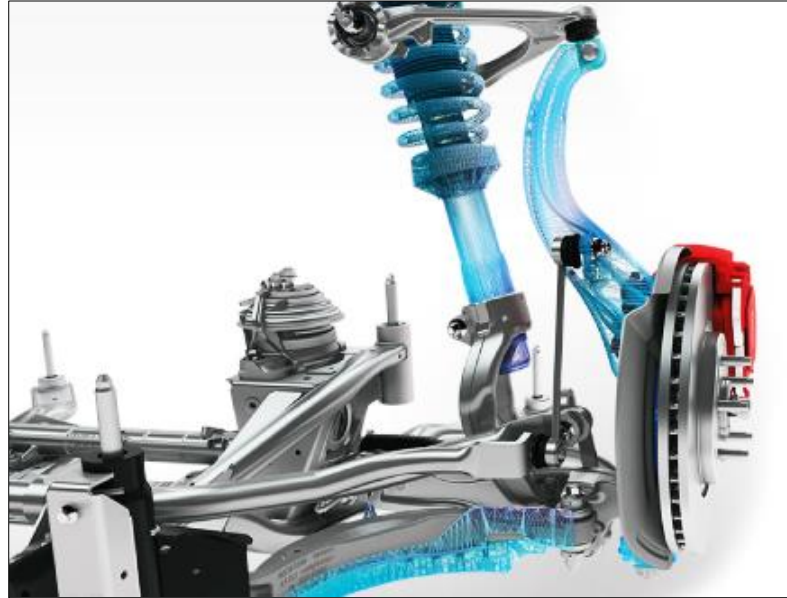


Şekil 2.12. Çift salıncaklı bağımsız ön süspansiyon sistemi [34].

Otomobilde direksiyon kolunu destekleyen çift salıncak üçgen bir yapı meydana getirmektedir. Üstteki salıncak aracın ön kısmının kalkması veya dalmasını önlemektir. Oldukça konfor sağlayan yapılar topluluğu oluşmuştur.

Çift lades kemiği süspansiyon sistemi, sonraki bölümlerde bahsedilecek olan ön düzen geometrisine ait açıları toe-in/out, kamber, kaster gibi belirlenen sınırlar içerisinde kontrol edilebilmesine bu sayede de istenmeyen tekerlek aşınmalarının minimuma indirilmesini sağlar. [35], [36], [37].

Çift salıncaklı süspansiyon daha çok yolcuların konforu için üretilmiştir. Konforun öneminin gittikçe artması sebebi ile çift salıncaklı süspansiyonun odak noktası olmuştur. Günümüzde Mercedes-Benz M-Clas, BMW X5 ve Audi Q7 gibi yüksek sınıf araçlarda yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Üretimin kalitesi ve seri üretimin artmasıyla birlikte geleceğin aile otomobillerinde de çift salıncaklı süspansiyon yer alacaktır. Tekerlek etkisini engellemede ve hafiflik konusunda son derece başarılı bir sistemdir. Ani dönme merkezi ile salıncakların birbirlerine göre olan durumlarının arzu edilen her yüksekliğe getirilebilmesi en büyük faydaları arasındadır. Şekil 2.13'te örneği görülmektedir [22].



Şekil 2.13. Çift salıncaklı süspansiyon sistemi [22].

Çift salıncak donanımı arkadan itişli olan araçlarda arka süspansiyon sisteminde de yer alır.

2.3.3. Burulma Çubuklu Bağımsız Süspansiyon Sistemleri

Burulmaya ve bükülmeye karşı dayanıklı yay çeliğinden yapılırlar. Çelik çubuğun esnekliği kullanılarak yaylanma hareketi sağlanır. Basit yapısı ve konforlu bir sürüş sağlaması nedeniyle kullanılır.

Çubuğun bir ucu dönebilecek serbestlikte alt ya da üst salıncağa, diğer ucu hareket etmeyecek şekilde gövdeye bağlanır.

Dışarıdan gelecek darbe benzeri etkilerden korumak için koruyucu kapaklar ile örtülürler. Bu muhafaza burulma yayı ile bir bütün olarak yapılabilir. Burulma çubuklu yaylar yapısal olarak dört grupta toplanırlar. Yuvarlak çubuklu yay, dikdörtgen çubuklu yay, kaplanmış çubuklu yay, demet çubuklu yay şeklinde gruplanır [4].

2.3.3.1. Burulma çubuklu yayların özellikleri

- Süspansiyon yumuşak olacaktır.
- Yapımı basittir, bakım gerektirmez.
- Az yer kaplar.
- Helezon yaylar da olduğu gibi burulma çubuklu yayların da salınımı kontrolsüzdür ve amortisör kullanılması zorunludur.

Burulma çubuklu yayların şasi yüksekliğinin ayarlanabilmesi, mükemmel yol tutuşunu sağlaması ve frenleme esnasında otomobilin öne doğru yatmaması gibi helezon yaylara göre avantajları vardır.

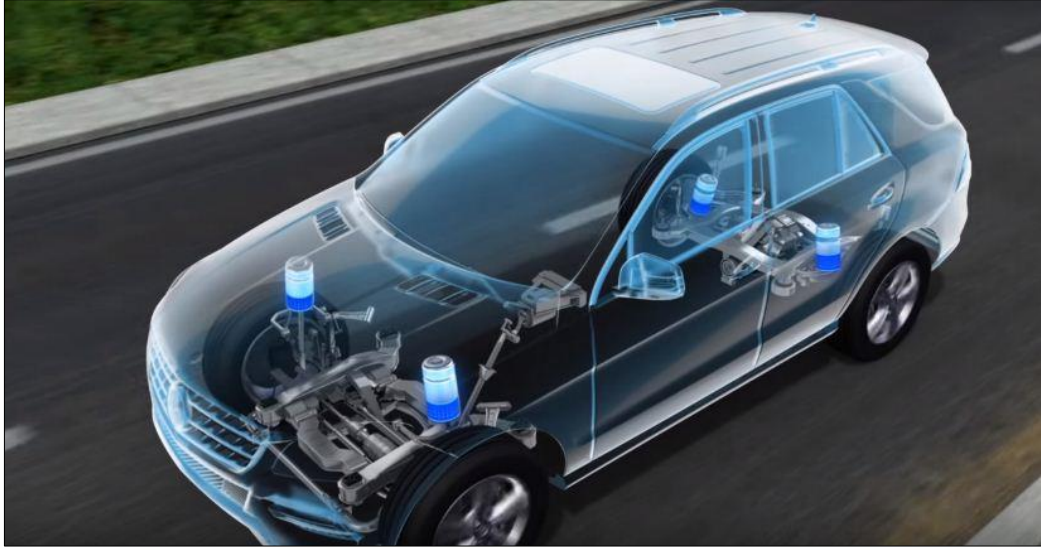
Araç viraj alma sırasında, burulma çubuğu trailing arm arasında burularak sol ve sağ tekerlekler arasında oluşan yükseklik farkını telafi eder ve kamber açısının tekerlek-yol temasını optimumda sağlamasına yardımcı olur [33].

2.3.4. Yarı Çeki Salıncaklı Bağımsız Süspansiyon Sistemleri

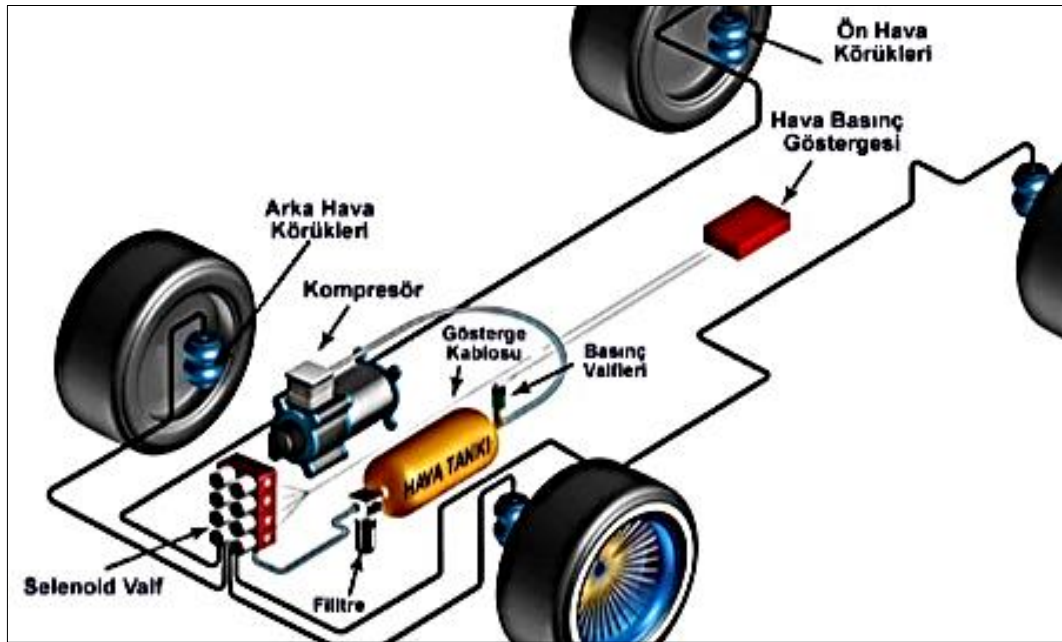
Arka süspansiyon kolu daha büyük yanal kuvvetlere dayanabilmesi için arka süspansiyona belirli bir açı ile bağlıdır. Bu tasarım kolun daha kuvvetli olması ile aynı etkiyi gösterir. Bu tip, yanal yüklere göre performansı artan ve tekerleklerin aşağı yukarı hareketlerine bağlı olarak meydana gelen tekerlek düzen ayarlarındaki değişimi en aza indirgeyen bağımsız bir süspansiyon sistemidir [4].

2.4. HAVALI SÜSPANSİYON SİSTEMİ

Bir elektronik kontrol ünitesiyle kumanda edilebilen, amortisör sertliği ayarlanabilen, helezon yaylar yerine, basıncı değiştirilebilir hava körüklerinin kullanıldığı ve bu sayede yüksekliği değiştirilebilen süspansiyon sistemidir. Şekil 2.14 ve 2.15'te araç üzerinde ki konumları görülmektedir.

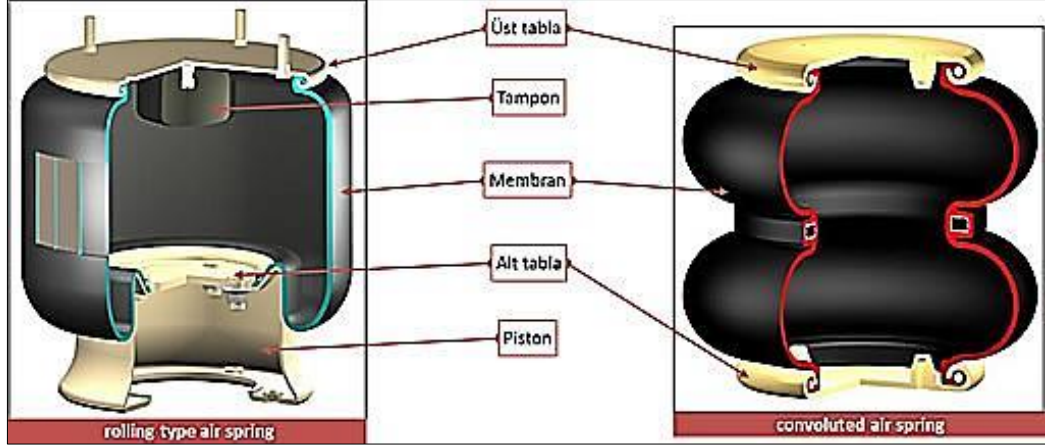


Şekil 2.14. Havalı süspansiyon sisteminin araç üzerinde görünümü [28].



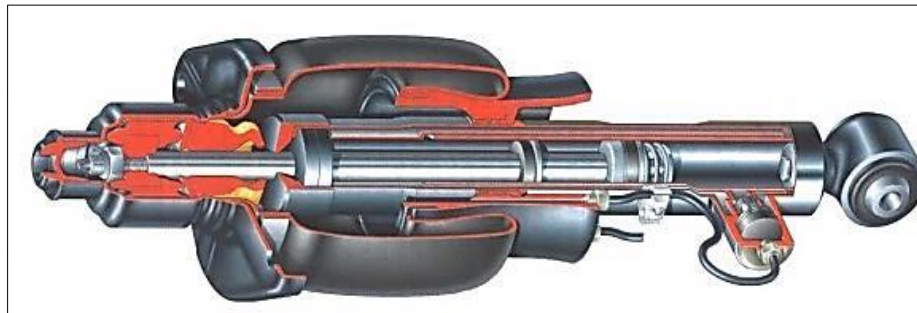
Şekil 2.15. Havalı süspansiyon sisteminin yapısı [38].

İçerisinde sıkıştırılmış hava barındıran, kauçuktan yapılma kapalı bir torba şeklinde esnek bir malzeme olup metal yahut kompozit malzemelere bağlanıp sabitlenir. Ağırlık ve sallantıları emen normal bir helezon yayı gibi çalışır. Şekil 2.16’da havalı süspansiyonun kesitleri görülmektedir.



Şekil 2.16. Hava körüklerinin yapısı [38].

Hava körüklü yayın avantajları arasında aracın hareketi esnasında en yüksek konforu sağlamak adına kendi içerisindeki hava basıncının değiştirilmesine imkan tanır; araçların yerden yüksekliğini kontrol etmek (şehir içi hatlarında çalışan otobüslerde aracın durağa gelmesiyle araç yüksekliğini düşürerek yolcuların otobüse binişlerini kolaylaştırır) veya araç yük altındayken aracı sabit tutmak ya da şoförün ihtiyaçlarına göre araç yüksekliğini değiştirmek için çalışır. Şekil 2.17’de audi otomobilinin havalı yay ünitesi görülmektedir.



Şekil 2.17. Audi quattro havalı yay kompleksi [38].

Körük içerisinde ki hava ağır yüklü ve hafif yüklü olduğu durumlarda özel basınç sensörleri yardımıyla düşük veya yüksek basınç olacak şekilde ayarlamalar yapılmaktadır [38].

Havalı süspansiyon sistemiyle, araç yolda konforlu bir şekilde, yol darbeleri; çukur-tümsek ve titreşimleri hissedilmeden yol alırken, virajlara sert girildiğindeyse, süspansiyonun sertleştirerek savrulmasını azaltarak spor sürüş imkanı sağlar. Böylece, süspansiyon sisteminden beklenen iki çok önemli özelliği; konfor ve yol tutuşu bir arada sunabilir. Sürücü süspansiyon modu butonuyla konforlu ya da spor modunu seçebilir, aracın yüksekliğini elle değiştirebilir. Ayrıca gösterge ekranında, o anda hangi süspansiyon modunda çalıştığı bilgisi sürücüye gösterilir.

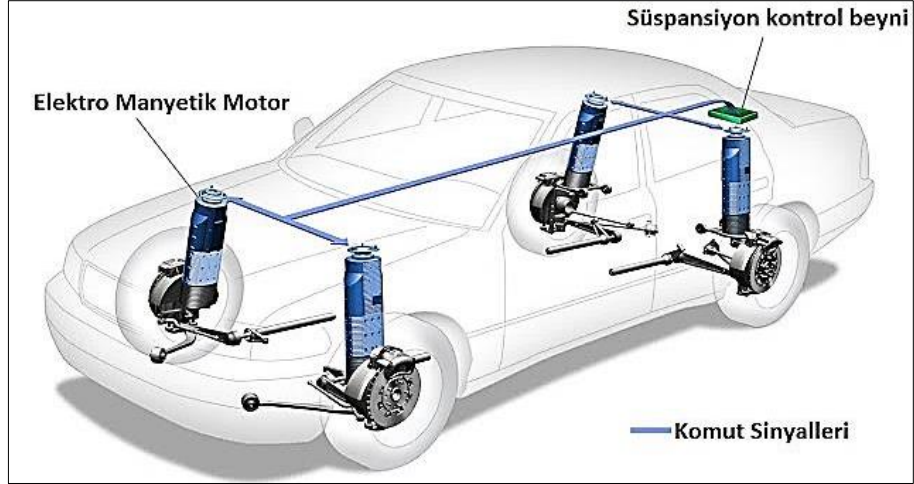
Havalı süspansiyon sistemlerine, çeşitli otomobil üreticileri tarafından farklı isimler verilmiştir. Adaptif süspansiyon, aktif süspansiyon gibi nitelemeler de yapılmıştır. En bilinen havalı süspansiyon sistemi mercedes'in airmatic süspansiyonudur [38].

2.4.1. Havalı Süspansiyon Sisteminin Özellikleri

- Taşıtın yüksekliği, yük değişse bile havanın basıç ayarıyla belli seviyelerde tutulabilir.
- Her yükte dahi konforlu sürüş sağlar.
- Çoğunlukla otobüs ve kamyonlarda hava kompresörü olduğundan onlarda kullanılır. Kompresör ve kumanda cihazlarına ihtiyaç olduğundan maliyetleri yüksektir.

2.5. AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİ

Aktif süspansiyon (Elektronik Süspansiyon) sistemi ABD’de lineer motoru ve amortisörü birleştirme fikri 1980’lerde çalışma olarak başlamış ve 1990’larda patentlenmiş 2000’li yıllarda Bose ürünü olarak Lexus LS 400 araçta karşımıza çıkmıştır. Şekil 2.18’de lexus aracında aktif süspansiyon görülmektedir.



Şekil 2.18. Aktif süspansiyon sistemi [39].

O günlerden bu zamana aktif ve yarı aktif kontrollerde lineer aktüerleri hem amortisör hem rejeneratif (yenilenmiş) parça olarak beklenilmiş, ancak yapılmamıştır. Çünkü her bir tekere birkaç kw'dan fazla doğrudan güç gerektiğini ve bunun aküden ya da harici bir kaynaktan karşılanamayacak kadar pahalı ve hantal bir sistem olduğu ortaya zamanla çıktı.

Doğrudan tahrikle elektriksels amortisör kullanmak güç ve maliyet oranı olarak makul olmadığı görülmüştür. Yinede Bose sistem, lineer motor yapma isteğinden dönmemiştir, sürücü sağlığını ön plana çıkarmaya başlamış ve sürücü altı koltukta lineer motorlu çözüme yönelmiş durumdadır [39].

Denetimi bilgisayar tarafından olan bu sistem, mili saniyeler içerisinde mevcut sürüş halini belirleyerek ve özelliklerine göre süspansiyon davranışını yolcu ve sürücü konforunu en üst seviyeye getirecek şekilde ayarlanabilmektedir. ADS işlemcisi (mikro-bilgisayar) basıncın düşmesi yönünde veri gönderilmesiyle mekanizma harekete geçerek sıkışma veya açılma sağlayarak tekerleğin hareket etmesi sağlanır. Bu sistemde kumanda mekanizmasında aracın ağırlığından faydaniılmaktadır. Şekil 2.19'da aktif ve geleneksel süspansiyon görülmektedir [40].



Şekil 2.19. Solda elektromanyetik süspansiyon sistemi – Sağda amortisör ve yaylı geleneksel süspansiyon sistem [41].



Şekil 2.20. Aktif süspansiyon sistemi gereçlerinin araç üzerindeki yerleri.

Yeni audi A8'in aktif süspansiyon sistemi incelendiğinde, yolda çok yönlü bir performans sergilediğini kanıtlıyor. Yeni audi A8 ile sportif sürüş keyfi esnekliklerin sağlanması, ana elektrik sistemi olarak ilk kez kullanılan 48 voltluk elektrik sistemine dayanan yeni aktif süspansiyon ortaya konulmuştur. Şekil 2.20'de aktif süspansiyon sisteminin yardımcı üniteleri görülmektedir. Şekil 2.21'de ise audinin kullandığı aktif süspansiyon sistemi görülmektedir.



Şekil 2.21. Aktif süspansiyon sistemi [42].

Audi A8 üzerindeki tamamen yeni aktif süspansiyon, her bir tekerleği ayrı ayrı süren ve mevcut yol koşullarına uyum sağlayan tam aktif, elektromekanik bir süspansiyon sistemidir. Her tekerleğin 48 voltluk ana elektrik sistemi tarafından çalıştırılan bir elektrik motoru konulmuştur. İlave bileşenler arasında ise dişliler, dahili burulma çubuğuyla bir döner tüp ve bir bağlantı rotu aracılığı ile süspansiyona 1100 Nm (Newton metre) tork uygulayan kol bulunuyor. Ön kamera sayesinde, yoldaki tümsekleri daha erken tespit ederek aktif süspansiyonu öngörülen şekilde ayarlıyor. Araba yoldaki tümseğe ulaşmadan önce, audi tarafından geliştirilen önizleme işlevi aktüatöre doğru miktarda hareket iletiyor ve süspansiyonu etkin bir şekilde kontrol ediyor. Süspansiyon bu şekilde doğru zamanda tepki veriyor, neredeyse tamamen titreşimleri ve sarsıntıları ortadan kaldırıyor. Bu karmaşık işlem sadece birkaç milisaniye alıyor, kamera yol yüzeyinin durumu hakkında saniyede 18 kez bilgi üretiyor. Dinamik dört çekişli sürüşteki kıvraklık ve stabilite arasındaki çatışma, arka akstan sürüşteki inovatif yaklaşım sayesinde gideriliyor, sürüş karakteristikleri sportif ve direkt kalırken stabiliteyi de garantiliyor ve direksiyon hissi konfordan yoğun geribildirim kadar geniş bir yelpazeye yayılıyor. A8'in dönüş çapı bir A4'den daha küçük hale getirilmiştir. Audi pre sense 360 güvenlik sistemiyle birlikte, yeni Audi A8 pasif güvenliği yeni bir seviyeye çıkarmıştır. Sistem merkezi sürüş yardımı kontrolöründe (zFAS) ağ oluşturan sensörleri kullanarak otomobilin etrafındaki çarpışma risklerini tespit ediyor. Kaçınılmaz bir yan darbe durumunda (25 km/s üzeri

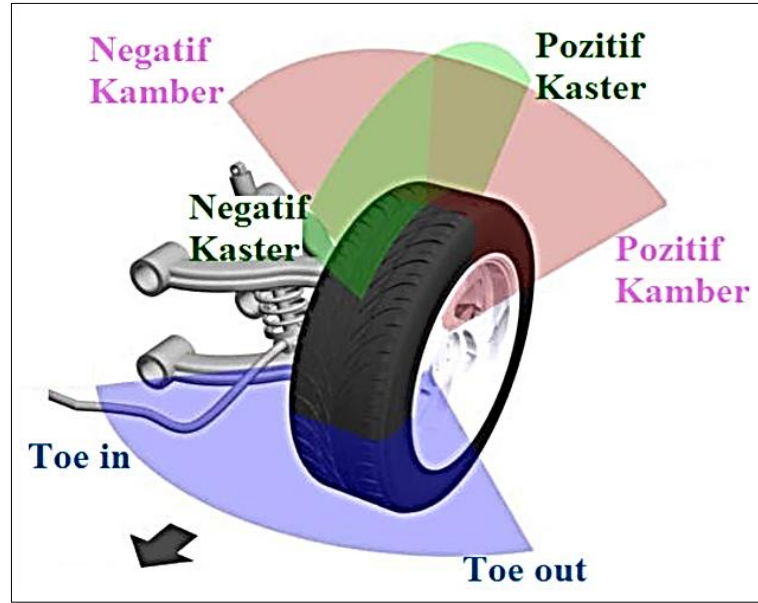
hızlarda) süspansiyon aktüatörleri yarım saniye içinde kaportayı darbe alan taraftan 80 milimetreye kadar yükseltiyor. Sonuç olarak, çarpışma lüks sedan otomobilin daha da güçlü kısımlarına, örneğin yan etekler ve zemin yapısına yöneliyor. Bu sayede sürücü ve yolcular üzerindeki baskı kaportanın yükseltilmediği yan darbelere kıyasla %50'ye kadar azalıyor [42].

2.5.1. Aktif Süspansiyon Sisteminin Özellikleri

- Sürüş konforu çok iyidir.
- Tekerlek merkezi ile çamurluk alt kısmı arasında ki mesafe aktif süspansiyonun ayarı ile sürekli aynı kalır.
- Aktif sönümleme sistemi ile araç konforlu bir şekilde yaylanır.
- Viraja girerken, fren yaparken veya hızlanırken araç gövdesinin (karoserinin) yana yatması oldukça azalır.
- Tam yükleme durumlarında maksimum yaylanma mesafesi aynı kalır.
- Tüm yükleme durumlarında bile araç yerden yüksekliği daima aynı kalır.
- Artan hızda aracın ağırlık merkezini zemine yaklaştırarak hava direncini azaltacağından bir miktar yakıt tasarrufu sağlar.
- Yük değişikliklerinde ön düzen açılarında sapmalar meydana gelmez.
- Görsel olarak dış görünüşte kötüleşme olmaz.
- Lastikler daha az aşınır.
- Aks mafsalları daha az aşınır.
- Farklı araç seviyeleri otomatik veya manuel olarak ayarlanabilir.
- Şehiriçi kullanımda normal yükseklik.
- Yüksek hızlarda hava direncinin azaltılması ve sürüş dinamiğinin iyileştirilmesi için alçaltılmış sürüş durumu.
- Bozuk yollarda ve arazi kullanımlarında yükseltilmiş sürüş durumu.
- Maliyeti yüksektir.
- Aracın ağırlığını artırması ve motordan güç çekmesi nedeniyle motor performansında bir miktar düşme olur [43].

3. SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN GEOMETRİLERİ

Araçların ilerleyiş koşulları ve manevraları sırasında ki yol tutuş hassasiyetleri kinematik ve elektrokinematik olarak incelenmektedir. Kinematik durum tekerlek pozisyonunun seyir sırasında veya gövdenin yuvarlanma, kafa vurma, zıplama gibi hareketleri nedeniyle değişmesini, elastokinematik durum ise lastik üzerine etkiyen yanal ve boylamasına kuvvetler neticesinde tekerlek pozisyonundaki değişimleri ifade etmektedir [18], [36]. Şekil 3.1’de bu açılar görülmektedir.

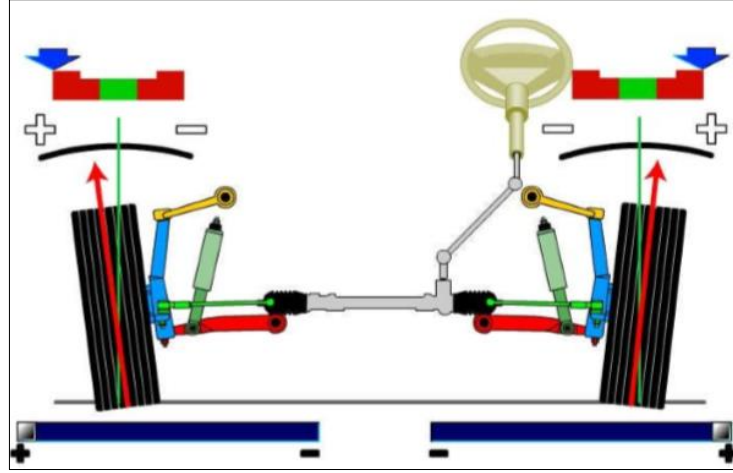


Şekil 3.1. Toe-Kamber ve kaster açılarının tekerlek sistemi üzerinde gösterimi [36].

3.1. ÖN DÜZEN GEOMETRİLERİ

Ön geometrileri inceleme sırasında araçlarda ki tekerlek ve yol düzlemi arasında meydana gelen kuvvetleri etkileyen geometrileri ve tekerlek açıları incelenecektir.

Ön düzen geometrisi, ön tekerleklerin, süspansiyon ve direksiyon parçalarının birbiriyle yolla ve sürüş yönüyle olan açısal ilişkileri olarak tanımlanır. Bu parçaların gövde veya şasiye birleştirilmelerinden sonra geometrik açı ve boyutlarının ayarlanmasında ön düzen ayarı olarak tanımlanır. Taşıtın süspansiyon ve direksiyon sistemi ile doğrudan ilişkili olan ön düzen elemanları Şekil 3.2’de görülmektedir [43].



Şekil 3.2. Taşıtın ön düzeni oluşturan parçaları ve kanber açısı [43].

3.1.1. Ön Düzen Açıları

Araçların kararlı ve iyi yol tutuşu olması için ön düzen açıları, taşıt yükünün tekerlek yatakları ve süspansiyonuna uygun şekilde dağılımını sağlamalıdır. Ön düzen açılarının sağlanması ile tekerleklerin yola sürekli dik olarak kalması aracın konfor ve performansını artıracaktır [43].

3.1.2. Kamber açısı

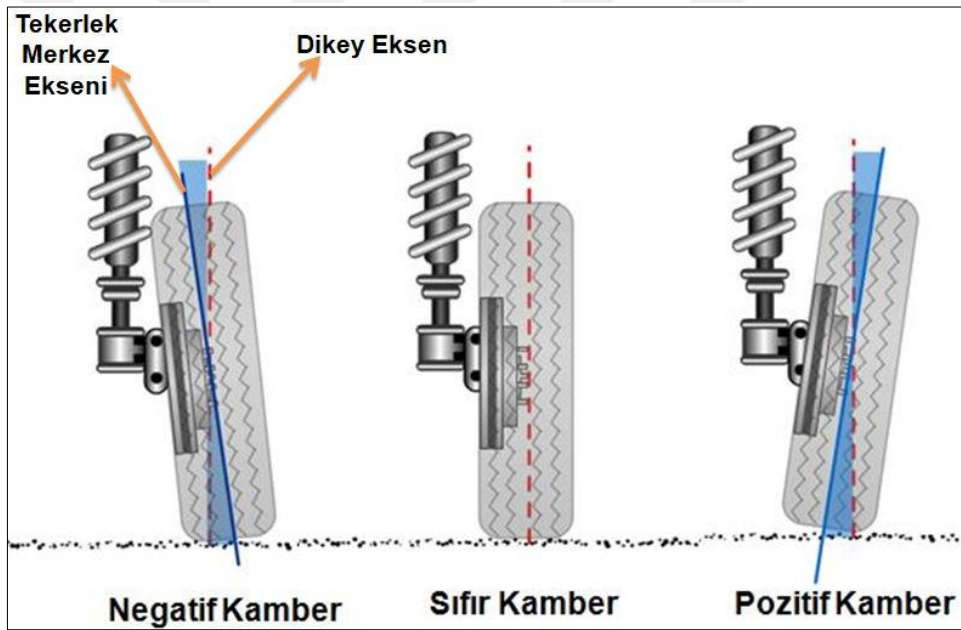
Otomobillere ön tekerleklerine önden tarafından dik bakıldığında düşey eksene göre, tekerleklerin üst kısmının otomobilin dışına ya da merkezine doğru eğimine kamber açısı denir. Tekerleğin üst kısmı içe doğru belirli bir açı ile eğim yapıyorsa negatif kamber, dışa doğru eğimli ise pozitif kamber olarak tanımlanır.

Kamber açıları genellikle pozitif verilir. Bazı küçük çaplı tekerlekler için negatif kamber daha iyi sonuçlar vermektedir. Günümüz araçlarında kamber açısı oldukça küçük verilmektedir. Çünkü lastiklerin yüzeyleri genişletilmiş ve araç hızları artmıştır [43].

Otomobil süspansiyon ve ön düzen sisteminin tasarımını yapmışlardır. Sürüş sırasında kamber ve toe açılarındaki değişim tekerleklerin gereğinden fazla aşınmasına, kaster açılarındaki değişim ise taşıtın doğrusal kararlılığının bozulmasına sebep olmaktadır. Çalışmada tekerlek hizalama parametreleri süspansiyon hareketinden bağımsız yapılarak, taşıtın kontrolü ve sürüş konforunun artırılması ve lastiklerdeki aşınmanın azaltılması bakımından daha iyi bir performans elde edilmiştir [44].

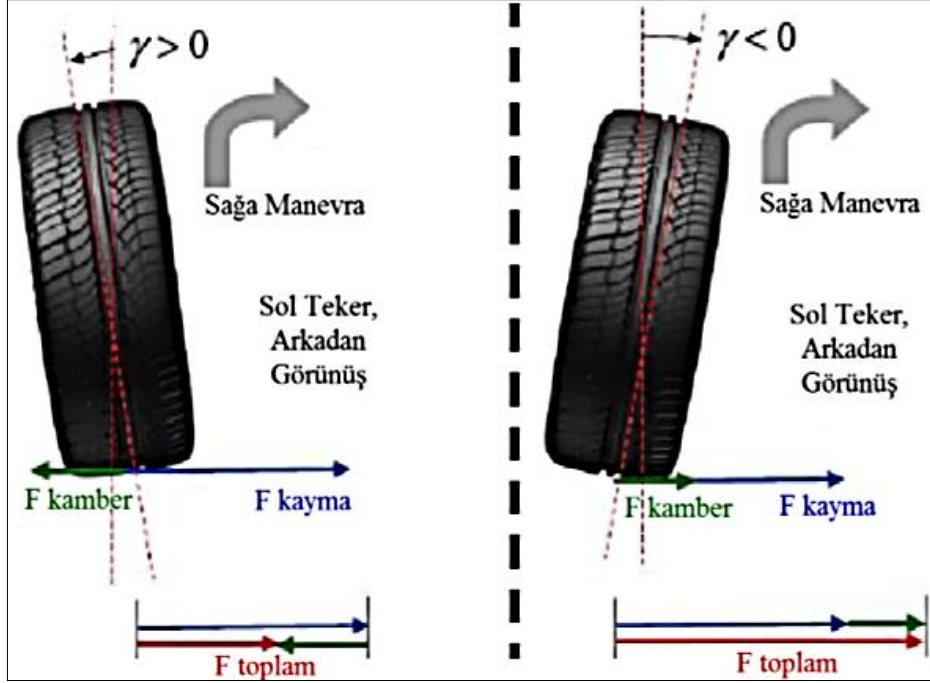
3.1.2.1. Kamber Açısının Etkileri ve Amaçları

- Tekerin zemine daha iyi temas yapmasını sağlar,
- Direksiyonun kolay dönmesi için pozitif kamber kullanılır, çünkü pozitif kamber açısı lastiğin yere temas noktasını yük ekseninin yola temas noktasına getirerek, meydana gelen momenti azaltır.
- Gereğinden fazla negatif kamber tekerleğin içten aşınmasına, pozitif kamber açısı ise tekerleğin dıştan aşınmasına sebep olur.
- Kamber açısının iki tarafta eşit olmaması taşıtın bir tarafa çekmesine neden olur. Taşıt, (+) pozitif kamber açısının büyük olduğu tarafa çekme yapar. İki tekerlek arasındaki kamber açısı farkı 0,5 dereceden büyük olmamalıdır. Şekil 3.3'te kamber açısı şekil üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Serbest Süspansiyonlu Araçlarda Kamber Açısı [43].

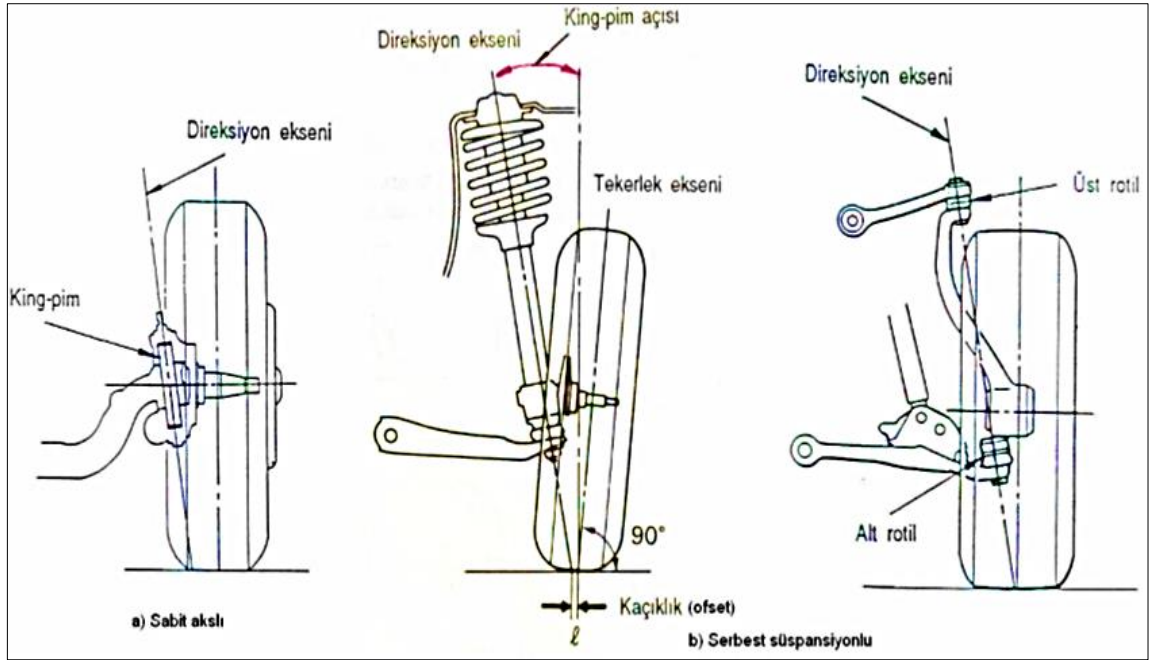
Katı aks süspansiyon sistemlerinde kamber açısı değişimi küçük miktarlarda olmaktadır. Bağımsız süspansiyon sistemlerinde ise kamber açısı değişiminin performansı üzerine önemli etkileri olmaktadır. Bağımsız süspansiyon sistemlerde kamber açısı değişimi, hem gövdenin yuvarlanma hareketi hem de lastiklerin dikey ekseninde ki hareketi sonucu oluşur. Şekil 3.4'te kamber açısındaki kuvvet durumları gösterilmiştir [33].



Şekil 3.4. Kanber açısı ve oluşan kanber kuvvetinin değişimi [43].

3.1.3. King Pim açısı

Dingil piminin (Başlık pimi ya da King-pim) üst kısmının taşıt merkezine doğru eğimidir. Günümüzde kullanılan serbest süspansiyon sistemlerinde alt ve üst salıncak rotillerinin eksenlerini birleştiren doğru ile düşey eksen arasında meydana gelen açıdır. Şekil 3.5’de sabit dingilli (akslı) ve serbest süspansiyonlu araçlarda bu açı gösterilmiştir. King-pim açısı, aracın tekerleklerine gelen yükün pim veya rotıl bağlantı parçaları üzerindeki etkisini azaltır. Tekerlek ekseni ile king-pim ekseninin yere temas noktaları arasındaki farkın (ofset) azaltılması ile direksiyon döndürme kolaylığı sağlanır [43].



Şekil 3.5. King-Pim Açısı [33].

King Pim açısı (Döndürme Eksenini) araçtaki fazla kambere olan ihtiyacı azaltır. Tekerleğin temas noktasını, pim eksenini yol yüzeyini kestiği noktaya yaklaştırarak yol darbelerinin ön takım ve direksiyon sistemi üzerindeki olumsuz etkileri azaltılabilir, dönüşlerde direnç momentini azaltarak direksiyon çevirme kolaylığı sağlanabilir [33].

3.1.3.1. King Açısının Taşıt Üzerindeki Etkileri ve Amaçları

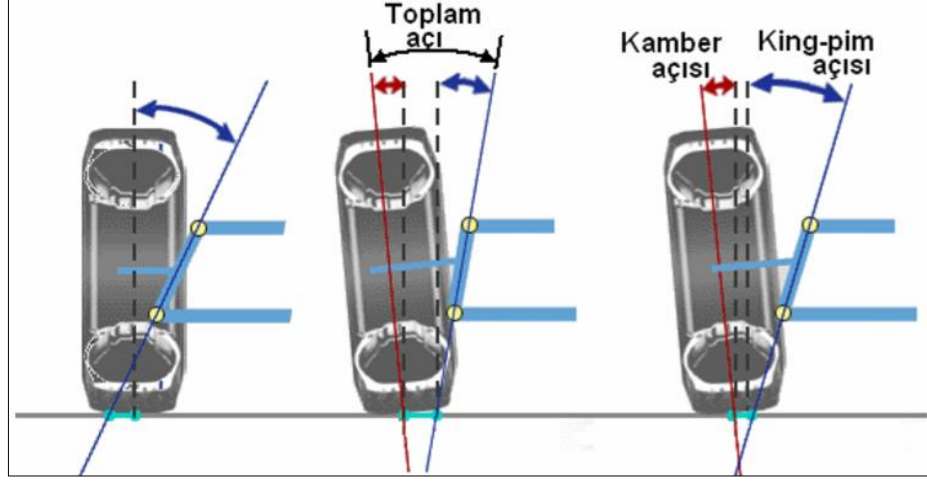
- Kamber açısının fazla verilmesini engeller.
- Direksiyon kolaylığını sağlayan bir etkiside dönüşlerde direnç momentini azaltmasıdır.
- Tekerlerin düz konuma gelmesini sağlar.
- Direksiyonun geri toplama momentinin oluşmasını sağlar.

3.1.4. Toplam Açı

King-pim ve Kamber açılarının toplamıdır. Toplam açı king-pim eksenini ile tekerlek eksenini keşime noktasının yerini belirlemek bakımından önemlidir. Gerçekte bu nokta yolun 50 mm altında olması gerektirir.

Başlık pimi ile tekerlek eksenini yolu keserse (kesişme noktası yol yüzeyinin altında ise) tekerlekler dışarıya doğru açılmaya zorlanır. Tekerlek eksenini, yol yüzeyini başlık

piminin kestiği yerden içeride kalacak şekilde keserse (kesişme noktası yol yüzeyinin üstünde ise) tekerlek gidiş sırasında içe kapanmaya çalışacaktır. Şekil 3.6’da toplam açı durumları gösterilmiştir [43].

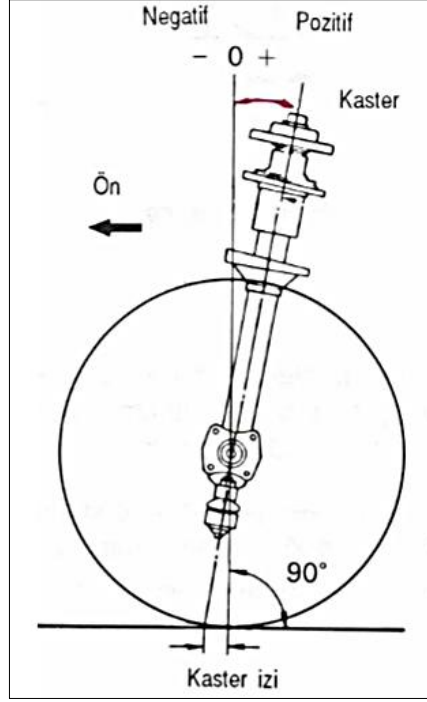


Şekil 3.6. Toplam Açı [43].

King-pim açısı tekerleklerin yalpalamasını açısının az olduğu zamanlarda, lastikleri açma kapama etkisi sebebiyle azaltabilir. Sonuç olarak yük dağılım dengesinde sorunlar çıkabilir.

3.1.5. Kaster Açısı

Otomobil lastiklerine yandan bakıldığında, dingil piminin veya alt ve üst salıncak rotillerini birleştiren doğrunun taşıtın önüne veya arkasına doğru yaptığı eğime kaster denir. Tekerleğe yan tarafından bakıldığında pimin üst kısmının arkaya doğru eğimi pozitif kaster, tersi ise negatif kaster olarak adlandırılır. Şekil 3.7’de kaster açısı gösterilmiştir.



Şekil 3.7. Kaster açısı.

Kaster açısının asıl amaçlarından birisi hareket kararlılığını sağlamaktır. Negatif veya pozitif kaster verilmiş taşıt lastiklerinde, yolun çukur ve tümseklerinde dolayı bir sapma oluştuğunda tekerlekleri yeniden eski konumuna getirir [43].

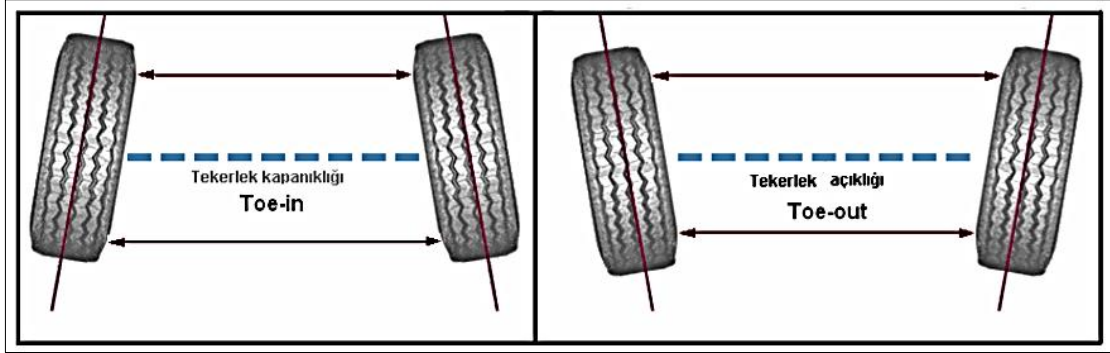
Pozitif kaster açısı düşük hızlarda direksiyona uygulanan kuvveti arttırmakta aracın manevrasını zorlaştırmaktadır. Yüksek hızlarda aracın seyir karakteristiğini arttırmaktadır. Negatif kaster ise tam tersi bir etkiye sebep olmaktadır. Kaster açısı çoğu araçta sonradan değiştirilemeyen bir açı olarak tasarlanmaktadır [33], [45].

3.1.5.1. Kaster Açısının Taşıt Üzerindeki Amaçları ve Etkileri

- Otomobillere kolay hareket imkanı sağlar.
- Negatif kasterli araçlarda viraj alma kabiliyeti daha fazladır.
- Gereğinden daha büyük açıda verilen kaster açısı kararlılığı artırırken, direksiyonu zorlaştırır, aşırı yol darbesi etkisi ve titreşimlere neden olur.
- Olması gerekenden küçük kasterde ise yüksek hızlarda araç sağa sola gezinti yapar, düşük hızlarda ise direksiyon kolaylığı sağlanır.
- Negatif kasterli araçlarda kaster açısının büyük olduğu tarafa, pozitif kasterli bir taşıtta kaster açısının küçük olduğu tekerlek tarafına çekme yapar.

3.1.6. Toe Açısı

Otomobile hareket veren ön tekerleklere üstten bakıldığında görülen, tekerleklerin ön kısmının arkaya göre farklı mesafede olması durumudur. Ön tarafın arkaya göre açık olmasına toe-out, açık olmasına da toe-in denir. Şekil 3.8’de toe açıları gösterilmiştir [43].



Şekil 3.8. Toe açıları.

Bir avantajı da sürüş hissiyatındaki artıştır. Geliştirilen süspansiyon sistemin de uzunlamasına kuvvetlere göre tekerleğin hareketi, diğer süspansiyon sistemleriyle karşılaştırıldığında daha büyüktür. Bağlantıların konumu dış kuvvetler sebebiyle değiştirilir ve bu sürüş hissiyatını artırır çünkü darbeyi emme kapasitesi alt kontrol kolu sabit olan yapılara göre daha yüksektir [18].

3.1.6.1. Toe Açısının Taşıt Üzerindeki Amaçları ve Etkileri

Toe değeri araçların uzun rotlarının uzatılıp kısaltılması ile değişen ve ayarlanabilen bir tekerlek pozisyon ayarıdır. Açı olarak veya tekerleklerin ön tarafının kapalılık-açıklık mesafesi (mm) olarak ifade edilir.

Araçların ön tekerleklerine, üretimi yapan firma tarafından belirlenen değerlerin dışına çıkıldığında toe-in veya toe-out fazla verilmişse bu hal lastiklerde yuvarlanma direncinin artmasına neden olur. Bu durum tekerleklerin içten veya dıştan anormal derecede düzensiz aşınmalarına yol açar. Aşınma sonucu yanal yönde testere dişi şeklinde kendisini gösterir [43].

3.2. DÖNÜŞLERDE TEKERLEK AÇILARI

Araçların dönüş esnasında ön tekerleklerinde oluşan açı farklılığını ifade eder. Otomobil döneceği zaman dönüş çemberinin merkezi ön tekerleklerinde oluşan açı farklılığını ifade eder. İçte kalan ön tekerlek daha büyük bir açı dışta kalan ön tekerlek daha küçük bir açı ile dönmek zorundadır.

Aracın virajı tamamen düzgün biçimde dönebilmesi için sağ ve sol tekerlekler farklı açılarda döner. Eğer her iki tekerlek de aynı açıda dönseydi dıştaki tekerlek sürünmeye yani yanal kuvvetle sürüklenmek zorunda kalırdı. Bunun neticesinde de ön lastiklerin ömrü yüksek aşınmadan dolayı çok kısalmış ve araç stabiliteden uzak son derece güvensiz şekilde seyir ederdi [46].

Bağlantı kollarının belirli bir açı ile bağlanması, iç tekerleğin daha büyük açıyla, dış tekerleğin ise daha küçük açıyla döndürülmesini sağlamıştır. Çünkü bağlantı kolu, yatay eksene yaklaşırken daha büyük açı, düşey eksene yaklaşırken ise daha küçük açı yapar. Böylece hem taşıtın manevra kabiliyeti artırılmış olur, hem de lastiklerde anormal aşınmalar önlenmiş olur [43].

Süspansiyon sisteminde salıncakların farklı uzunlukta olması, öncelikle tekerleklerin yukarı ve aşağı hareketlerinin dengelenmesini sağlar. Örneğin, ön tekerlekler bir tümseğe çarptığında, tekerlekler yukarı doğru ani hareket yaparlar. Bu hareketi dengelemek için, üstteki salıncak daha kısa olarak tasarlanmıştır. Böylece sarsıntı sebebiyle izlediği kavis alt salıncaktan daha kısadır [18], [46].

Ön tekerleklere verilen kamber ve toe açıları bağımsız arka süspansiyona sahip araçlarda da verilir.

İmal edilmek istenilen parçaların teknik resim üzerine konulan ölçülerinin alt ve üst sınır değerlerinin sayısal olarak belirtilmesiyle imalat aşamasının zorluk veya kolaylığını, parçanın istenilen özellikte monte edilmesi bakımından önemlidir. Özellikle birbiriyle eş çalışacak parçalara konulacak ölçütler, montaj ve üstlendiği görev bakımından özelliklerini de belirtmelidir. Bu özellikler tolerans ve alıştırma sistemleri ile tanımlanır.

Makine parçalarının imalatı çeşitli tolerans sistemleri kullanarak yapılabilir. Günümüzde yapılan imalatlarda daha çok DIN ISO 286 standartları esas alınarak parçalar için gerekli toleranslar belirlenmektedir. Mil ve göbek gibi makine parçalarının

işlevini düzgün olarak yapabilmesi için geçme toleranslarının çok iyi bir şekilde seçilmesi ve uygun imalat yöntemleri kullanılarak imalatının yapılması gerekir [47].



4. SÜSPANSİYON SİSTEMİNDEKİ BURÇ-SALINCAK İKİLİSİNİN ÇIKMA PARAMETRELERİNİN ARAŞTIRILMASI VE ANALİZ-TEST İŞLEMLERİ

Giriş bölümünde taşıt süspansiyon sistemleri elamanlarını, çeşitlerini, ön-arka geometrilerini ve bunlara bağlı çalışan salıncakların yerlerini incelenmiş sonra bu bölümde ise salıncağın görevini yerine getirebilmesi kendi ve üzerinde bulunan burçlarla birlikte çalışmasının incelenmesi yapılmıştır.

4.1. ARAÇ SÜSPANSİYON SİSTEMİNDEKİ SALINCAK VE BURÇLAR

Araç süspansiyon sistemindeki farklı en çok kullanılan süspansiyon sistemlerini kısaca tekrar ifade etmek gerekirse;

Çift salıncaklı süspansiyon; bu süspansiyon sistemi araç şasesine dönebilir şekilde yataklanmış olup, dış uçları küresel mafsallarla aks poyrasında oynak olarak yataklanmış iki salıncaktan meydana gelmektedir. Salıncaklar arasında ise halka şeklinde yay bulunmaktadır. Tekerlek yukarı ve aşağı doğru hareket ettikçe, her iki salıncak da aynı şekilde yukarı ve aşağı doğru hareket etmekte ve bu salıncaklar arasında bulunan yay da uzayıp kısalmaktadır [15], [48].

Çok kademeli süspansiyon; serbest süspansiyon sistemlerinde bulunan, bir ya da daha çok uzunlamasına kol, iki veya daha fazla yanal kol bulunan araç süspansiyon sistemidir. Çok farklı tasarımlara, çok farklı geometrilere ve karakterlere sahip olabilmektedirler. Örneğin BMW'nin geliştirdiği çok kademeli süspansiyon modeli “Z” harfine benzemektedir ve adına “Z askılı” süspansiyon modeli demiştir ve çok iyi bir yol tutuşu sunmaktadır. Honda'nın Accord modelinde kullandığı çok kademeli model ise çift salıncaklı süspansiyon modeline beşinci kontrol kolunun eklenmesi yöntemiyle geliştirilmiş bir modeldir. Audi'nin A4 modelinde kullandığı sistemde de dört adet kontrol kolu bulunmaktadır ve adına “Quadralink” süspansiyon modeli demiştir. Görünüş olarak çift salıncaklı süspansiyon modeline benzemektedir ancak dönme momentinden kaynaklanan yönlendirme etkisini ortadan kaldırmaktadır [15], [49].

Araba salıncağı, aracın güvenli bir şekilde kullanılabilmesi için süspansiyon sistemi içerisinde yer alan ve ayrıca amortisörleri barındıran süspansiyon parçasıdır.

Arabaların ön takımında bulunan salıncaklar, arabaların herhangi bir çukura aniden girmesi halinde her türlü zararı engelleyebilmektedir. Fakat bu çukurlara sert bir şekilde girilmesi halinde araba salıncak arızası ile karşı karşıya kalınabilmektedir. Bu sebeple de sürücülerin araçlarını dikkatli kullanmaları ve özellikle de çukur gibi engebelerde ön takımlarını korumaları büyük bir öneme sahip olmaktadır.

Arabada bulunan parçalar arasında oldukça önemli olan araba salıncağının da kendi içerisinde önemli parçaları bulunmaktadır. Araba salıncak burcu da bu parçalardan birisidir. Araba salıncağının daha iyi bir şekilde çalışmasını sağlayan salıncak burcu aynı zamanda salıncak fişeği olarak da bilinmektedir. Şekil 4.1 ve Şekil 4.2’de görülmektedir.



Şekil 4.1. Burçlu salıncak kolu.



Şekil 4.2. Çeşitli sac salıncak gövdeleri.

4.1.1. Salıncak Kollarının Yapısal Özellikleri

- Salıncak kolları önden ve yandan gelen yükleri alırken yayın sadece düşey yükü desteklemesine olanak verir. Sistemsel olarak tekerleri doğru konumlarında bulundurur.
- Alt salıncakların uçları burçlar vasıtasıyla süspansiyona tutturulmuştur. Salıncakların diğer kollarıysa rotül ve burç vasıtasıyla aks taşıyıcısına montajlanmıştır.
- Aracın maruz kaldığı dikey kuvvetler; amortisör, helezon yaylar, amortisör kulesi, lastik takozları tarafından, boyuna kuvvetler; gergi çubukları ve burçlar tarafından, yanal kuvvetler; salıncak kolları ve burçlar tarafından karşılanır.
- Salıncak yapı pek çok parça içerdiği için karmaşık olsa da tekerlekleri sağlam bir şekilde destekler. [16].

Sac salıncağın burçlarıyla montaj resmi üzerinde burcun ve yatağının toleransları da ileriki başlık altlarında gösterilecektir. Süspansiyon sistemleri, araçların sürüş emniyetini ve sürüş hassasiyetini sağlayan elemanlar topluluğudur. Sac salıncak tasarımı, burçlarla birlikte çalışma ve burçların onlardan ayrılmama sıklığında imal edilmeleri gereklidir ve işletme şartlarına uygun montajlı olarak tasarlanırlar.

Dolayısıyla, ürünün zorlanma sonucu oluşacak gerilmelerinin hangi yoğunlukta olacağının kestirilmesi büyük önem arz eder.

Sac salıncağın sürtünme ve sıkılık değerlerine bağlı literatürde herhangi bir çalışmaya rastlanılmamıştır. Analiz ve testlerde ürün olarak da direksiyon ve süspansiyon elemanı olan BMW serisinin hemen hepsinde kullanılan sac salıncak denge kolu parçasının çıkma kuvvetleri testleri ve gerilme analizleri yapılmıştır.

Çalışmada izlenen yol aşağıda verilmiştir:

- Sac salıncak denge kolunun burç ve gövdelerinin Solid Works programında tasarlanmaları, ardından montajının hazırlanması ve analizlerinin yapılması için program şartlarına getirilmesi,
- Malzeme bilgilerinin atanması.
- Burç ve gövdenin malzeme cinslerine göre mukavemet değerlerinin programa girilmesi
- Hesaplanacak olan sonuçların, mukavemet setlerinin, değer ve birimlerinin programda ayarlanması.
- Mukavemet oluşturan geçme şartlarının incelenmesi ve analiz için hazırlanan farklı burç konfigürasyonlarının programa girilmesi.
- Kauçuk burç etkilerinin araştırılması.
- Literatürden alüminyum ve çelik arasındaki sürtünme katsayısının bulunması ve programa girilerek analizlerinin çalıştırılması.
- Deformasyon ve gerilme sonuçlarının elde edilmesi.
- Çıkan sonuçların kendi aralarında karşılaştırılmaları.
- Çıkan sonuçların burç çıkma testleriyle karşılaştırılmaları yapılarak tezin sonucu belirlenecektir.

4.2. BURÇ SALINCAK YATAĞI ÇAPLARININ EŞLEŞMELERİNİN BELİRLENMESİ

Otomobil salıncakları sacdan, alüminyumdan ve dökme demirden yapılabilmektedirler. Çeşitli yöntemlerle farklı yüzey formları kazandırılarak üzerine farklı çaplardaki burçların takılması için talaşlı imalat, kesme-bükme gibi işlemlerden geçirilir ve hesaplanan yatak çapları değerlerine getirilirler.

Çizelge 4.1’de normal delik ve mil sistemindeki geçme toleransları verilmiştir. Burç ve salıncak için de bir geçme işlemine (boşluklu, belirsiz, sıkı) karar verilir. Uluslararası standart olarak belirlenmiş olan tablolardan yararlanılarak salıncak ve burç arasındaki çap eşleşmesi hakkında bir kanaate varılabilir. Salıncak ve burcun öncelikle çalışacağı yer düşünülür ve sınıfına karar verilir. Burç ve salıncak için ise salıncağın üzerindeki yatağından ancak büyük kuvvetler ile, zorlamayla çıkarılarak değiştirilebilir olmalıdır. Dolayısıyla tolerans niteliği orta sınıf hassasiyetli seçilir. Geçme bölgesi de sıkı ve belirsiz geçme olarak seçilebilir. Değiştirilebilir olan malzeme burç olduğu için de salıncak gövdesi üzerindeki deliğe uyacak olan burç çapı belirlemek için Normal Delik Sistemi’ne bakılır. Normal delik ve mil tolerans sınıfı için Çizelge 4.1’e bakılarak karar verilebilir.

Çizelge 4.1. Burç ve salıncak çapı seçiminde tolerans belirlenmesi [50].

NORMAL DELİK (Hole Basis)	NORMAL MİL (Shaft Basis)	ALIŞTIRMA ÇEŞİDİ (Type of Fit)	UYGULAMA YERLERİ (Description)
	X8/h8, Z8/h9	Sıkı Alıştırmalar (Interference Fit)	Dişli çark elemanları, silindirik pimler, büyük döndürme momentlerinin iletilmesinde
H7/r6, H7/s6, H5/r4	S7/h6		Büyük tutukluluk kuvveti için, dişli çark volan ve teker göbekleri, döküm göbekler üzerine bronz yataklar,(s6 büyük, r6 küçük çaplar için)
H7/m6, H7/n6		Belirsiz Alıştırmalar (Transition Fit)	Büyük bir kuvvetle sökülebilen sıkı birleştirilmiş parçalar (silindirik pimler yüksükler)
H7/j6, H5/j5			Hafif vurarak veya kuvvetli itişle birbirine geçen parçalar, Dişli çarklar merkezleme flanşlar.
H7/h6, H6/h6, H5/h4	H7/h6, H6/h6, H5/h4		İtildiğinde kayabilen parçalar delme yüksükleri, yüksek hassasiyetli dişli çark elemanları merkezleme flanşlar.

Çizelge 4.1. (devamı). Burç ve salıncak çapı seçiminde tolerans belirlenmesi [50].

H8/h8, H8/h9	H8/h8, H8/h9	Belirsiz Alıştırmalar (Transition Fit)	Kaygın birleştirilmiş elemanlar, merkezleme fonksiyonlu perçin ve pimler.
H10/h9, H11/h11	H10/h9, H11/h11		Az merkezleme fonksiyonlu perçin ve pimler
H4/g3, H5/g5		Boşluklu Alıştırmalar (Clearance Fit)	Dinamik hava yatakları sızdırmaz kaymalı yataklar.
H6/g5	G6/h5		Sessiz Çalışan yüksek hassasiyetli çok az boşluklu kaymalı yataklar
H7/g6	G7/h6		Az boşluklu ince tamlıkta hassas kaymalı yataklar ince kayıt kızak yatakları.
	G7/h8		Az boşluklu kaymalı yataklar
H7/f7, H6/f5			Yüksek zorlanmalı kaymalı yataklar. Kayabilen dişli çarklar, yatak burçları, kaygan dişliler.
H8/f8	F8/h8		Orta zorlanmalı kaymalı yataklar. Kayabilen dişli çarklar, yatak burçları, kaygan dişliler.
H8/e8	F8/h9, F9/h9		Düşük zorlanmalı kaymalı yataklar
	E9/h9, D10/h9		Sürekli sıcaklık ortamında çalışan kaymalı yataklar, kamalar, ziraat makinelerinin aks burçları
H11/a11	D10/h11, D11/h11, D11/h9		Merkezleme fonksiyonu olmayan perçin ve pimli birleştirmeler.
	CD10/h9, C11/h11		Kaba transmisyon milleri, önemsiz kaymalı yataklar

Salıncak burç deliğine takılacak olan burçların çıkma kuvvetlerini etkileyen geçme ölçüleri yatağın çap ölçülerine bağlı olarak Normal Delik Sistemi'nde belirsiz ve sıkı alıştırmalar olarak Çizelge 4.1'de belirtilen bu gruplardan belirsiz alıştırma toleransları; H7/m6, H7/n6 ve sıkı geçme toleransları; H7/r6, H7/s6, H5/r4 toleransları burçların çıkma kuvvetleri için uygun sonuçlar verdiği ifade edilmiştir.

4.3. ÇAPLAMA MİKTARI VE ÇAPLAMA SONRASI KAÜÇUK PARAMETRELERİNİN BURÇLARIN ÇIKMA DEĞERLERİNE OLAN ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Çaplama işlemini incelemeye geçmeden önce çaplama yapılacak burçların ve onların geçme yapacağı salıncak malzeme cinslerinde en çok kullanılan çeşitleri Çizelge 4.2’de belirtilmiştir.

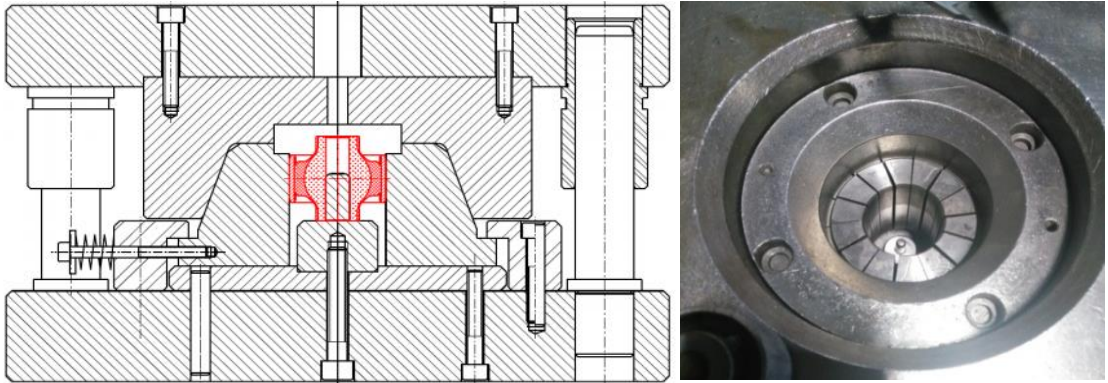
Çizelge 4.2.Salıncak ve burç malzeme cinsleri.

Burç Malzeme Cinsi	St 37	St 52	Al 6005	Al 6082	Al 6082
Salıncak Malzeme	6222	6224	4932	4936	4942

Bunlarla birlikte 30MnSV6, 4038 Al, 4360 Al, 4361 Al,4140, 4932, 4222, 4223, 4683, 16MnCr5, 2290 Al gibi malzeme cinsleri salıncak ve salıncak kollarında seyrek görülse de olsa kullanılmaktadır. Soğuk çekilme yöntemiyle üretilen borular burçlarda kullanılmak üzere boydan kesilmek suretiyle dilimlenirler. Dış boru talaşlı işlemeye uygundur fakat şekillendirmeye dayanıklı değildir. Sıkı geçirilerek çakma işlemi gerçekleştirilebilir ve çakma yapıldıktan sonra dönme ve salgı yapmaz.

4.3.1. Çaplama İşleminin İncelemesi

Kauçuk-metal burçların dış borularına uygulanan çaplama işlemi, çaplama kalıbı ve 100 tonluk benzeri eksantrik pres kullanılarak oda sıcaklığında gerçekleştirilir. Çaplama kalıbının kesit görünümü ve fotoğrafı Şekil 4.3’te, aparat görünümleri Şekil 4.4’te verilmiştir.

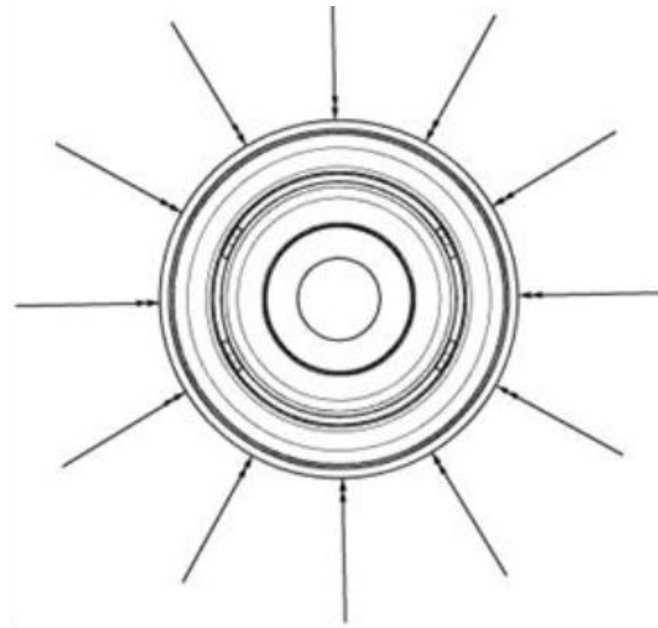


Şekil 4.3. Çaplama kalıbı ve kesit görünümü [51].



Şekil 4.4. Çaplama aparatları ve kalıbı.

Çaplama işleminde tek katmanlı kauçuk-metal bir burcun tasarımı, burcun çalışması sırasında maruz kalacağı yüklemeler göz önüne alınarak sürekli bası yükleri altında kalmasını sağlamak amacıyla uygulanan ön sıkıştırma işleminin, burcun radyal katılık değeri ve parça ömrü üzerine etkisi vardır. Ön sıkıştırma, kauçuk-metal malzeme içeren burçlarda kauçuk malzeme üzerine bir ön yükleme yapılarak, parça ömrü boyunca sürekli bası yükü altında kalmasını sağlamak ve böylece parça ömrünü artırmaya yönelik bir uygulamadır. Şekil 4.5'te ön sıkıştırma şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Ön yükleme şematik gösterimi [52].

Burçlar ilk üretildikleri dış çaptan, daha küçük çaplara sıkıştırılır. Örneğin bir burç çalışması sırasında iç burç hareketi olarak 0,4 mm bir harekete maruz kalacaksa, Ø25 mm üretim dış çapına sahip bir burcu, Ø24 mm'ye sıkıştırarak ön sıkıştırmak, parça çalışması sırasında sürekli olarak bası yükü altında çalışmasını sağlamak için yeterli olacaktır. İkinci bir ön sıkıştırma metodu ise iç burcun iç çapını büyüterek yine burcun kompleksine bir ön sıkıştırma uygulamaktır. Burç geometrisine ya da üretim toleranslarına göre dıştan-içe ya da içten-dışa ön sıkıştırma metodu seçilir [52]. Çaplama işlemi yapılan burçların dış metallerinin mukavemetleri, toklukları baskıdan dolayı artmaktadır. Ancak bu baskı sırasında yüzey pürüzlülüğü silindiği gözlemlenmiştir. Tezde kullanılan ve teste tabi tutulan burçların çapı 0,3 mm ve 0,7 mm arasında daraltma yönünde çaplama işlemine tabi tutularak tolerans ölçülerine getirilmiştir.

4.4. KAÜÇUK DEĞERLERİNİN İNCELENMESİ

Oluşumunda kükürt bağları barındıran elastiklik özelliği kazanan kauçuk, oda sıcaklığında orijinal boyunun en az iki misline uzatılabilen ve bu uzamayı temin eden kuvvet ortadan kaldırıldığında hemen hemen orijinal haline dönebilen polimerik malzemeler olarak tanımlanırlar. Kauçuk malzeme içeren parçaların hasar görme durumları incelenecek olursa çeki yüklemeleri altında çalışan parçalarda, uygulanan çeki kuvveti zamanla kauçuk yapısındaki bağların kopmasına sebep olmaktadır.

Diğer taraftan kauçuk-metal malzemelerin bir arada kullanıldığı parçalarda, malzeme çiftinin yapıştırılmasında çeşitli yapıştırma teknikleri kullanılmaktadır. Parçalar üzerine gelecek çeki kuvvetleri bu yapıştırımların hasar görmesine sebep olmakta sonuç olarak parça kullanılmaz hale gelmektedir. Bir diğer hasar türü de tekrarlı yüklemelerde görülen malzeme yorulmasıdır. Tekrarlı olarak bası-çeki yüklemelerine maruz kalan kauçuk parça sürekli olarak rahatlama noktasından geçtiği için zamanla ısınır ve kimyasal bağlar zayıflayarak kopmaya başlar. Parça tasarımında pratik olarak kauçuk parçalar için kesme yüklemeleri altında en fazla %75-100 birim şekil değişikliği, bası ve çeki yükleri altında en fazla %30 birim şekil değişikliği öngörülebilir. İfadelerden anlaşılacağı üzere bu belirtilen hasarlarla karşılaşmamak için çeki yönünde çalışma tercih edilmemelidir [52].

Polimerik cinsli malzemelerin termosetler grubuna giren kauçuklar doğal ve yapay kauçuklar olarak sınıflandırılırlar. Çoğunlukla tropikal ülkelerde yetişen belirli ağaçların salgısını (Latex) asitle pıhtılaştırmak ve kurutmak suretiyle doğal kauçuklar elde edilir. Yapılan bitki geliştirme çalışmaları sonucunda kauçuk ağacından (Cauochu) 6 kat daha verimli Guayule isimli bir ağaç üretilmiştir. Doğal kauçuk hemen hemen hiç çapraz bağ içermediğinden ısıtıldığında yapışkanlaşmakta, soğutulduğunda ise sertleşmektedir. EPR; ethylene ve propylene'nin bir katalizör etkisinde kopolimerizasyonu ile elde edilen EPM, kopolimerizasyon sırasında ethylene ve propylene'ne üçüncü bir monomer olarak bir diene ilave edilerek elde edilen EPDM olmak üzere iki farklı kauçuğu ifade etmektedir. Polimer zincirinde çift bağ bulunmadığından tamamen doymuş bir yapıda olan EPM'in diğer polimerlerle karışabilme imkânı yoktur ve peroksit dışında vulkanize edilemezler. Doymamış yapıdaki EPDM ise diğer polimerlerle karışabilmekte ve peroksit dışında kükürt ve kükürt verici sistemlerle vulkanize edilebilmektedir (Savran, 1997). EPM ve EPDM kauçuğundan üretilen mamullerin hava, ozon ve polar sıvılara karşı dayanımı yüksek, mukavemet ve elastikiyetlerinin korunduğu sıcaklık aralığı (-40...150 derece) geniş ve yalıtkanlık özellikleri iyidir. Bundan dolayı otomotiv endüstrisi bu kauçukların önemli bir pazar payını (%41) oluşturmaktadır.

Burç içerisinde kullanılan kauçuğun burcun fişek ve dış boru metaline yapışma durumları incelenen tez'lerde A1'den başlayıp A5'e kadar farklı yoğunluklarda ki kauçukların sertlikleri Çizelge 4.3'te ifade edilmiştir.

Çizelge 4.3. Epdm kauçukların sertlik ve yoğunluk değerleri.

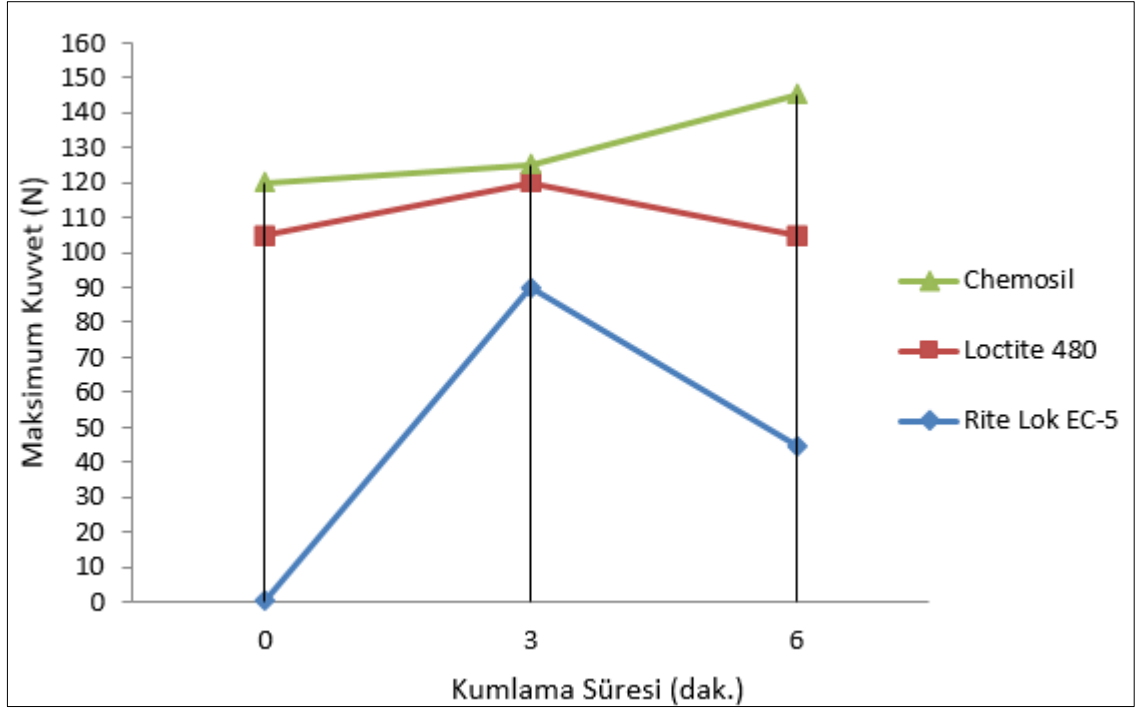
EPDM	Sertlik (Shore A)	Yoğunluk (g/cm^3)
A1	62	1,161
A2	58	1,180
A3	64	1,286
A4	72	1,310

Üç farklı yüzey pürüzlülüğü ve üç farklı yapıştırıcı ile yapılan testler sonucu kauçuğun burçtan kopma değerleri, kullanılan yapıştırıcılara bağlı olarak en yüksek yük ve yapışma oranı değerleri Çizelge 4.4'te verilmiştir. Rite-Lok EC-5 yapıştırıcının kullanılmasıyla orijinal yüzeyler için yapışma sağlanmazken Loctite 480 ve

vulkanizasyon işlemi sırasında uygulanan Chemosil yapıştırıcı için kumlanmamış yüzeyler için yapışma gerçekleşmiştir. Kumlama işlemi ile yapışan yüzey alanı arttırıldığı için daha iyi bir yapışmanın sağlanması, dolayısı ile kauçuğun kopmadan dayanabileceği maksimum yükün artması beklenir. Yapıştırmanın pres altında vulkanizasyon sırasında Chemosil ile gerçekleştirildiği durumda bu sonuç gözlenirken vulkanizasyon sonrası yapılan yapıştırma işlemlerinde durumun farklı olduğu görülmüştür. Bu yapıştırıcılarda en iyi yapışma 3 dakika kumlanan durumda elde edilmiştir. Aynı pres kuvveti altında yapıştırma işlemi uygulanmasına rağmen bunun sebebi yüzey profilinin sivrilik aralıklarının ortalaması değerinin 3 dakika kumlamada daha büyük olmasından dolayı meydana gelmiştir. Çünkü vulkanizasyon sırasında kauçuğun kratersi yüzeyi tamamen doldurması mümkün olurken sonradan yapıştırmanın yapıldığı vulkanize kauçukta bu mümkün olmamakta ve sivrilik aralıklarının daha büyük olduğu durumda yüzeye daha iyi yapışma sağlanmaktadır. 6 dakika ve daha fazla kumlama sürelerinde yüzey profili homojen hale gelmekte ve derinliği ifade eden Ra (aritmetiksel ortalama sapma) yaklaşık sabit kalmasına rağmen yüzey profilinin sivrilik aralıklarının ortalaması belirgin olarak azalmaktadır. Bu yüzden metal ile kauçuk arasındaki bağ oluşumu zorlaştığı için sıyrılma/kopma yükü değerleri düşmektedir Şekil 4.6’da görülmektedir. [53].

Çizelge 4.4. EPDM/Metal yapışma testi sonuçları.

	Yüzey	Maksimum Yük(N)	Yapışma Oranı(%)
Rite Lok EC-5	Orjinal	-	-
	3 dak. kumlanmış	91±21	60
	6 dak. kumlanmış	42±26	39
Loctite 480	Orjinal	103±17	63
	3 dak. kumlanmış	122±18	93
	6 dak. kumlanmış	102±13	88
Chemosil	Orjinal	120±10	100
	3 dak. kumlanmış	126±19	100
	6 dak. kumlanmış	145±22	100



Şekil 4.6. Kumlama süresine bağlı olarak maksimum kuvvetin değişimi.

Burçların hasar görüntüleri incelendiğinde genelde kopma şeklinin lastikten kopma olduğu görülmektedir. Bu tarz kopmadan kastedilen kayma zorlaması sırasında kauçuğun kendi içinden koparak hasara uğramasıdır. Burç bağlantılarındaki hasarlarda kauçuğun metale yapışma yüzeyinden ayrılarak kopması arzu edilmez.

Metal yüzeyinin pürüzlendirilmesi ile yüzeyin temizlenmesi ve yapışma yüzey alanının artırılması sonucu kauçuğun metale yapışma dayanımı artmaktadır. Bu etki en iyi olarak Chemosil yapıştırıcının kullanıldığı vulkanizasyon işlemi sırasında uygulanan yapıştırmada görülmüştür. Bunun sebebi, kauçuğun pres altında pişirilmesi sırasında (vulkanizasyon) yüzeydeki kraterleri daha iyi doldurmasıdır. Rite Lok EC-5 ve Loctite 480'nin kullanıldığı vulkanizasyon sonrası yapıştırma işlemlerinde en iyi yapışma S_m değerinin maksimum olduğu durumda (3 dakika kumlama süresi) elde edilmiştir. Daha fazla kumlama sürelerinde yüzey profilinin sivrilik aralıkları azaldığı için mamul kauçuğun, oluşan daha küçük boyuttaki krater yüzeylerine teması zorlaşmaktadır [53].

4.5. ÇAPLAMA İŞLEMİ VE KAÜÇUK DEĞERLERİNE GÖRE ÇIKMA KUVVETLERİNİN İNCELENMESİ

Teknorot Otomotiv Ürünleri firmasında alüminyum alaşımlı burçlara 0,3-0,7 mm arasında çaplama işlemi yapıldı. Daha sonra çelik alaşımlı salıncak kollarına takıldı. Burçların salıncak yataklarından çıkma testleri yapılarak burçların çıkma kuvvetleri ölçüldü.

Göbek ve burç çapları eşleşen ve sıkılık toleransı uygulanan burçların temas eden alaşımlarının akma dayanımı yüksek olanının burç çıkma yükünde yüksek, Çizelge 4.5'te ki gibi olduğu görülmüştür.

Çizelge 4.5. Salıncak ve burç malzeme cinsine bağlı sıkılık değerlerine göre çıkma kuvvetleri.

ÜRÜN İSMİ	SALINCAK MALZEME CİNSİ	AKMA DAYANIMI (N/mm ²)	BURÇ MALZEME CİNSİ	AKMA DAYANIMI (N/mm ²)	SIKILIK (mm)	BURÇ ÇIKMA YÜKÜ (N)
M-835	6222	152	Al 6082	185	0.15	1109
M-836	6222	152	Al 6082	185	0.1	1078
M-837	C1040	644	Al 6082	185	0.3	2078
M-838	C1040	644	Al 6082	185	0.2	1975

Çıkan sonuçlara göre eşleşen geçme ölçüleri sıkılık değerleri aralığında iken çıkma değerleri aynı cins malzemelerde yakın çıkmaktadır.

4.6. BURÇ-SALINCAK ÇAPLARINDA YÜZEY PÜRÜZLÜLÜĞÜNÜN ETKİLERİ VE SÜRTÜNME DEĞERİNİN PROGRAMA GİRİLMESİ YLE ANALİZİNİN YAPILMASI

Çaplama işlemine tabi tutulan burçlarda yüzey pürüzleri ezilebilmektedirler. Dolayısıyla kumlama işlemi çaplama işleminden sonra yapılmalıdır. Ölçümlerde kullanılan salıncak denge kolu ve burçlarda kumlama işleminden sonra dış çap ölçüleri boyut toleranslarına getirilmiştir.

Mil-göbek çifti arasında sürtünme kuvveti yardımı ile tork (T) iletmek için kullanılan bağlantı türü, sıkı geçme bağlantıdır. İmalatının kolayca yapılması ve mil veya göbekte, kamalarda olduğu gibi ek işlem maliyeti gerektirmediğinden dolayı uygulamada tercih edilmektedir. Bağlantının oluşması için mil ve göbeğin temas eden yüzeylerinde basınç meydana gelmesi gerekir. Bu basıncın oluşması aynı zamanda yüzey pürüzlerinin ezilmesine de sebep olmaktadır. Sıkı geçme bağlantılar, kalın cidarlı basınçlı tüpler teorisine göre hesaplanmaktadır. Burada, milin dıştan ve göbeğin içten basınca maruz kaldığı durumlar için hesap yapılır.

Sıkı geçme bağlantılar, mil ve göbek çifti arasında kuvvet iletimini sürtünmeye bağlı olarak sağlamaktadırlar. Sıkı geçme bağlantılar, uygulamasının kolay olmasından ve konstrüksiyonunun da sağladığı avantajlardan dolayı tercih edilmektedir.

Göbek üst toleransının milin alt toleransından daha küçük olması sonucu, geçme yapıldıktan sonra, mil ve göbek arasında bir basınç meydana gelmektedir. Bu basınç, sürtünmenin ve buna bağlı olarak tork iletiminin temelini oluşturmaktadır. Bu basıncın (p) maksimum ne kadar olacağı ise kalın cidarlı basınçlı tüpler teorisine dayanarak hesaplanmaktadır [54], [55]. Geçme çapı (D_F), göbek dış çapı (D_G), içi boş miller için mil iç çapı (D_M), göbek elastik modülü (E_G), mil elastik modülü (E_M), göbek poisson oranı (V_G), mil poisson oranı (V_M) olarak ifade edilmiştir. Denklem (4.1)'de görülmektedir.

$$p = \frac{Z_{min}}{D_F \left[\frac{1}{E_G} \left(\frac{D_G^2 + D_F^2}{D_G^2 - D_F^2} + V_G \right) + \frac{1}{E_M} \left(\frac{D_F^2 + D_M^2}{D_F^2 - D_M^2} + V_M \right) \right]} \quad (4.1)$$

4.6.1. Sürtünmeli Sıkı Geçme Bağlantılarının Hesaplanması

Tork iletiminin gerçekleşmesi için mil ve göbek yüzeyleri arasında bir sürtünme kuvveti oluşması gerekir. Sıkı geçme bağlantısı ile bir torkun (T) iletilebilmesi için sürtünme katsayısı μ olan yüzeyler arasında bir basınç ve bu basıncın oluşabilmesi için minimum sıkılığın oluşması gerekir. Burada, gereken minimum yüzey basıncının (p_{min}) Denklem (4.2) oluşması için gerekli olan sıkılık Denklem (4.5), Z_{min} olmak üzere Denklem (4.3)'te göbek için K_G ve Denklem (4.4)'te mil için K_M katılık değerleri tanımlanmıştır.

$$p_{min} = \frac{Z_{min}}{\mu \cdot \pi \cdot D_F^2 l_F} \quad (4.2)$$

$$K_G = \frac{1}{E_G} \left(\frac{D_G^2 + D_F^2}{D_G^2 - D_F^2} + V_G \right) \quad (4.3)$$

$$K_M = \frac{1}{E_M} \left(\frac{D_F^2 + D_M^2}{D_F^2 - D_M^2} + V_M \right) \quad (4.4)$$

$$Z_{\min} = p_{\min} \cdot D_F (K_G + K_M) \quad (4.5)$$

Geçme bağlantılarında tork iletimleri esnasında oluşan basınç yüzeylere uyguladığı basınç ile malzemeyi yorup kırabilir. Bu nedenle malzemeye uygulanan basıncın emniyetli bir şekilde tork iletebilmesi için Denklem (4.6) eşitliği ortaya çıkacaktır. Tork iletimi için minimum yüzey basıncı ve göbek dış çapının boyutsal ölçüleri önemli yer teşkil etmektedir.

$$T = p_{\min} \cdot \pi \cdot D_F^2 l_f \quad (4.6)$$

Dobromitski ve arkadaşı, 1986 yılında eksenel yüklere maruz kalmış bir mil ve göbeğin aşınma yorgunluğuna maruz bırakarak gerilim dağılımını hesaplamıştır. Bu çalışmada hem kontak bağlantı hem de sürtünme nedeniyle oluşan kayma gerilme sonlu elemanlar metoduyla modellemişlerdir [56].

4.6.2. Sürtünmeli Sıkı Geçme Bağlantılarının Hesaplanmasında Deneysel Çalışma

Sıkı geçme bağlantılarında malzemenin özelliklerinden elastiklik modülü ve poisson oranı önemli bir yer teşkil etmektedir. Bu değerler kopma testleri ile ve litertürdeki bilgilerden yararlanılarak analiz programına hazırlanmış ve Çizelge 4.7’de ve Çizelge 4.8’de verilmiştir. Bu deneysel çalışmada salıncak denge kolunun üzerinde iki adet burç bulunmaktadır. Burçların çap ölçüleri en küçük ve en büyük toleransta olacak şekilde analize tabi tutulmuştur. Analiz sırasında ise bu iki çap ölçüsü arasında temas yüzeylerinde sürtünme katsayıları literatürden bulunarak [57] veri olarak programa girilmiştir. Çıkma kuvveti testinden çıkan burçların deforme olmayan kısımlarından yüzey pürüzlülüğü ölçülerek çıkma kuvvetleri ile çizelge haline getirilerek aralarındaki ilişki açıklanmıştır.

4.6.3. Sıkı Geçme Bağlantılarının Hesaplanmasında Deneysel Veriler

Salıncak burçlarının analizine geçmeden önce Teknorot Otomotiv Ürünleri firmasında burçlar çaplama işlemine tabi tutulduktan sonra kumlama işlemine de tabi tutuldu. Daha sonra belirsiz geçme ve sıkı geçme şartlarını sağlayacak ölçülü olanları, burç ve

salıncak denge kolları pres kuvvetiyle birbirine montajlandı. Şekil 4.7 ve Şekil 4.8’de montajlı haldeki salıncak denge kolları görülmektedir.



Şekil 4.7. Kumlama işlemi yapılmış ve salıncaklara çakılmış burçlar (B_01).



Şekil 4.8. Kumlama işlemi yapılmış ve salıncaklara çakılmış burçlar (B_02).

Burçların çıkma testi sırasında burcun dış yüzeyinin pürüzlülüğünden dolayı salıncak gövde yuvalarında oluşan kazınmalar Şekil 4.9 ve Şekil 4.10’da görülmektedir.

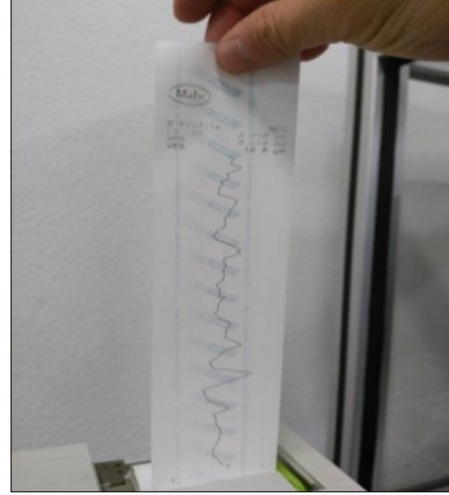


Şekil 4.9. Çıkma testinden sonra salıncak denge kolları yuvalarının genel görünüşleri.

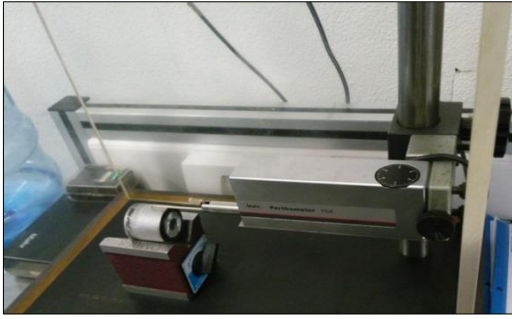


Şekil 4.10. Salıncak denge kolu yatağının burç çıkma testinden sonra yakın yüzey görünümü.

Çıkma işlemi gerçekleştirilen burçların ortalama yüzey pürüz derinlikleri ölçümü Mahr marka cihaz ile gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.11 ve Şekil 4.12’de ölçüm aşamaları görülmektedir.



Şekil 4.11. Çıkma testinden sonra pürüzlülük değerlerinin Mahr marka ölçüm cihazı ile ölçülmesi.



Şekil 4.12. Çıkma testi işleminden sonra pürüzlülük değerlerinin ölçülmesi.

Ölçümü yapılan burçların çıkma testi sırasında kayma yaparak çıkan yüzeylerinin pürüzlerinin ezildiği Şekil 4.13'te görülmektedir. Ezilen pürüzler burçları bir daha yerlerine takılarak kullanılmak istense bile eski çıkma kuvvetleri yakalanamayacağı için tekrar kumlama işlemine tabi tutulmadığı sürece kullanılamaz hale gelmiştir.



Şekil 4.13. Çıkma testinden sonra çıkan burçların yüzey pürüzlerinin ezilmesiyle parlayan görünümleri.

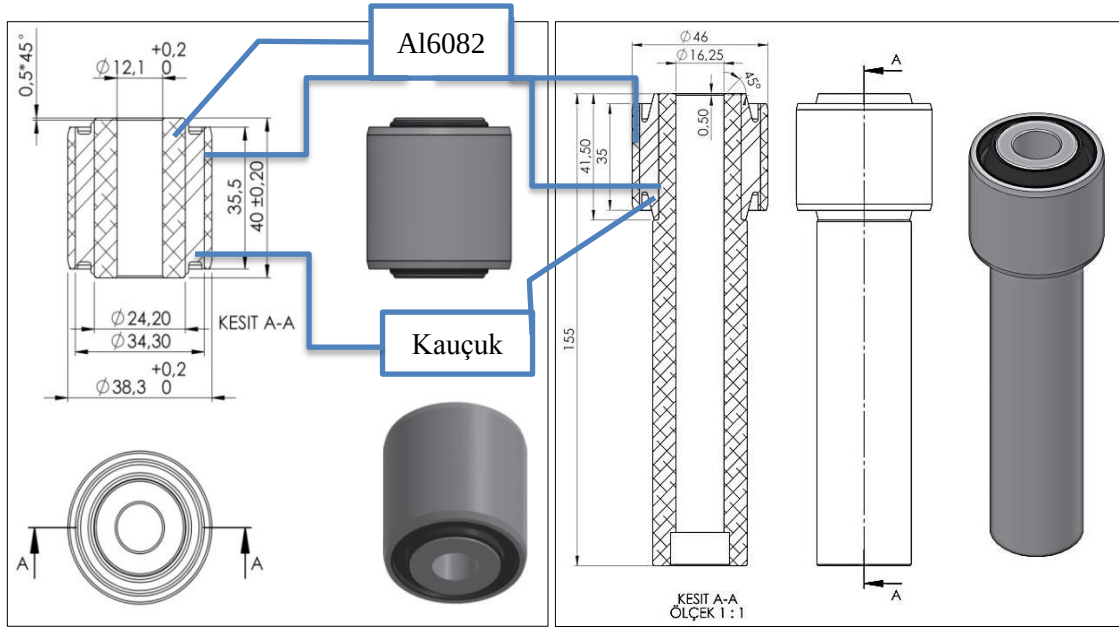


Şekil 4.14. Ölçülen pürüzlülük değerleri.

Ölçülen pürüzlülük değerleri Şekil 4.14'teki çıktılarda görülmektedir. Bu değerler Çizelge 4.15'te ve Çizelge 4.16'da belirtilmiştir.

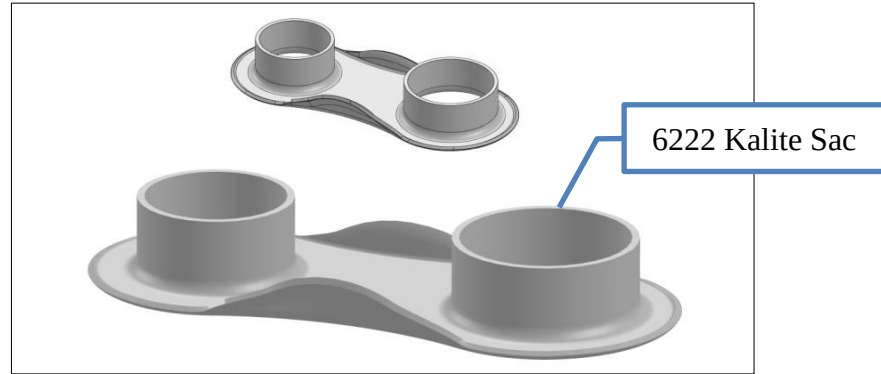
4.6.4. Programında Salıncak ve Burçların Tasarlanması

Kullanılan yerler ve görevleri itibariyle farklı alt bileşenler içerebilen ve çeşitli geometrilere sahip olabilen burçlar, temel itibariyle iç burç, dış burç ve burçların arasını dolduran kauçuk malzemeden oluşan tek katmanlı burçlardır. Şekil 4.15'te görüldüğü gibi analiz için tasarımı yapılmıştır. Her sıklılık değerine uygun çap için model yenilerek analize alınmıştır.



Şekil 4.15. Üretilen ve testlerde kullanılan kauçuk-metal burç kesit görünümü ve boyutları.

Şekil 4.15'teki burçlar, Şekil 4.16'daki tasarımı yapılan salıncak denge kolu parçası üzerine takılarak analizi yapılacaktır.



Şekil 4.16. Analizde kullanılacak sac salıncak denge kolunun teknik resmi ve katı modeli.

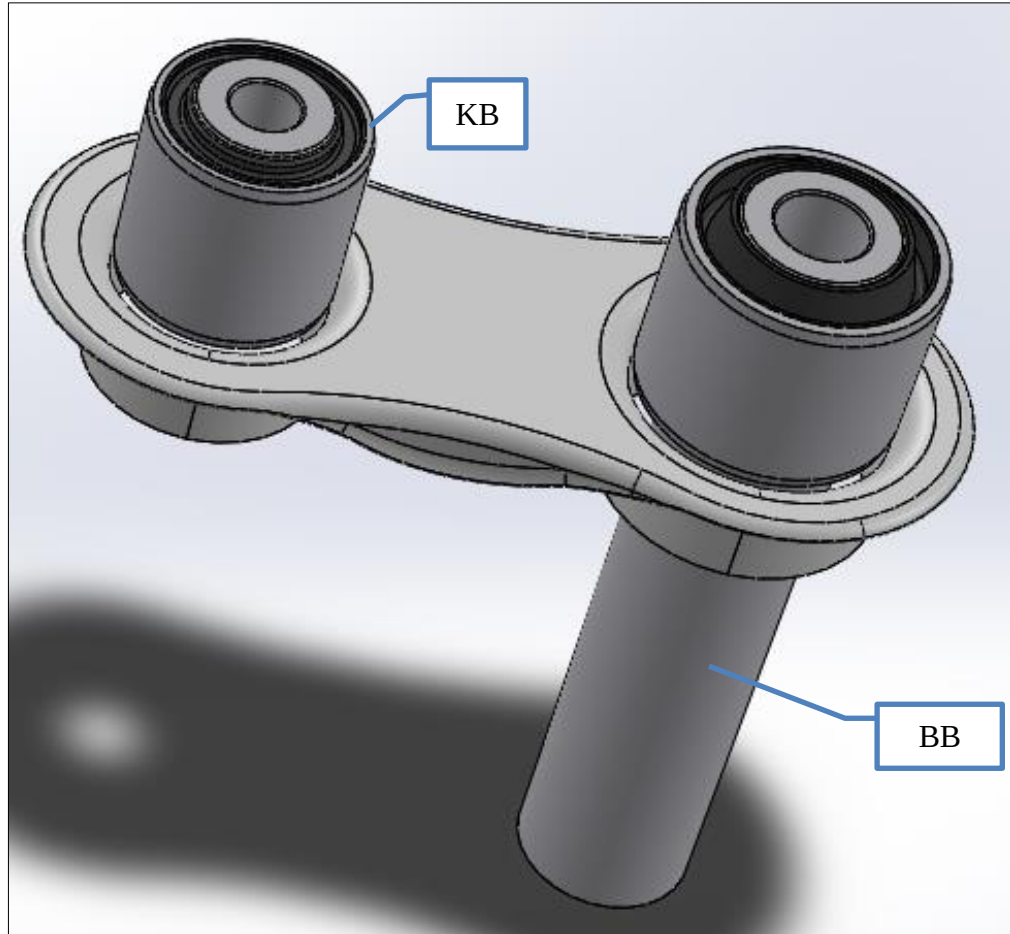
Tasarım programında hazırlanan modellerin analizlerde ki sonuçlarını ayırt etmek için analiz ortamında kullanılan salıncak denge kolu ve burcun çapı oluşturulan analize isim olarak verilmiştir. Bunlar ISO Delik Toleransları (ISO 286-2) tolerans tablosuna göre düzenlenmiştir. Tabloda 30-50 çapları arasında H7 toleransı en küçük ölçüsü 0, en büyük ölçüsü 0,025 mm olarak okunmaktadır. Burçlar için ise mil toleranslarından m6,s6,u6 ve z9 için gövde ile arasında olan sıkı geçme şartları oluşturulmuştur. Bu toleranslar sonucunda oluşan maksimum ve minumun sıkılık ölçüleri Çizelge 4.13'te

verilmiştir. Çizelge 4.6’da ise analizde kullanılan kodlamaların anlamları verilmiştir. ‘KB’ Küçük burç ve ‘BB’ ise büyük burç anlamına gelmektedir.

Çizelge 4.6. Burç ve salıncak kod ve çap örnekleri.

Kod	Burç Çapı (mm)	Salıncak Çapı (mm)
KB_H7-s6 38 38059 maks	38,059	38,0
BB_H7-s6 46 46059 maks	46,059	46
KB_H7-s6 38025 38059 min	38,059	38,025
BB_H7-s6 46,025 46059 min	46,059	46,025

Sac salıncak denge kolunun üzerine iki burcun montajı Şekil 4.17’de görüldüğü gibi tam montaj haline getirilmiştir.



Şekil 4.17. Analiz öncesi burçların salıncak denge kolu üzerinde duruşu.

Burç yapımında kullanılan metalik malzemeler boru şeklinde olup dışta ve içte olmak üzere iki adettir. Teknorot Otomotiv Ürünleri firmasında çoğunlukla St37 ve Al6082 benzeri alaşımlı metallere üretilen dikişli dış boru herhangi bir ısıtılma işlemine tabi tutulmuyor. Analizde kullanılan malzemeler için programa veri olarak girilen gerilmeler için çekme testleri de yapılmıştır. Çekme testinin laboratuvarlarda elde edilen sonuçların tekrarlanabilirliği için boyutlar standartlaştırılmıştır. Mekanik özelliklerini belirlemek için standart çekme çubuklarından et kalınlığı 2-3 mm, genişliği 12,5 mm olan dış boru malzemeleri, iç boru ve gövde malzemeleri kopma testlerine tabi tutulmuştur. Mekanik değerleri Çizelge 4.7 ve Çizelge 4.8’de verilmiştir.

Kesme kalıbıyla kesilen numuneler çekme deneyine tabi tutulmuştur. Çekme deneyi akma mukavemeti, elastik modül ve süneklikle ilgili bilgi verir. Kopma enerjisi, malzemenin süneklik ve tokluğunun bir ölçüsüdür. Süneklik, sıcaklıktan öncelikle etkilenir. Bu etkinin şiddeti, malzemenin kristal yapısına bağlıdır. Numunedeki elastik şekil değişimi, akma, boyun verme ve kopmayı gösteren kuvvet uzama eğrisi mühendislik gerilim, şekil değişimi eğrisi, kuvvet-uzama eğrisiyle benzer şekildedir. Şekil değişimini ölçmek için extensometre kullanılır.

Test sırasında extensometrenin bağlandığı çubuk numunesi kopana kadar çekilir ve kopma gerçekleştikten sonra ölçüm bitirilerek ölçüm sonuçları alınır.

Çizelge 4.7. Dış borunun mekanik özellikleri.

Malzeme Cinsi	Çekme Dayanımı (MPa)	Çekme Uzaması (mm)	(0.2%) Akma Dayanımı (MPa)	Kopma Uzaması (mm)
ST 37 [58]	360	3.26	235	7.82
Al 6082 [59]	203	1.67	185	9.65
	196	3.14	153	4.48

Çizelge 4.8. Salıncak malzemesinin mekanik özellikleri.

Malzeme Cinsi	Çekme Dayanımı (MPa)	Çekme Uzaması (mm)	(0.2%) Akma Dayanımı (MPa)	Kopma Uzaması (mm)
6222	247	11.44	156	18.95
[60]	235	13.20	148	24.06
6224	257	9.37	213	15.26
[60]	302	8.92	189	18.24

4.6.5. Montaj Modelinin Analizinin Hazırlanması

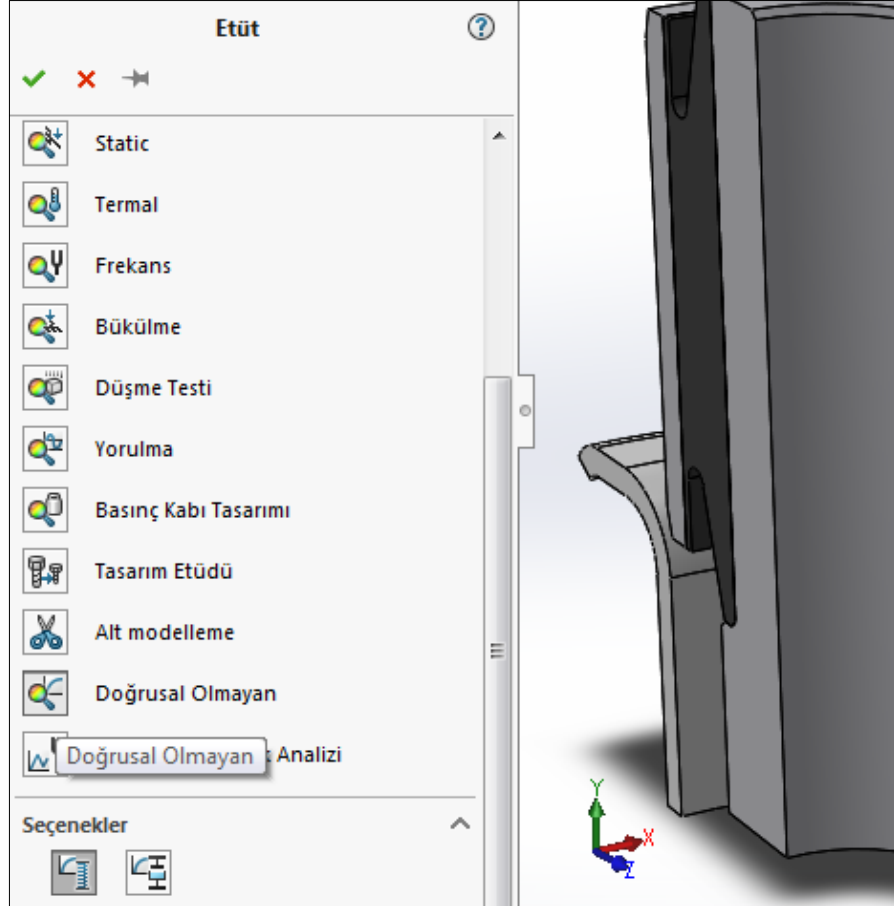
Sonlu elemanlar analizinde, incelemeye alınacak olan burç ve salıncak denge kolunun bilgisayar ortamında ayrı ayrı ölçülerinde modellemeleri yapıldı. Tüm model, matematiksel olarak anlamlı daha basit geometrik elamanlara (mesh) (parçalara) bölündü.

Modelde elemanlar birbirlerine “düğümlemlerle” bağlı olup değişik geometrik şekillerde olabilir. Düğümler aracılığıyla, bir elemandaki fiziksel değişiklik diğer elemanlara da yansır. Kuvvet dağılımı hesaplaması, yapının tamamı yerine, her eleman için ayrı ayrı bulunacağından dolayı daha hassas bir analiz için eleman sayısı çoğaltılabilir. Böylece boyutları belirlenmiş bir modelde, yazılımlar ile belirlenen şiddet, yön ve alandaki kuvvet uygulamasına bağlı olarak ortaya çıkan stresler (gerilimler), strain (gerinimler) ve yer değiştirmeler (deplasman) ölçülebilmektedir. Sonlu elemanlar analiz yönteminin diğer yöntemlere göre birçok avantajları vardır; karmaşık geometriye sahip katı cisimler modellenabilir, gerçekçi malzeme kabulleri ile gerçeğe yakın model yazılımlar aracılığıyla oluşturulabilir, istenilen sayıda değişik malzeme ile farklı modeller oluşturulabilir, gerilme dağılımı ve yer değiştirmeleri hassas bir şekilde elde edilebilmektedir. Uygulanan kuvvetlerin, malzeme özelliklerinin, geometrinin kolayca değiştirilmesi ile analizin kolayca ve tekrarlanabilir olarak yapılabilmesi mümkün hale gelmiştir.

Tersine mühendislik ile tam ölçülerine göre üç boyutlu tasarımı Solid Works programı ile oluşturulan sac salıncak denge kolunun birimleri programa simülasyon belge ayarı olarak girilen değerleri, metrik sistemde; uzunluk mesafeleri milimetre, sıcaklık celsius, açısal hız radyan/saniye, basınç/gerilim ise megapaskal (newton/milimetrekare) olarak belirlenmiştir. Simülasyon etüdü oluşturulurken analiz tipi statik, mesh tipi katı mesh,

termal etki sıfır gerilimde iken 25 °C olarak ayarlanmıştır.

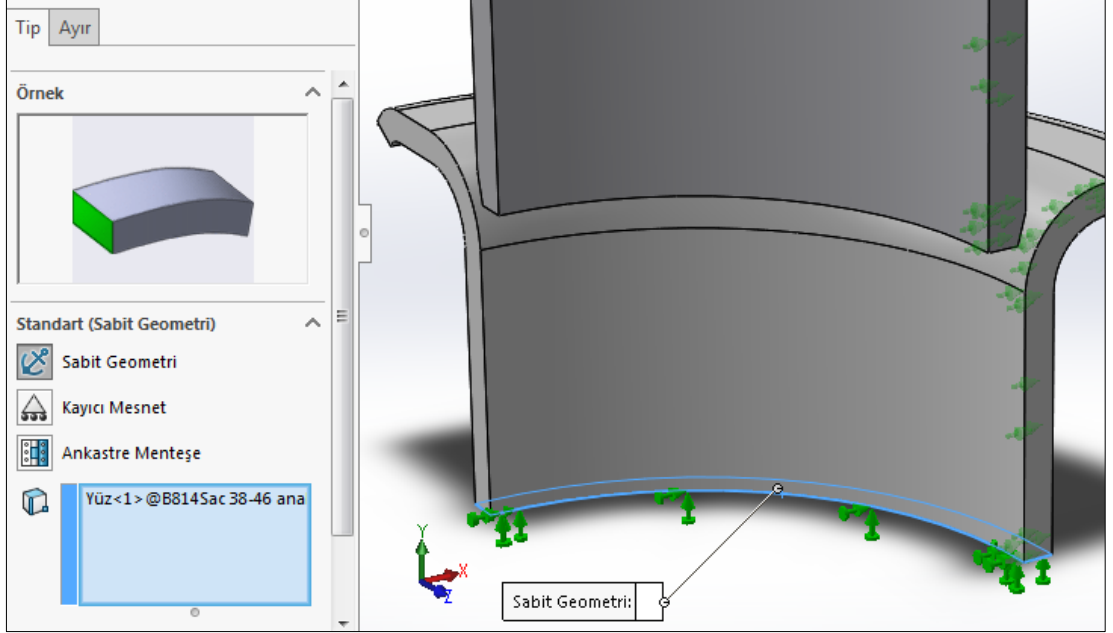
Programda yeni analiz etüdü oluştur komutuyla açılan sayfada doğrusal olmayan statik analiz tipi seçilir ve ismi girildikten sonra onay verilerek analiz ortamı oluşturulur. Şekil 4.18’de analiz tipi seçimi görülmektedir.



Şekil 4.18. Analiz tipinin seçilmesi.

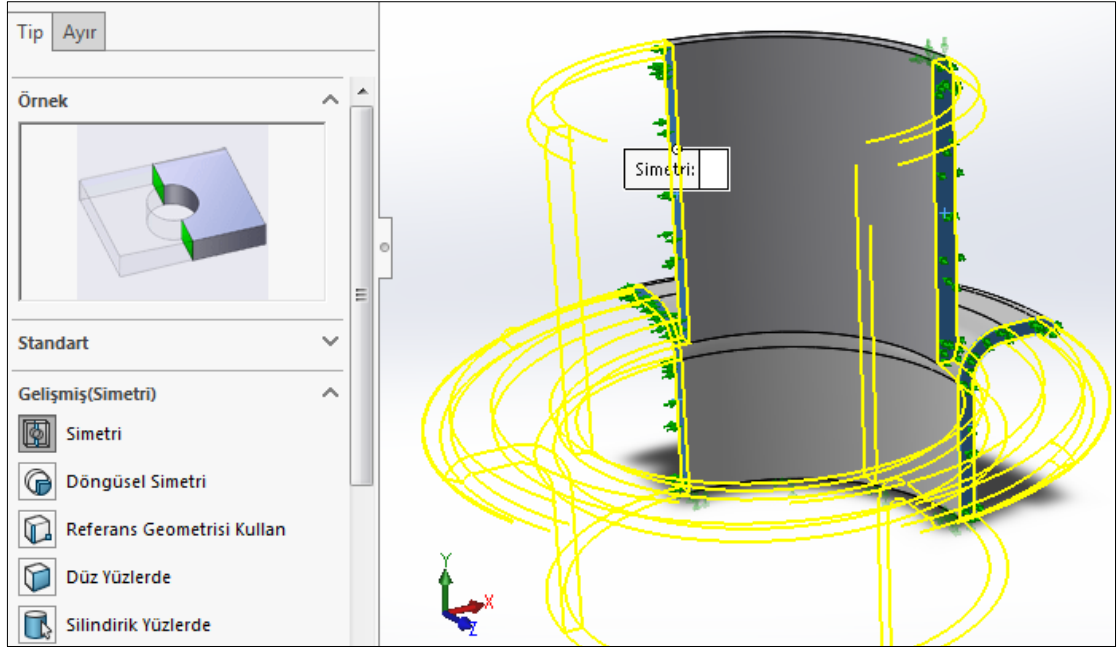
Analiz ortamı kurulduktan sonra sırasıyla aşağıdaki işlemler yapılmaya devam edilir. İlk olarak modelde temas seti; birbirine temas eden yüzeyler seçilir. Ardından iki yüzey arasındaki sürtünme katsayısı aynı açılan pencerede girilir. Şekil 4.19’da temas seti parametresi seçimi görülmektedir.

Araç üzerinde montajlanan burçları tutan salıncak denge kolu sabit olarak bulunmaktadır. Analiz ortamında da sabit halde tanımlamak için Şekil 4.21’de de görülen fiktür seçimleri parametrelerinden sabit geometri seçilir. Daha sonra burcun zorlanma yönüne dik olacak şekilde salıncak denge kolunun taban yüzeyi seçilir. Seçimin yapılması Şekil 4.21’de görülmektedir.



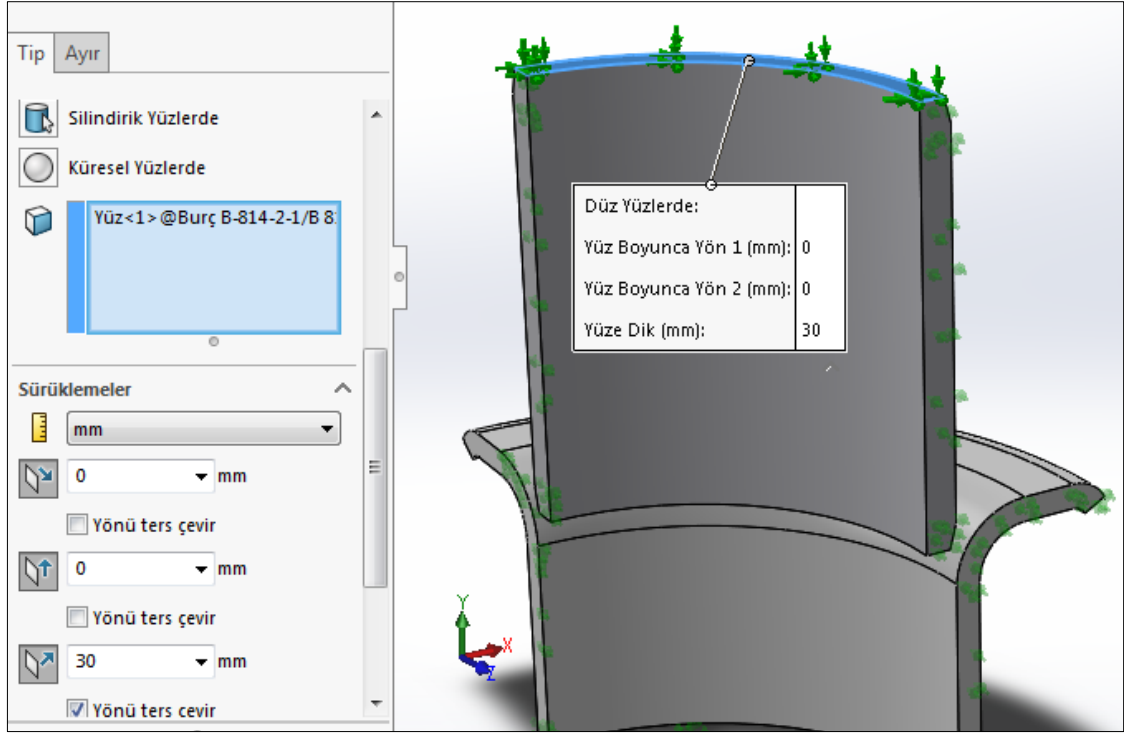
Şekil 4.21. Sabit yüzeyin seçilmesi.

Daha sonra yine fiktür seçimlerinden gelişmiş fiktürler seçilerek parametreler sayfası açılır. Burada analizin kolay yapılabilir olması açısından simetri seçimi yapılarak gövde de simetrik olan yüzeylerin seçimi yapılarak onay verilir. Şekil 4.22’de simetrik yüzeylerin seçimi görülmektedir.



Şekil 4.22. Simetri yüzeylerinin seçilmesi.

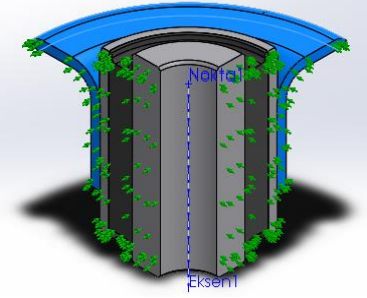
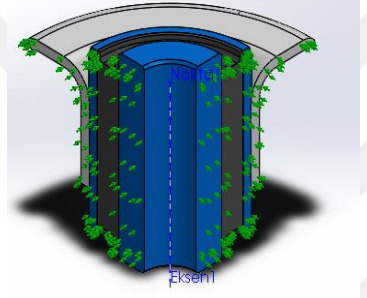
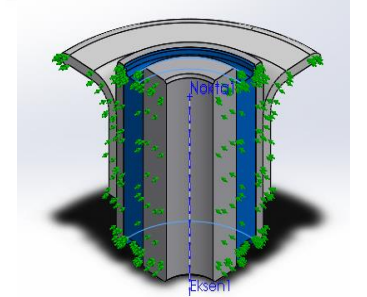
Ardından yine gelişmiş fıkstürler seçimi yapılarak, açılan pencerede uygunacak kuvvet ve yönlerinin seçimi için düz yüzeyler seçimi yapılır. Burada salıncak denge kolundan geçecek olan burcun üst düz olan yüzeyi seçilir. Bu yüzey gerçek testler sırasında burcun çıkma kuvvetinin ölçümü için kullanılan, kuvvet uygulanarak burcun gövdeden çıkarıldığı yüzeydir. Seçim tamamlandıktan sonra mm ölçü birimli olarak x,y, ve z doğrultuları için ölçü tanımlama satırları seçilir. Burada burcun hareket edeceği yöne 30 mm hareket edeceği yazılarak analizin çalışma stratejileri belirlenmiş olur. Şekil 4.23'te yüzeyin seçimi kuvvetin doğrultusu ve ölçü miktarları görülmektedir.



Şekil 4.23. Düz yüzlerde kuvvet oluşturulması ve hareket yönlerinde ölçü tanımlanması.

Daha sonra modelin malzeme içerikleri girilir. Burçların dış boru ve iç boruları Al 6082 olan malzeme kullanılmaktadır. Kauçuk malzemesi için ise 60-70 Shore A sertliğine sahip kauçuk kullanılmaktadır. Kauçuğun mekanik dayanımı için araştırmalar literatürden yapılmıştır. Yoğunluğu, akma dayanımı, metalden kopma şartları 4.4 başlığı altında incelenmiştir. Çizelge 4.9’da ise gerilme analizi için programa girilen mekanik değerler verilmiştir.

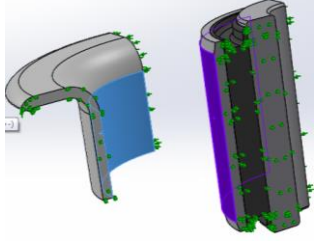
Çizelge 4.9. B denge kolunun K-1 ve K-2'nin mekanik özellikleri.

Model Referansı	Özellikler
(B Sac-Denge Kolu Sacı) 	Ad: 6222 DIN EN 10 111-1998 StW 22 Akma mukavemeti: 152 N/mm^2 [60] Çekme mukavemeti: 440 N/mm^2 Elastik modül: 210.000 N/mm^2 Poisson oranı: 0,28 Kütle yoğunluğu: $7,6 \text{ g/cm}^3$
(Burç B -3a-Burç İç Malzemesi), (Burç B -3c- Burç Dış Malzemesi) 	Ad: al 6082 Akma Mukavemeti: 270 N/mm^2 [59] Çekme Mukavemeti: 330 N/mm^2 Elastik modül: 72.000 N/mm^2 Poisson oranı: 0,33 Kütle yoğunluğu: $2,7 \text{ g/cm}^3$ Yırtılma modülü: 25.800 N/mm^2
(Burç B -3b-Kauçuk Malzemesi) 	Ad: Salıncak Burç Kauçuğu (80%Smr+20%Sbr) Çekme Mukavemeti: $4,013 \text{ N/mm}^2$ Elastik modül: $1,335 \text{ N/mm}^2$ [61] Poisson oranı: 0,495 Kütle yoğunluğu: $0,9 \text{ g/cm}^3$

Kuvvet tanımlamaları çekme testleri ile belirlenen ve literatürde [62] bulunan değerlerden de faydalanılarak programa girilmiştir.

Malzeme tanımlamaları girildikten sonra Çizelge 4.10'da görülen temas seti-1'de burç ile sac salıncak arasında temas çifti ayarı iki yüzey arasında yapılmış ve sürtünme değeri veri olarak olarak Şekil 4.20'deki değer kutusuna girilmiştir. Temas seti yüzeyleri için kullanılan gövdeler için ise bileşenin teması yapılarak burcun üç parçası kendi içerisinde sürtünmesiz hale getirilmiş ve tek parça olarak tanıtılmıştır. Dolayısıyla analiz sırasında uyumlu mesh olarak işlem görecektir. Salıncak denge kolu gövdesi sacı da tek parça olarak bulunmaktadır.

Çizelge 4.10. Salıncak denge kolunun KB ve BB'nun temas ve birleşim temas seti.

Temas	Temas Resmi	Temas Özellikleri
Temas Seti-1		Tip: Temas çifti Objeler: 2 yüzler Sürtünme Değeri: 0.3 ve 0,61 Gelişmiş: Yüzeyden yüzeye

4.6.6. Sonlu Elemanlar Yönteminin Kullanılması

İleri işlemci yeteneği ve hesaplama hızına sahip süper bilgisayarların gelişmesi, sonlu elemanlar teknolojisi ve bu alanda kullanılan yazılım paketlerinin de gelişmesine neden olmuştur. Bu tip bilgisayarların özelliklerinden tümüyle yararlanabilmek için paralel sayısal algoritmalar ve programlama dilleri geliştirilmiştir. Sonlu eleman analiz yazılımları arasında lineer (doğrusal), non-lineer (doğrusal olmayan), implicit (kapalı sonlu) ve explicit (açık sonlu) olma yönünden farklılıklar vardır. Metal destekli uygulamalarda farklı mekanik özelliklere sahip iki materyalin mekanik, kimyasal ısısal ve estetik açıdan birbiri ile uyumlu olması gerekir.

Sonlu Elemanlar Stres Analiz Yöntemi (Finite Element Analysis – FEA) Sonlu eleman analizi, yapısal mühendislik problemlerinin çözümünde yıllardan beri, sayısal çözümleme amacıyla kullanılmaktadır. Bu yöntem ilk defa 1960'ların başında havacılık ve uzay endüstrisindeki yapısal problemlerin çözümü için geliştirilmiş ve o zamandan beri statik analiz, akışkanlar mekaniği, ısı transferi, elektromanyetik analiz ve akustik gibi pek çok alanda kullanılmaktadır. Karmaşık geometrilerin analizinde kullanılan sonlu elemanlar yöntemi ile bir yapının, bir, iki veya üç boyutlu analizi sayısal olarak yapılabilir. Sonlu Elemanlar Analizi (SEA), bilgisayar tabanlı olup çeşitli mekanik problemlere kabul edilebilir bir yaklaşımla çözüm arayan bir sayısal çözüm yöntemidir [63].

Simülasyon sırasında temas yüzeyleri arasında sürtünme parametresi oluşturulmuştur. Sürtünme parametresi için programda 0 (sıfır) ile 1 (bir) arasında değer girilebilmektedir. Parametre sıfıra doğru gittikçe sürtünme azalmaktadır. Bir'e yaklaşma ile kayma azalarak durmaya başlamaktadır. Literatürden alüminyum ve

elik arasında ki sürtünme katsayısı bulunmuştur. Bulunan bu sürtünme katsayısı burç ile salıncak denge kolu arasında herhangi bir yağlanma, boya gibi işlem olmadığında bulunan değerdir. Sürtünmeyi azaltan etkileri değerlendirmek için alüminyum ve elik arasında ki değerin yarısı alınarak ikinci analizler bütün tolerans değerleri için yeniden çalıştırılmış ve sonuçlar alınmıştır.

Bu değerler tasarım programında kullanılarak analizler çalıştırılmıştır. şekil 4.24'te analizi yapılan salıncak denge kolunun motajlı ve gerçek görünümü görülmektedir.



şekil 4.24. Analizi yapılan salıncak denge kolunun tasarlanan görünümü.

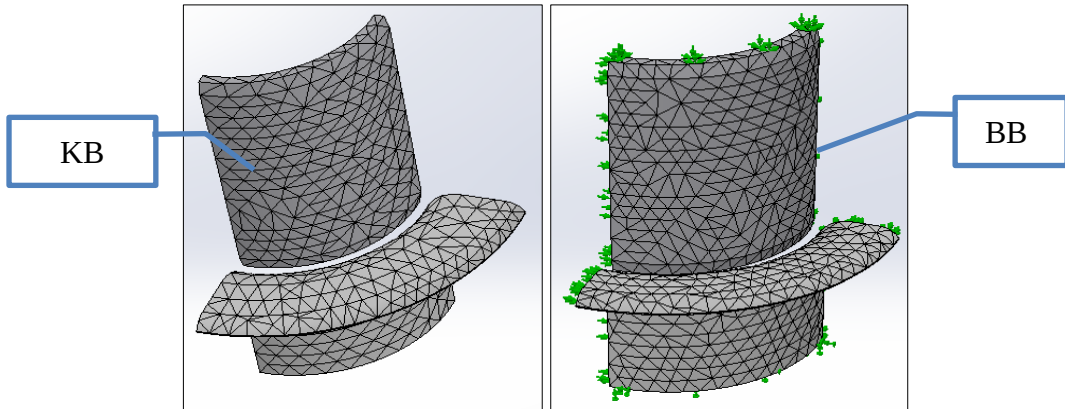
Solid Works programında yapılan analiz sırasında Ağ rgs (Mesh) ataması yapılmıştır. Mesh metodu Solid Works yazılımında unsur ağacında mesh oluştur ile açılan özellikler bölümünde kalın veya ince ayarlı, standart, eğrilik tabanlı mesh, karışık eğrilik tabanlı mesh, ölçüleri ve kenar adedi seçilebilir haldedir. Oluşturulan KB kodlu tam simetrik burçta ise katı mesh, eğrilik tabanlı, jakoben (şekli bozulmuş eleman) nokta seçimiyle 4 noktalı, maksimum 3 mm, minumum 0.6 mm eleman boyutlu, matematiksel modeli de 7679 düğüm noktalı, 3855 elemanlı olarak atanmıştır. şekil 4.25'te mesh modeller görülmektedir.

Çizelge 4.11. Mesh bilgisi.

Mesh tipi	Katı Mesh
Kullanılan Meshleyici:	Eğrilik tabanlı mesh
Jakoben noktalar	4 Noktalar
Maksimum eleman boyutu	3 mm
Minimum eleman boyutu	0.6 mm
Mesh Kalitesi Grafiği	Yüksek
Uyumsuz meshli başarısız parçaları yeniden mesh edin	Kapalı

Çizelge 4.12. Detaylı mesh bilgisi.

Toplam Düğüm	7679
Toplam Elemanlar	3855
Maksimum En Boy Oranı	42.663
En-Boy oranı < 3 olan elemanların % oranı	89.1
En-Boy oranı > 10 olan elemanların % oranı	4.54
Şekli bozulmuş elemanların (Jakoben) % oranı	0
Mesh tamamlama süresi (sa;dk;sn):	00:00:01



Şekil 4.25. B_01 Kodlu salıncak denge kolunun KB ve BB kodlu burç ve sac salıncağın sonlu elemanlar statik analizi için matematiksel modeli.

4.6.7. Von Mises Gerilim Analizi

Von mises gerilme kriteri, malzeme üzerindeki yüklerin emniyet katsayısıyla olan ilişkisiyle ilgilidir. Maksimum von mises gerilim kriteri, aynı zamanda yırtılma-enerji teorisi ya da Maksimum bozulma enerjisi teorisi olarak da adlandırılan Von Mises-

Hencky teorisine dayalıdır. Von mises gerilmesi, malzemeye uygulanan yük sonucunda eksenel gerilimlerin karelerinin toplamının yarısı artı her bir yüzeydeki kayma gerilmelerinin kareleri toplamının 3 ile çarpımının karekökü olarak ifade edilmektedir.

Yani kısaca malzemeye uygulanan yüklerin, malzemenin geometrisi sonucu oluşturduğu eksenel alanlara bölünüp bulunan gerilmelerin ortalama bir değeridir.

Malzemenin akma gerilmesinin von mises gerilmesine bölümü ise emniyet katsayısını vermektedir. Von mises gerilmesinin sünek malzemeler için ifade edilen eşitliği Denklem (4.7)'de verilmiştir [64].

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ ana gerilimleri açısından von mises gerilimi şu şekilde ifade edilir:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{(\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_y)^2 + 6(\tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{xy}^2)}{2}} \quad (4.7)$$

Teori; von mises gerilimi, gerilim limitine eşit olduğunda bir sünek malzemenin belirli bir konumda akmaya başlayacağını ifade eder. Çoğu durumda akma mukavemeti, gerilim limiti olarak kullanılır. Bununla birlikte Solid Works yazılımı, nihai çekmeyi kullanmamıza ya da kendi gerilim limitinizi ayarlamamıza olanak sağlamaktadır. Denklem (4.8) ve (4.9)'da gerilme limitleri bağıntıları verilmiştir.

$$\sigma_{\text{vonMises}} \geq \sigma_{\text{limiti}} \quad (4.8)$$

Akma mukavemeti, sıcaklığa bağımlı bir özelliktir. Akma mukavemetinin bu belirtilen değeri, bileşenin sıcaklığını göz önünde bulundurmalıdır. Bir konumdaki güvenlik faktörü şu şekilde hesaplanır:

$$\text{Güvenlik Faktörü (FOS)} = \sigma_{\text{limiti}} / \sigma_{\text{vonMises}} \quad (4.9)$$

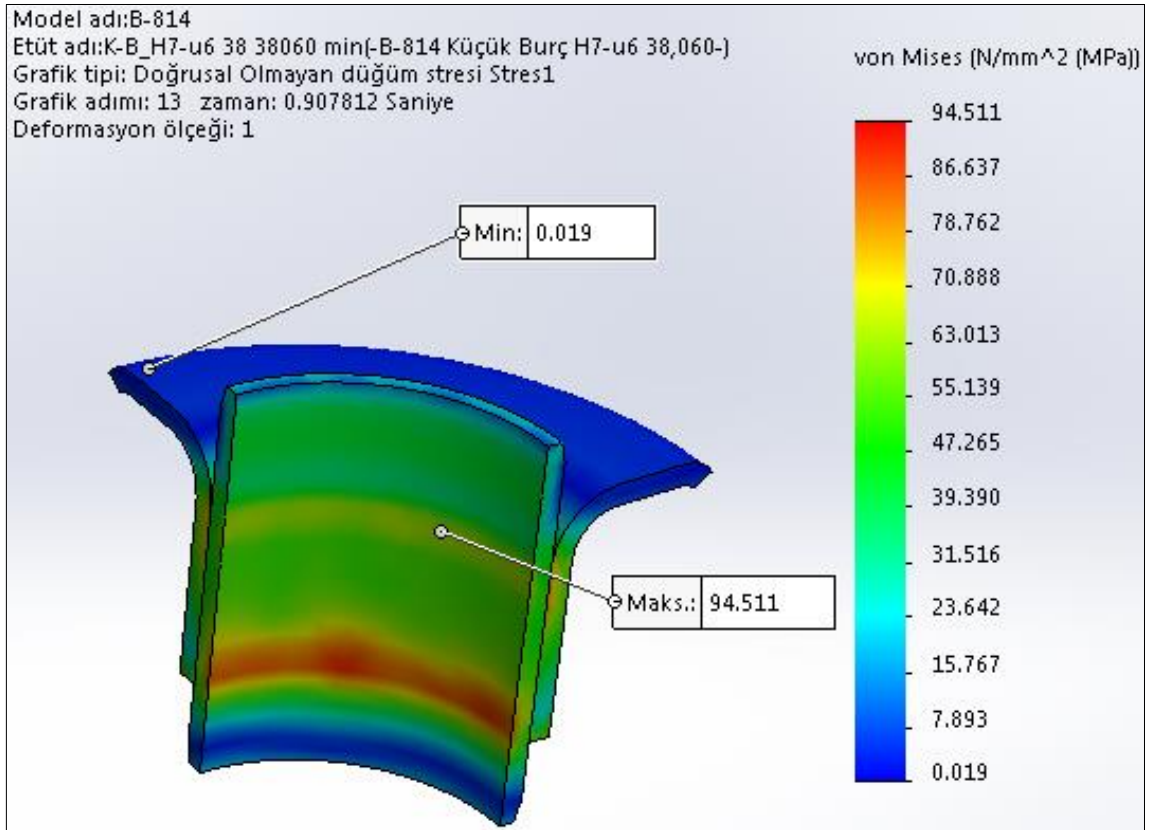
Genel olarak mühendisliki uygulamalarda emniyet katsayısının 3 ve üzeri değerler alması istenir. Emniyet katsayısının artması demek, akma gerilmesinin artması dolayısıyla buna sahip malzemelerin kullanılması demektir [64].

Tolerans tablolarından oluşturulacak analizler için maksimum sıkılık (S_{max}) ve minimum sıkılık (S_{min}) değerleri Çizelge 4.13'te verilmiştir.

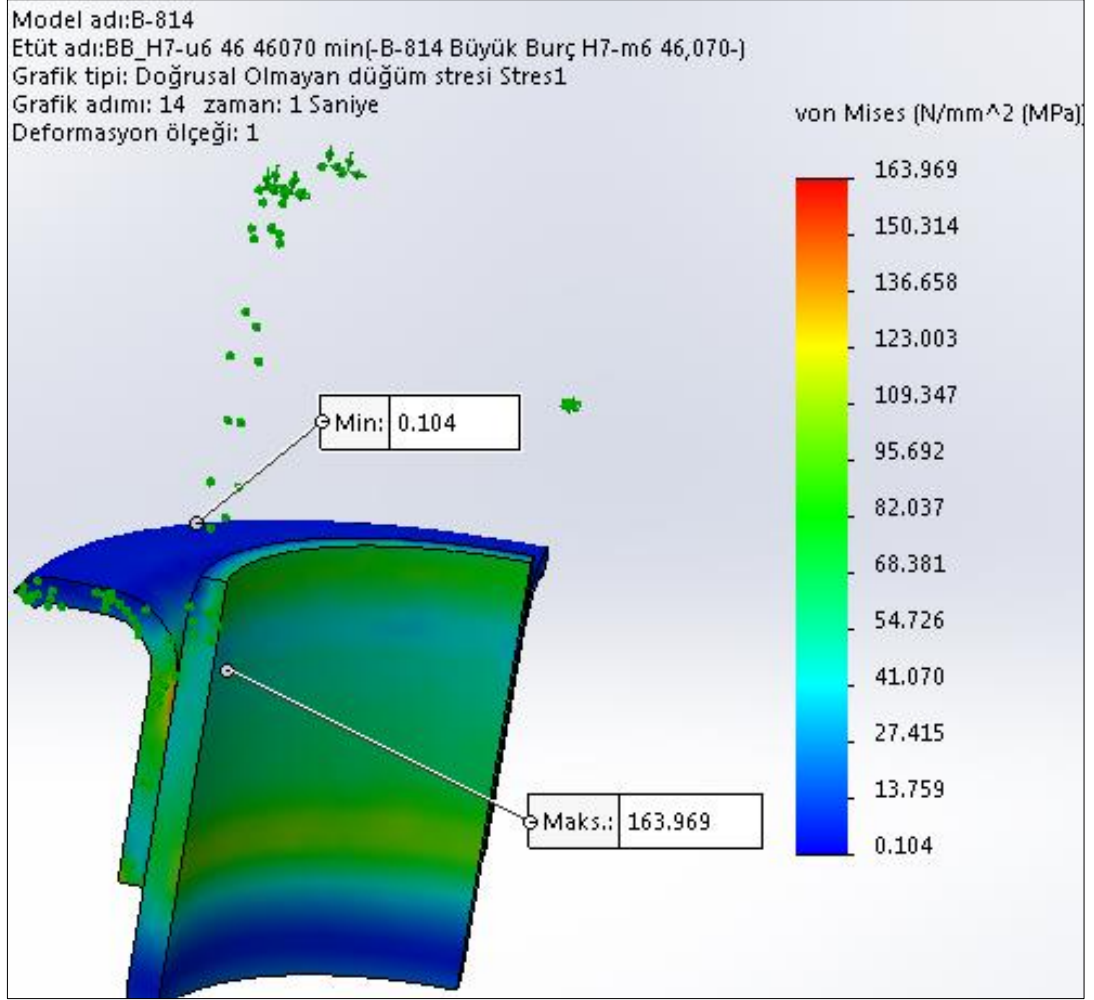
Çizelge 4.13. Salıncak denge kolu ve burç arasında oluşturulan sıkılık değerleri.

Tolerans		H7/m6		H7/s6		H7/u6		H7/z6	
Sıkılık (S(μ m))		S_{min}	S_{max}	S_{min}	S_{max}	S_{min}	S_{max}	S_{min}	S_{max}
Çap (mm)	38	16	25	18	59	35	76	87	179
	46	16	25	18	59	45	86	111	198

Analiz ile 38 mm ve 46 mm çapları için basınç ve gerilme sonuçları Solid Works programında yapılmıştır. Herbir sıkılık değeri için ayrı ayrı analiz yapılmıştır. Şekil 4.26 ve Şekil 4.27’de sıkı geçme analizi sonucu oluşan von mises gerilme sonucu örnek olarak gösterilmiştir.

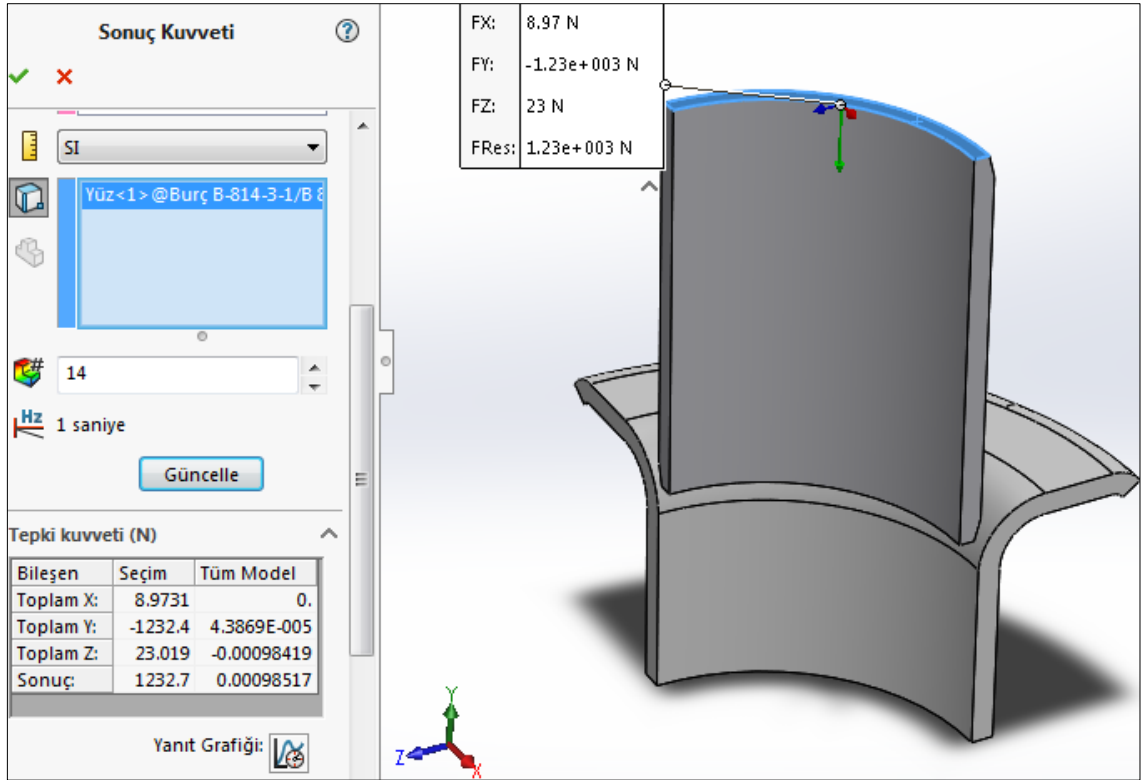


Şekil 4.26. 38,025 gövde ve 38,060 mm çaplı burcun 0,3 sürtünme katsayısı ile von mises gerilme sonucu.



Şekil 4.27. 46,025 gövde ve 46,070 mm çaplı burcun 0,61 sürtünme katsayısı ile von mises gerilme sonucu.

Şekil 4.28’de ise burçların yerlerine girmeleri için uygulanan basma kuvveti görülmektedir. Her analizde gerilme ve burcun yerine oturmasını sağlayan basma-tepki kuvveti ölçülmüştür. Sonuçları ise Çizelge 4.14’te görülmektedir.



Şekil 4.28. Burca uygulanan kuvvetin ölçülmesi.

Çizelge 4.14. Sürtünme ve toleranslara bağlı olarak gerilme ve basma yükü sonuçları.

Sürtünme Katsayısı →			0,3	0,61	0,3	0,61
Salıncak-Burç Toleransları ↓	Sonuç Değerler →		Von Mises Gerilmesi (N/mm ²)		Basma Yükü (N)	
H7/m6	ø38,025	ø 38,009	0	0	2,36	2,37
	ø38	ø 38,025	61,6	74,1	770,5	1643,1
	ø46,025	ø 46,009	0	0	5,27	5,27
	ø46	ø 46,025	67,7	79	864,4	1840,4
H7/s6	ø38,025	ø 38,043	45,94	55,09	565,56	1207,9
	ø38	ø 38,059	149,3	175,4	1805	3863,7
	ø46,025	ø 46,043	48,36	56,54	658	1396,6
	ø46	ø 46,059	157,1	182,8	2056,8	4357,1
H7/u6	ø38,025	ø 38,060	94,5	116,6	1232,4	2652,3
	ø38	ø 38,076	189,3	226,7	2369,6	5060,5
	ø46,025	ø 46,070	136,1	163,9	1844	3944,9
	ø46	ø 46,086	235	300	3077	7443,6
H7/z9	ø38,025	ø 38,112	227,6	278	3051,1	6596
	ø38	ø 38,174	434,1	411,8	5370,6	11565
	ø46,025	ø 46,136	317,8	370,4	4102,2	8681,7
	ø46	ø 46,198	583,4	727,9	8007,3	16986

Burçların çıkma testleri Şekil 4.29'da görüldüğü gibi presin yaptığı baskı kuvveti ile yerinden kaydırılarak çıkartılmaktadır, değerleri de dijital ekrandan okunmaktadır.



Şekil 4.29. Burç çıkma testi.

Teknorot otomotiv ürünleri firmasında yapılan burç çıkma testleri sonuçları Çizelge 4.15 ve Çizelge 4.16’da listelenmiştir.

Çizelge 4.15. B_01 Salıncak denge kolu burcu için kumlama sonucu oluşan pürüzlülük değerleri ve çıkma kuvvetleri.

Burç Numarası	Ölçülen Ortalama Pürüzlülük Değeri (μm) (Mikron)	Burcun Çıkması İçin uygulanan Kuvvet (N)(Newton)
1	3.839	2247.5
2	2.928	2396.50
3	2.906	1853.14
4	2.804	1803.30
5	2.376	2059.93
6	2.172	2519.86

Çap eşleşmesi ve silindiriklik şekil toleransı doğru çap ölçülerinde yapılan parçaların çıkma test sonuçlarına göre Çizelge 4.15 ve Çizelge 4.16’da sarı renkle işaretlenmiş

değerlerde olduğu gibi artan yüzey pürüzlülüğünde çıkma kuvvetleri de yükselerek devam ettiği görülmüştür. Bu durum pürüzlülüğün derinliğinin artmasıyla yerinden çıkma kuvvetinde arttığı görülmektedir.

Diğer salıncak denge kolu olan B_02 içinde çıkma testleri uygulanmış ve Çizelge 4.16'da bu durumu yeniden teyit eder nitelikte olduğu görülmüştür.

Çizelge 4.16. B_02 salıncak denge kolu için kumlama sonucu oluşan pürüzlülük değerleri ve çıkma kuvvetleri.

Burç Numarası	Ölçülen Ortalama Pürüzlülük Değeri (μm) (Mikron)	Burcun Çıkması İçin uygulanan Kuvvet (N)(Newton)
1	2.816	560.56
2	2.666	1050.26
3	2.504	1508.06
4	2.403	1041.17
5	2.306	906.83
6	2.176	663.06
7	2.109	468.27
8	2.026	596.21
9	1.975	565.63
10	1.599	1167.78

Çizelge 4.16'da burç çıkma testi sonunda çap eşleşmesi sağlanmış olan B_02 kodlu salıncak denge kolu burçlarının sürtünme katsayıları azaldıkça çıkma yüklerinin de azaldığı görülmektedir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tezde genel olarak süspansiyon sistemleri tanıtıldıktan sonra, süspansiyon sisteminde kullanılan salıncak kolları üzerindeki burçların yerinden çıkma kuvvetleri üzerine çalışılmış, farklı toleranslarda oluşturulan sıkı geçme şartları ile farklı sürtünme katsayıları programa girilerek burcun yerinden çıkmasına neden olan etkiler incelenmiştir.

Burcun yerinden çıkmasına neden olan etkileri araştırmak için analiz ve testler yapılmıştır. Analiz, tolerans sınıflarına göre çap ölçülerinin minimum ve maksimum değerlerindeki ölçülerde yapılmıştır. Toleranslardan s6 sınıfına kadar milin 38 mm çapı için alüminyum çelik arasında olan çıkma kuvvetlerinin uygun olmadığı, 46 mm çapı için ise testlerde oluşan çıkma kuvvetlerine yakın değerlerde çıkmaya başladığı görülmüştür. Analizlerdeki gerilme sonuçlarına bakıldığında H7/u6 göbek-mil toleransının sınır olduğu görülmüştür.

Analiz sonuçlarının sayısal olarak sonuçlarına bakıldığında H7/s6 toleransında 38 mm göbek çapı 38,059 mm mil çapı ile maksimum sıkılık elde edilmiş ve yerine basılma kuvveti 1805 newton olarak bulunmuştur. Salıncak denge kolundan burcun çıkma kuvveti testleri sonuçlarına bakıldığında bu değer uygun olduğu görülmüştür. Gerilme değeri olarak da uygundur. Gerilme değerinin sınırı olarak analizi yapılan malzemelerin akma gerilmelerini geçen değer ise u6 toleransı ile ve 0,61 sürtünme katsayısıyla oluştuğu görülmektedir. Bu değerden sonra gövde veya burçta büzülmeler, kırılmalar veya kuvvet azalması görülebilir.

Çap eşleşmesi toleranslar dışına çıktığında ise yatak gövde malzemesinin deformasyonu olabileceği gibi basıncının düşeceği anlaşılmıştır.

Bu durumun üzerine temas basıncının yüksek olabilmesi için uygun malzeme ve sıkı geçme toleranslarına uyarak seçim yapmak uygun olacaktır. Ortalama yüzey pürüzlülük değerlerinin orta seviye derinliklere sahip olması da temas basıncının yüksek değerlerde kalmasını ve maliyeti düşük seviyelerde tutacağı anlaşılmıştır.

Mil-göbek geçme tasarımı yapılırken genellikle birim mil sistemi veya birim göbek sistemi kullanılmaktadır. Birim mil sistemi veya birim göbek sistemi dışındaki geçme

tasarımı yapıldığında yüzey pürüzlülüğü şekil toleransı korunup yüksek seçildiğinde çıkma kuvvetleri de yüksek çıkacaktır.

Döndürülerek çıkma işleminin çıkma kuvvetine etkisini incelenmiştir. Burcun gövdeye gireceği çaptaki pah, radyüs ve düz kenarlı olarak denenmiş ancak, dönme esnasında gövdeye çaprazlanarak girme eğilimine girdiğinden bu işlem başarısız olmuştur.

Burçların dış yüzeylerinin pürüzlülük miktarı orta ve kaba işleme yapıldığında çıkma yükü yüksek çıkacaktır.

6. KAYNAKLAR

- [1] D. Özcan, “Süspansiyon parametreleri optimizasyonu ve yarı-aktif eleman ile istenen pasif damper karakteristiklerinin elde edilmesi,” Yüksek lisans tezi, Makine Mühendisliği, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye, 2009.
- [2] A. P. N. Vivekanandan, A. Gunaki, C. Acharya, S. Gilbert, and R. Bodake, “Design, analysis and simulation of double wishbone suspension system,” *International Journal of Mechanical Engineering*, vol. 2, no. 6, pp. 1–7, 2014.
- [3] F. Pir, “Analysis of ride comfort characteristics using physical tests and virtual models,” *7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, Bursa, Türkiye, 2014, ss. 7.
- [4] D. Altıparmak, *Motorlu Araçlar Teknolojisi Süspansiyon Sistemleri*, 1.baskı, Ankara, Türkiye: Milli Eğitim Bakanlığı, 2013, ss. 151.
- [5] S. H. Thomke, “Simulation, learning and R&D performance: evidence from automotive development,” *Research Policy*, vol. 27, no. 1, pp. 55–74, 1998.
- [6] D. A. Mántaras, P. Luque, and C. Vera, “Development and validation of a three-dimensional kinematic model for the Mac-Pherson steering and suspension mechanisms,” *Mechanism and Machine Theory*, vol. 39, no. 6, pp. 603–619, 2004.
- [7] A. Hac, “Rollover stability index including effects of suspension design,” *Sae Technical Paper*, vol. SP-1656, no. 724, pp. 68-78, 2002.
- [8] A. Çavdar, “Taşıt kullanım karakteristikleri açısından az dönerlik (Understeer) ve aşırı dönerliğin (Oversteer) incelenmesi,” Yüksek lisans tezi, Makine Eğitimi Bölümü, Kocaeli Üniversitesi, Kocaeli, Türkiye, 2013.
- [9] J. S. Zhao, X. Liu, Z.-J. Feng, and J. S. Dai, “Design of an ackermann-type steering mechanism,” *Makine Mühendisliği Bilim Dergisi*, c. 227, s. 11, ss. 2549-2562, 2013.
- [10] A. Eskandari and O. Mirzadeh, “Optimization of a Mac-Pherson suspension system using the design of experiments method,” *Technology*, vol. 01, no. 724, pp. 10, 2006.
- [11] Otomobil Teknolojisi. (2019, 07 Aralık). *Süspansiyon sistemi nedir?* [Online]. Erişim: <https://bilgihanem.com/suspansiyon-sistemi-nedir-nasil-calisir/>.
- [12] M. E. Emekli, “Hafif ticari bir araç için yarı aktif süspansiyon sistemi tasarımı,” Yüksek lisans tezi, Makine Mühendisliği, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye, 2008.
- [13] Yay İmalatı. (2018, 15 Mart). *Yaprak yay* [Online]. Erişim: <http://www.yayimalati.web.tr/yaprak-yay>.
- [14] Çeviker Otomotiv. (2018, 17 Mart). *Amortisör ve helezon yayı* [Online]. Erişim: <http://www.cevikeroto.com/amortisoropel>.
- [15] Y. Putgöl and D. Altıparmak, “Taşıt süspansiyon sistemi çeşitleri ve ön düzen

- geometrisine etkileri,” *Journal of Polytechnic Digital Object Identifier*, vol. 19192, no. 10, pp. 195-202 2016.
- [16] D. Altıparmak, *Motorlu Araçlar Teknolojisi Süspansiyon Sistemleri*. 1.Baskı Ankara: Türkiye: Milli Eğitim Bakanlığı, 2007.
- [17] T. Diesel. (2019, 09 Ocak). *Hidropnomatik süspansiyon sistemleri* [Online]. Erişim: <https://tdiesel.ru/tr/hydropneumatic-suspension-the-device-and-principle-of-operation-of-hydropneumatic-suspension-hydractive.html>.
- [18] Y. Putgül and D. Altıparmak, “Taşıt süspansiyon sistemi çeşitleri ve ön düzen geometrisine etkileri,” *Journal of Polytechnic Digital Object Identifier*, vol. 19192, no. 10, pp. 195–202, 2016.
- [19] Bilgiustam. (2018, 22 Mart). *Süspansiyon sistemi nedir? Nasıl çalışır?* [Online]. Erişim: <http://www.bilgiustam.com/suspansiyon-sistemi-nedir-nasil-calisir/>.
- [20] Mekanik Dünyası. (2018, 24 Şubat). *Süspansiyon sistemi nedir?* [Online]. Erişim:<https://mekanikdunyasi.wordpress.com/2014/11/02/suspansiyon-sistemi-nedir-nasil-calisir/>.
- [21] L. Unkoo and A. Byeongeui, “A method to analyze "The imaginary kingpin axis" in multi-link type suspension systems,” *Sae Technical Paper Series*, 2018, no. 412, pp. 9–26.
- [22] Xt Sprins. (2017, 06 Aralık). *Mac-pherson süspansiyon sistemi* [Online]. Erişim:<http://xtsprings.com/blog/macpherson-bagimsiz-suspansiyon-sistemi-nedir/>.
- [23] O. R. Adetunji, P. O. Aiyedun, S. O. Ismail, and M. J. Alao, “Effect of normalizing and hardening on mechanical properties of spring,” *Journal of Minerals of Materials Characterization and Engineering.*, vol. 11, pp. 832–835, 2012.
- [24] Y. Kartal ve Yusuf, “Taşıtlarda akustik performansı gözetilerek uygulanan ağırlık azaltma yöntemleri,” Yüksek lisans tezi, Makine Mühendisliği, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye, 2014.
- [25] K. Çalışkan, Y. S. Ünlüsoy, ve S. Dağ, “Otomobil denge çubuğu için otomatik tasarım analizi,” *Otomobil Teknolojileri Kongresi*, Ankara, Türkiye, 2004, ss. 8.
- [26] S. Shih, S. Kuan, and R. Somnay, “Effective FEA for product development support,” *SAE Technical Paper Series*, 2002, pp.404.
- [27] J. James D. Halderman, Chase D. Mitchell, *Automotive Steering, Suspension, and Alignment*. 2nd. ed., Australia, Upper Saddle River, NJ : Prentice Hall, 2000.
- [28] Otomobil Teknolojisi. (2016, 01 Mayıs). “*Havalı süspansiyon sistemi nedir?*” [Online].Available:<https://otomobilteknoloji.blogspot.com.tr/2016/05/havali-suspansiyon-sistemi-nedir-nasil-calisir.html>.
- [29] M. Engin Emekli, “Hafif ticari bir araç için yari aktif süspansiyon sistemi tasarımı,” Yüksek lisans tezi, Mekatronik Mühendisliği, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye, 2008.
- [30] J. Reimpell, H. Stoll, and J. W. Betzler, “Chassis and vehicle overall, wheel suspensions and types of drive, axle kinematics and elastokinematics, steering, springing, tyres, construction and calculations advice,” *The Automotive Chassis*

Engineering Principles, vol. 216, no. 8, pp. 707-707, 2002.

- [31] B. Özdayan, "Bilgisayar benzeşimi ile ön süspansiyon sisteminin kinematik analizi," *Teknoloji*, c. 3-4, s. 1-8, ss. 1-12, 2005.
- [32] Honda Türkiye. (2018, 18 Mart). *Ön arka süspansiyon* [Online]. Erişim: <http://www.hondatr.com/index.php/civic-new/106-on-arka-suspansiyon..>
- [33] E. Yelkencioğlu, "Düzlemsel beş kollu süspansiyon sisteminde kamber açısının kontrol edilmesi," Yüksek lisans tezi, Mekatronik Mühendisliği, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye, 2009.
- [34] Otopark Forum. (2019, 09 Ocak). *Oto Forum* [Online]. Erişim: <https://otopark.com/forum/threads/suspansiyon.7017/>.
- [35] E. The, F. Asset, and Place, "Ford Motor Company / New Mexico Junior College," *Automotive Council*, United States, c. 1, s. 1, pp. 28, 1895.
- [36] J. Reimpell, H. Stoll, and I. J. W. Betzler, "The automotive chassis: Engineering principles," *The Automotive Chassis Engineering Principles*, vol. 216, no. 8, pp. 707-707, 2002.
- [37] T. D. Gillespie and M. Abe, "Fundamentals of vehicle dynamics," *Vehicle Handling Dynamics*, 2.nd ed., New York, ABD, pp. 45-107, 2015.
- [38] Dayco. (2018, 02 Şubat). *Havalı körükler* [Online]. Erişim: <http://www.daycoaftermarket.com/TR/TR/products-hd-airsprings.php>.
- [39] Ö. Dalgıç. (2018, 17 Mayıs). *Aktif kontrol / Elektrikli amortisör/Elektrohidrolik amortisör* [Online]. Erişim: <https://belgi.info/2016/05/17/aktif-kontrol/>.
- [40] K. Demircan, "Süspansiyon tasarımında amortisör bağlantı takozlarının optimizasyonu ve iyileştirilmesi," Yüksek lisans tezi, Makine Mühendisliği, Balıkesir Üniversitesi, Balıkesir, Türkiye, 2012.
- [41] Sekiz Silindir. (2019, 07 Ocak). *Elektro manteyik sistemi* [Online]. Erişim: <http://www.sekizsilindir.com/2016/02/elektro-manyetik-suspansiyon.html>.
- [42] Oto Teknik Veri. (2018, 18 Mart). *Yeni audi a8 aktif süspansiyon sistemi* [Online]. Erişim: <https://www.ototeknikveri.com/haber/10673/yeni-audi-a8e-bakis>.
- [43] H. Yavuz, "Hareket kontrol sistemleri," *Hareket kontrol sistemleri*, 1.baskı, Afyon, Türkiye: Milli Eğitim Bakanlığı, MEGEP. 2017, ss. 196.
- [44] H. V. Deo and N. P. Suh, "Axiomatic design of automobile suspension and steering systems : Proposal for a novel six-bar suspension," *Design*, vol. 01, no. 0811, pp. 1-7, 2004.
- [45] J. Hagerman, (2018, February 04). "Smithees race car technologie pointed the right way." [Online]. Available: <http://www.ozebiz.com.au/racetech/theory/align.html>.
- [46] H. E. Ellinger and R. B. Hathaway. (2018 23 Mart). "Automotive suspension, steering and brakes." [Online]. Available: <https://www.gatewaycc.edu/suspension-steering-brakes/automotive-suspension-steering-and-brakes>.
- [47] E. Eyigün ve M. Durman, "Autocad VBA uygulamalı geçme tasarımı," *Fen*

Bilimleri Dergisi, s.01, ss. 39–46, 2011.

- [48] W. H. Crouse, *Automotive transmissions and power trains*. New York: Automotive mechanics series, 1959.
- [49] M. Wan. (2018, March 23). *AutoZine technical school - suspension* [Online]. Available: http://www.autozine.org/technical_school/suspension/tech_suspension2.htm#Mac.
- [50] Aksan. (2018, 24 Mart). *Delik ve mil toleransları* [Online]. Erişim: http://www.aksan-tm.com/makale/delik_mil_toleranslari.php#topic3.
- [51] R. E. Özgün, “Kauçuk-metal burçlarda kauçuk sertliği ve çaplama işleminin kopma mukavemetine etkisinin araştırılması,” Yüksek lisans tezi, Makine Mühendisliği, Uludağ Üniversitesi, Bursa, Türkiye, 2010.
- [52] A. K. Serbest and S. Kayacı, “Tek katmanlı kauçuk metal burçlarda ön sıkıştırmanın statik katılık ve parça ömrüne etkilerinin araştırılması,” *K-Enstitü Mühendislik*, s. 10, ss. 1–14, 2008.
- [53] A. Durmuş, S. Ünlü, M. Güden, ve Ö. F. Otnar, “Kauçuk-metal yapışma mukavemetinin belirlenmesi,” *Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, c. 10, s. 1, ss. 33–39, 2005.
- [54] P. D. H. Rende ve A. G. F. Güven, “Sıkı geçme bağlantılarında malzemeye bağlı yüzey pürüzlülüğü kayıp katsayısının belirlenmesi,” *Mühendis ve Makina*, s. 665, ss. 46–52, 2015.
- [55] J. E. Shigley, C. R. Mischke, and R. G. Budynas, “Shigley’s mechanical engineering design - 9th Ed.,” New York, ABD, 2002, pp 1109.
- [56] K. Gündoğan ve M. Gitmiş, “Sıkı geçme bağlantısı yapılan GGG - 60 döküm malzeme ile S275JR ve S355JR çeliğinin malzeme etkisinin deneysel ve sonlu elemanlar metodu ile incelenmesi,” *Gelecek Vizyonlar Dergisi*, c. 2, s. 1, ss. 7–19, 2018.
- [57] K. Raymond ve A. Çolakoğlu. (2019 09 Ocak). Sürtünme Kuvveti [Online]. Erişim: https://www.wikizero.com/tr/Sürtünme_kuvveti.
- [58] Hascometal. (2019, 09 Ocak) *Teknik Bilgiler* [Online]. Erişim: <http://www.hascometal.com/teknik-bilgiler.aspx>.
- [59] Seykoç Alüminyum. (2019, 09 Ocak) “*Alüminyum malzeme özellikleri.*” [Online]. Erişim: <http://www.seykoc.com.tr/icerik/6082?dil=tr>.
- [60] Çelik Merkezi. (2019, 09 Ocak) *Çelik özellikleri* [Online]. Erişim: http://www.celikmerkezi.com/kalite_detay.php?id=6852.
- [61] T. Köksal, E. Aba, ve F. Findik, “Farklı kompozisyonlardaki lastiğin mekanik özelliklerinin deneysel incelenmesi,” *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, c. 1, ss. 57-64, 1998.
- [62] A. Akdoğan Eker, Al ve Alaşımları, *Ders Notları*, İstanbul, 2008.
- [63] Z. Özer, “Seramik bazlı çok katmanlı sistemlerin fiziko-mekanik özelliklerinin incelenmesi,” Doktora tezi, Fizik Anabilimdalı, Çukurova Üniversitesi, Adana, Türkiye, 2011.
- [64] B. Erdem, “Çift yönlü uzaktan kumandalı motorize biyomedikal intramedular

ivi retimi,” Yüksek lisans tezi, Makine Mühendisliği, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye, 2011.



ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :AYHAN AKGÜNOĞLU
Doğum Tarihi ve Yeri :10/12/1986 DÜZCE
Yabancı Dili :İNGİLİZCE
E-posta :ayhan.akgunoglu@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Yük.Lisans	Makine Mühendisliği	Düzce Üniversitesi	2019
Lisans	Makine Mühendisliği	Sakarya Üniversitesi	2017
Lisans	Talaşlı Üretim Öğretmenliği	Gazi Üniversitesi	2010
Lise	Makine	Düzce Teknik Lisesi	2005

İŞ TECRÜBELERİ

Sektör	Pozisyon	Firma	Çalışma Yılı
Tas-Analiz	Mek.Tas. Mühendisi	EnginSoft Müh-Analiz	2018-18
Eğitim	Öğretmen/Eğitici	MEB/MMO/Sarsılmaz Silah	2016-18
Otomotiv	Tasarım Uzmanı	Teknorot Otomotiv Ür. San.	2015-16
Savun San.	Ar-Ge Mühendisi	Sarsılmaz Silah Sanayi	2012-14
MEB	Teknik Öğretmen	Cumayeri Çok Prog. Lisesi	2011-12

SERTİFİKALAR

Kurum	Tarihi	Adı
TSE	Ocak 2018	Araç,İmal,Tadilat,Montaj ve Motorlu Araçlar ve Römorklar Tip Onay Yönetmenliği (AİTM,MARTOY)
SASTEK	Aralık 2009	Yönet. Sistemi Temel Eğitimi

