

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AĞIR TİCARİ ARAÇLARDA KULLANILAN
ARKA AKS DÖKÜM KOVANININ SAÇ
DİFERANSİYEL KOVANINA
DÖNÜŞTÜRÜLMESİ

Ahmet GÜLER

Ekim, 2011

İZMİR

**AĞIR TİCARİ ARAÇLARDA KULLANILAN
ARKA AKS DÖKÜM KOVANININ SAÇ
DİFERANSİYEL KOVANINA
DÖNÜŞTÜRÜLMESİ**

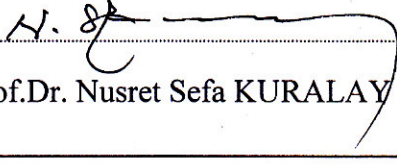
**Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği Bölümü,
Konstrüksiyon – İmalat Anabilim Dalı**

Ahmet GÜLER

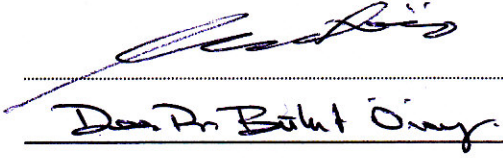
**Ekim, 2011
İZMİR**

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

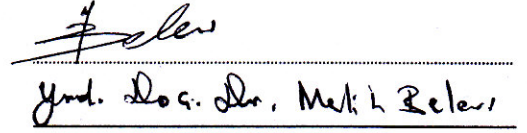
AHMET GÜLER, tarafından PROF.DR. NUSRET SEFA KURALAY yönetiminde hazırlanan “AĞIR TİCARİ ARAÇLARDA KULLANILAN ARKA AKS DÖKÜM KOVANININ SAÇ DİFERANSİYEL KOVANINA DÖNÜŞTÜRÜLMESİ” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.


Prof.Dr. Nusret Sefa KURALAY

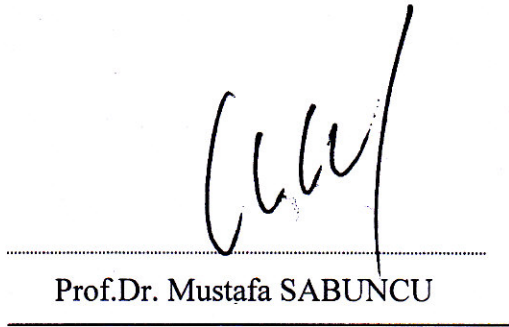
Yönetici


Doç. Dr. Bekir Öney

Jüri Üyesi


Yrd. Doç. Dr. Melik Beler

Jüri Üyesi


Prof.Dr. Mustafa SABUNCU

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans tezimin hazırlanmasında yardımlarını esirgemeyen hocalarım Sayın Prof. Dr. N. Sefa KURALAY'a ve Sayın Dr. Mehmet Murat TOPAÇ'a içten teşekkürlerimi sunarım.

Tez konusunun belirlenmesinde, tezin yürütülmesinde ve sonuçlandırılmasında desteklerini esirgemeyen Ege Endüstri ve Ticaret A.Ő Genel Müdür Yardımcısı ve ARGE Yöneticisi Sayın Ayhan ÖZEL'e ve tüm Ege Endüstri çalışanlarına teşekkürü borç bilirim.

Ayrıca tezimi hazırlamamda desteklerini eksik etmeyen ablam Yrd.Doç.Dr. Sevinç GÜLER'e ve aileme teşekkür ederim.

Ahmet GÜLER

AĞIR TİCARİ ARAÇLARDA KULLANILAN ARKA AKS DÖKÜM KOVANININ SAÇ DİFERANSİYEL KOVANINA DÖNÜŞTÜRÜLMESİ

ÖZ

Bu çalışmada özellikle, ağır ticari araçlarda yüksek yük taşıma kapasiteleri için tercih edilen döküm diferansiyel kovanı incelenip; fabrikasyon saç, diferansiyel kovanına dönüştürülmüştür.

Dönüşüm işlemi sırasında, döküm kovanda kullanılan diferansiyel, aks milleri poyra grubu, fren sistemi ve braketlerin saç kovanda da kullanımına izin verilecek şekilde tasarım yapılmıştır.

Tezin birinci bölümde askı sistemleri ve sabit aks üretim şekillerine, açıklamalara yer verilmiştir.

İkinci bölümde döküm diferansiyel kovanının katı modeli oluşturularak sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir. Sonrasında döküm kovan Ege Endüstri ve Tic. A.Ş düşey yorulma testinde test edilmiştir.

Üçüncü bölümde döküm kovanın taşıma kapasitesi ve tasarım kriterleri referans alınarak saç kovanın kutu kesiti hesaplanmıştır. Boyutlandırma sonrasında Catia R19 yazılımı kullanılarak saç kovanın katı modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan katı modelin Ansys Workbench V12.0 yazılımı ile sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiş, sonrasında hazırlanan prototip saç kovan sonlu elemanlar analizi ile aynı sınır koşullarında Ege Endüstri ve Ticaret A.Ş düşey ve yatay yorulma testlerinde sınanmıştır. İkinci ve üçüncü bölümde yapılan çalışmalar karşılaştırıldığında, döküm kovana göre daha hafif bir saç kovan üretildiği tespit edilerek, aracın yaylandırılmamış kütesinin düşürüldüğü gözlenmiştir. Sonlu elemanlar analizleri ve düşey yorulma testleri sonuçları da saç kovanın döküm kovana göre daha başarılı sonuçlar verdiğini göstermiştir.

Anahtar Sözcükler: Döküm diferansiyel kovani, fabrikasyon saç diferansiyel kovani, sonlu elemanlar yöntemi, yorulma testi.

TRANSFORMATION OF A CASTING REAR AXLE HOUSING TO FABRICATED AXLE HOUSING

ABSTRACT

In this study a casting axle housing, which preferred especially at heavy duty trucks for high loading capacity was researched and transformed to a fabricated axle housing.

During the transformation made a dizayn, that the carrier, axle shafts, wheel end group, brake system and brackets of casting axle housing could be used at fabricated axle housing.

At first section was given a short information about the suspension systems and production types of rear axles.

At second section was prepared the solid model of casting axle housing and performed a finite element analysis, then casting housing was tested at vertical fatigue test rig of Ege Endüstri ve Ticaret A.Ş.

At third section the box section of fabricated axle housing was calculated regarding the loading capacity of casting axle housing and design criteria. After that the solid model of fabricated axle housing was prepared with software Catia R19 and performed finite element analysis with software Ansys Workbench V12.0 and the prototype axle housing was tested at vertical and side skid fatigue test rigs of Ege Endüstri ve Tic. A.Ş. Regarding the comparison of second and third section it was confirmed, that a lighter fabricated axle housing was manufactured than the casting axle housing and minimized the unsprung mass. At finite element analysis and fatigue tests were argued, that the fabricated axle housing is more reliable than the casting axle housing.

Keywords : Casting axle housing, fabricated axle housing, finite element method, fatigue test.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT	vi
BÖLÜM BİR-GİRİŞ	1
1.1 Bağımsız Askı Sistemleri	1
1.2 Sabit Askı Sistemleri	4
1.2.1 Yaprak Yaylı Sabit Akslar	4
1.2.2 Helisel Yaylı Sabit Akslar	5
1.2.3 Hava Yaylı Sabit Akslar	5
1.2.4 Üç Noktadan Asılı Sabit Akslar	6
1.2.5 Dört Noktadan Asılı Sabit Akslar	7
1.2.6 Tahrik Edilmeyen Sabit Akslar	7
1.3 Tahrik Akslarının Yapım Şekilleri	8
1.3.1 Banjo Aksları	8
1.3.1.1 Banjo Tipi Diferansiyel Kovanı Yapım Aşamaları	10
1.3.2 Salis Bury Diferansiyel Kovanı	12
1.3.3 Döküm Diferansiyel Kovanları.....	12

BÖLÜM İKİ-DÖKÜM DİFERANSİYEL KOVANI 15

2.1 Araç Özellikleri.....	15
2.2 Döküm Diferansiyel Kovanı	17
2.2.1 Döküm Kovan Kesit Ölçüleri	18
2.2.2 Çekme Testi Sonuçları.....	19
2.2.3 Döküm Kovanın Katı Modelinin Oluşturulması	19
2.2.4 Döküm Kovanın Sonlu Elemanlar Analizleri	21
2.2.4.1 Düşey Yükleme Testi.....	21
2.2.4.2 Yatay Yükleme Testi	23
2.2.4.3 Döküm Kovanın Düşey Yorulma Testi.....	24

BÖLÜM ÜÇ-SAÇ DİFERANSİYEL KOVANI..... 27

3.1 Kovan Kol Kesitinin Hesaplanması	27
3.2 Kesit Yuvarlatmalarının Belirlenmesi	37
3.3 Kovan Katı Modelinin Oluşturulması.....	38
3.4 Yapısal Analizler	41
3.4.1 Düşey Yükleme Testi.....	41
3.4.2 Yatay Yükleme Testi.....	43
3.4.3 Yorulma Testi	45
3.4.3.1 Gövdenin Yorulma Ömrünün Belirlenmesi.....	46
3.4.3.2 Goodman Teorisine Göre Emniyet Katsayısı Sonuçları	48
3.5 Prototip Kovan Yorulma Testleri	50
3.5.1 Düşey Yorulma Testi	50

3.5.2 Yatay Yorulma Testi.....	52
BÖLÜM DÖRT-SONUÇLAR.....	54
KAYNAKLAR.....	56

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

Askı sistemlerinin temel görevi, tekerlek grubu ve şasi arasındaki hareketli bağlantı elemanları olmalarıdır. Aracın aldığı fren, tahrik ve yan kuvvetlere bağlı olarak tekerleği boyuna ve enine yönde karoseriye göre kılavuzlar, tekerlek üzerinden karoseriye iletilen düşey kuvvetleri alarak yay ve stabilizatörlerin desteklenmesini sağlarlar (Kuralay, 2008).

Yaylanma durumu ve tekerleğin tahrik edilmesi şekline bağlı olarak farklı tipte askı sistemleri kullanılmaktadır. Askı sistemleri genel olarak sabit ve bağımsız olmak üzere iki ana gruba ayrılabilirler.

Bu bölümde ilk olarak bağımsız ve sabit askı sistemleri incelenmekte ardından tahrik akslarının yapımları hakkında bilgi verilmektedir.

1.1 Bağımsız Askı Sistemleri

Bağımsız askı sisteminde her tekerleğin birbirine göre bağımsız yaylanma özelliği bulunmaktadır. Bağımsız askı sistemleri genellikle binek araçların ön ve arka aksı olarak kullanılmaktadır. Az yer talep etmeleri, yaylandırılmamış kütlelerinin düşük olması avantajları arasındadır. Buna karşın askı sistemi boyuna ve yanal yüklerle karşın fazla zorlandığından bağlantı noktalarından boyuna ve enine yön vericilerle desteklenirler. Aracın viraj hareketi sırasında oluşan pozitif kamber açısı sebebiyle tekerleğin yan kuvvet alma kapasitesi olumsuz etkilenir. Bu sebeple yalpa hareketinin düşürülmesi için ilave stabilizatör kullanılabilir (Kuralay, 2008).

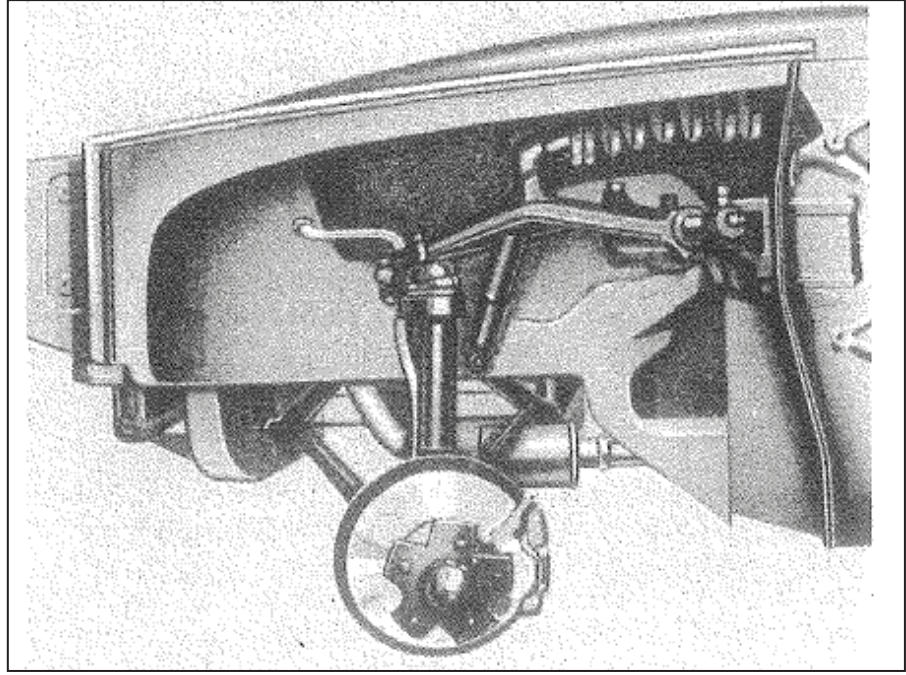
Aşağıda Şekil 1.1, 1.2, 1.3, ve 1.4'te bazı bağımsız askı sistemleri örneklendirilmiştir.



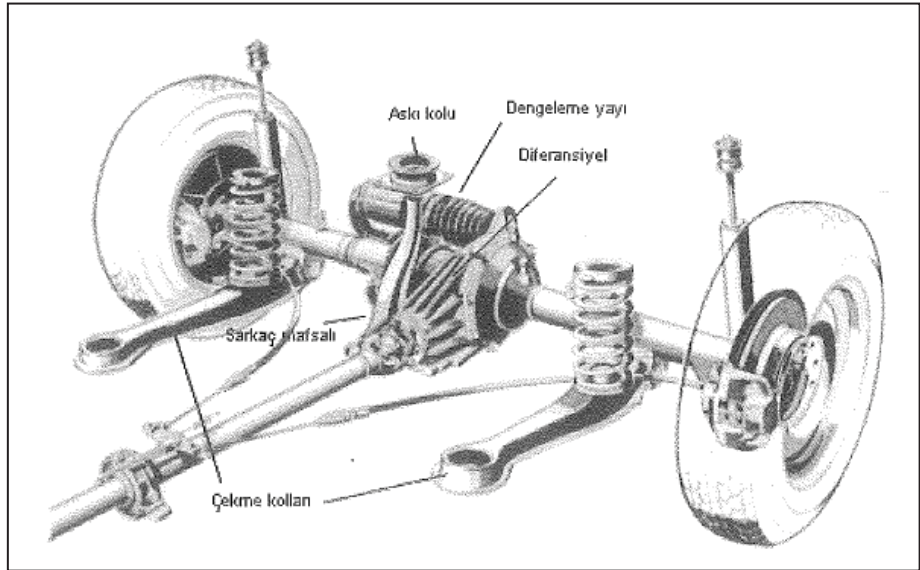
Şekil 1.1 Çift enine yön vericili askı sistemi (Double Wishbone)



Şekil 1.2 Yay bacaklı ve enine yön verici askı sistemi (Mc Pherson)



Şekil 1.3 Boyuna ve enine yön vericili askı sistemi



Şekil 1.4 Sarkaç aks

1.2 Sabit Askı Sistemleri

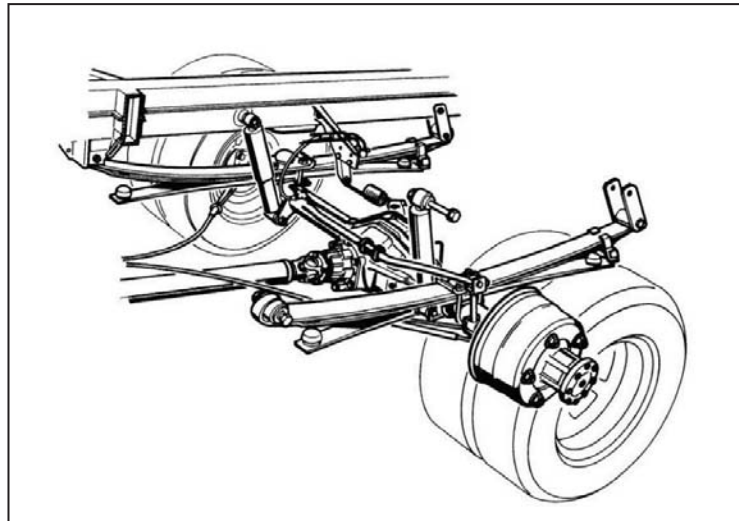
Sabit akslar büyük taşıma kapasiteleri nedeniyle genellikle ticari araçların ön ve arka aksları olarak kullanılırlar.

Sabit akslarda her iki tekerlek sabit bir aks ile bağlanmış olup araç gövdesine yaylarla bağlanmıştır. Sabit aksın tahrik aksı olarak kullanılması durumunda, diferansiyel ve arka aks millerinin montajı ile oldukça büyük bir yaylandırılmamış kütle ortaya çıkmaktadır.

Sabit akslar, kullanılan yayın şekline ve şasiye bağlantı şekilleri göre adlandırılabilirler.

1.2.1 Yaprak Yaylı Sabit Akslar

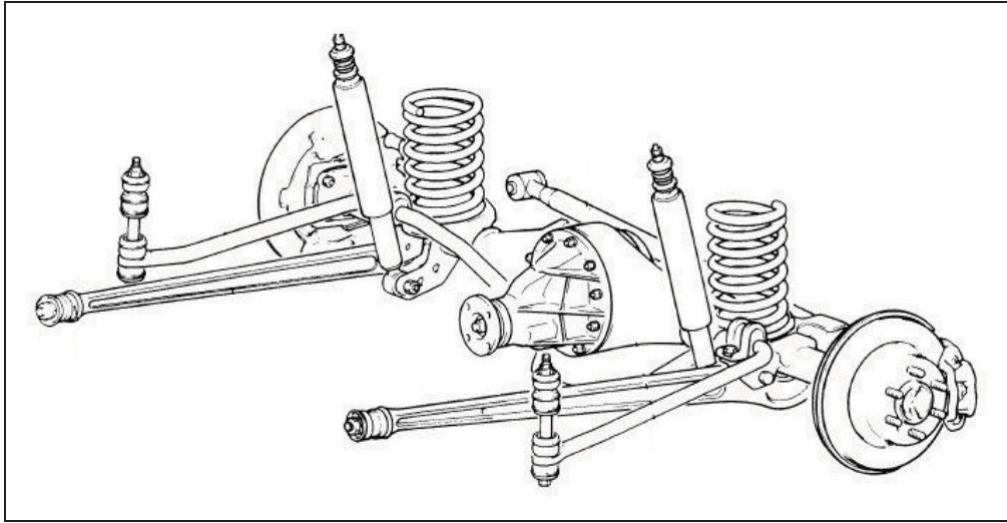
Yaprak yaylı sabit askı sistemlerinde aks karoseriye yaprak yaylar aracılığı ile bağlanır. Yaprak yaylar yaylanmayı ve kılavuzluk görevini üstlenirken, araca tesir eden boyuna ve enine yöndeki kuvvetleri taşır (Kuralay, 2008).



Şekil 1.5 Yaprak yaylı sabit akslar

1.2.2 Helisel Yaylı Sabit Akslar

Helisel yaylı sabit askı sistemlerinde helisel yaylar yaylanma görevini üstlenir. Boyuna yöndeki kuvvetler çekme kolları, yan kuvvetler de Panhard çubuğu tarafından taşınır (Kuralay, 2008).

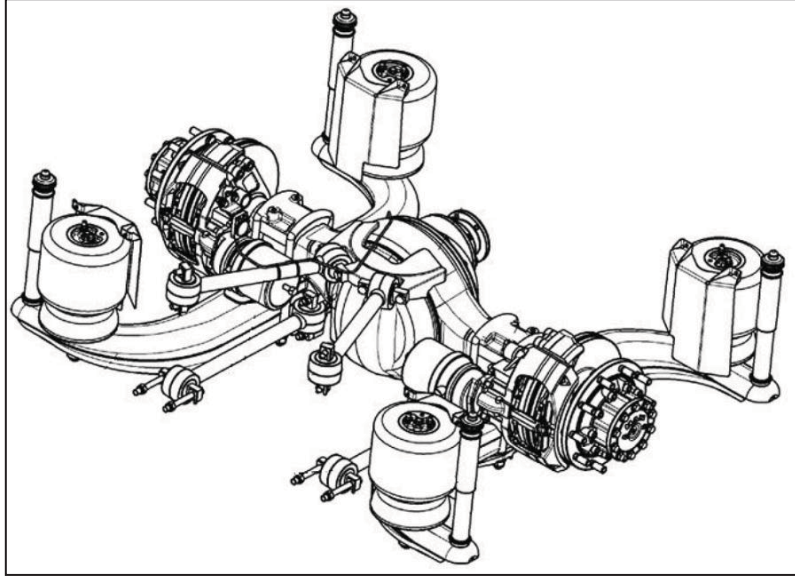


Şekil 1.6 Helisel yaylı sabit akslar

1.2.3 Hava Yaylı Sabit Akslar

Otobüs ve kamyonlarda kullanılan hava yayları, kapalı hacimdeki gazların elastik davranışlarının yay olarak kullanılmasıyla oluşturulurlar. Genellikle otobüs ve kamyonlarda tercih edilirler. Gaz basıncının değişmesi ile yaylanma yüküne göre ayarlanabilir ve şasi yüksekliği korunabilir. Bu şekilde virajdaki yalpa davranışı azaltılabilir.

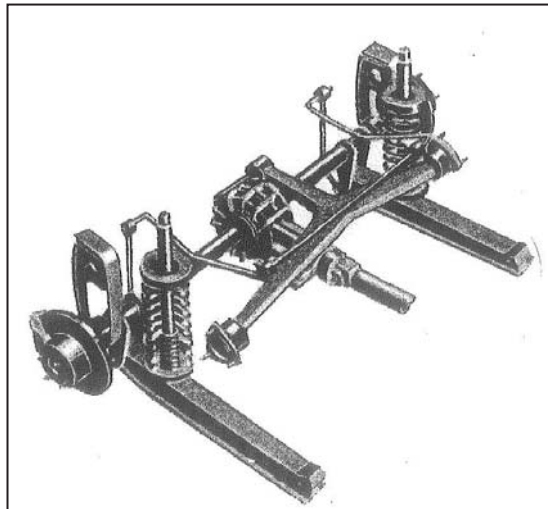
Hava yayları boyuna ve enine yükleri taşıyamadığından boyuna ve enine yöndeki kuvvetleri karşılamak üzere çeki kolları kullanılır.



Şekil 1.7 Hava yaylı sabit akslar

1.2.4 Üç Noktadan Asılı Sabit Akslar

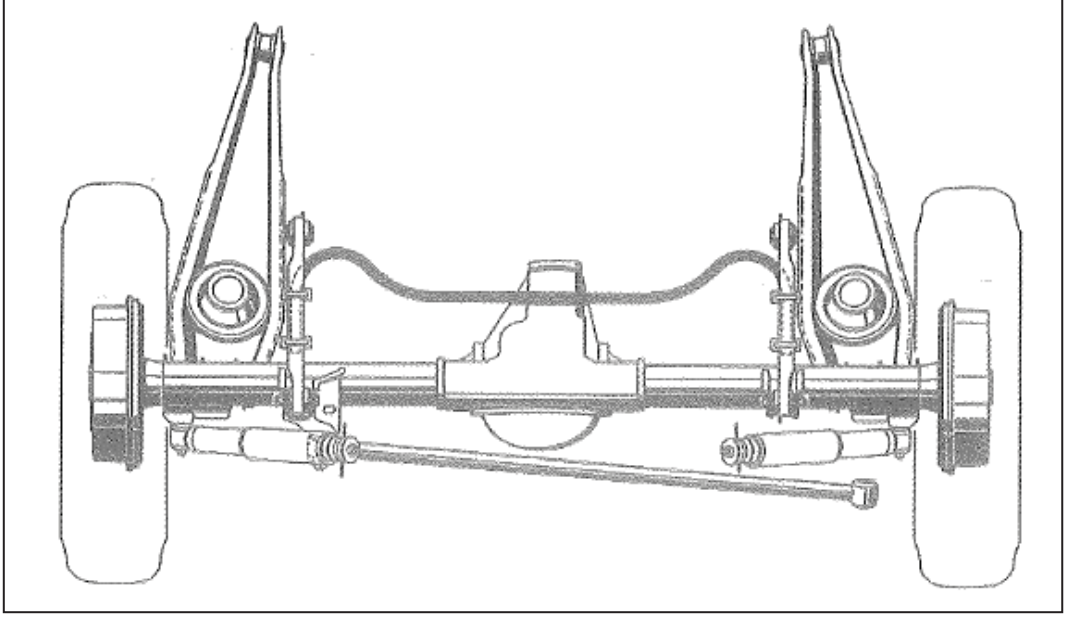
Üç noktadan asılı sabit akslarda enine kuvvetin karşılanabilmesi için aksın üst kısmında üçgen biçiminde bir boyuna yön verici bulunmaktadır. Bu yön verici hareket yönüne dik eksen etrafında dönebilir şekilde karosere yataklanmış olup, diğer köşesi ile aksa küresel mafsallarla bağlanır. Sistem yaylanma sırasında yan kuvvetleri karşılar, boyuna yön verici kollarla da boyuna yöndeki kuvvetler karşılanır. (Gillespie, 1992).



Şekil 1.8 Üç noktadan asılı sabit akslar

1.2.5 Dört Noktadan Asılı Sabit Akslar

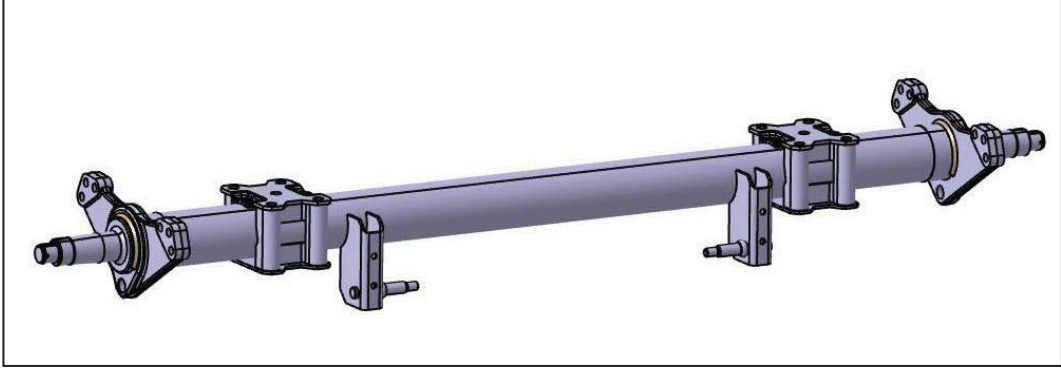
Sabit aksın kinematik olarak çok yönlü asılışı dört noktadan sağlanmaktadır. Aksın üst veya alt kısmında yola paralel veya açılı olarak bağlanan dört adet yön verici kol mevcuttur. Kollar beraberce tahrik, fren ve yan kuvvetleri karoserden aksa iletirler (Gillespie, 1992).



Şekil 1.9 Dört noktadan asılı sabit akslar

1.2.6 Tahrik Edilmeyen Sabit Akslar

Tahrik edilmeyen sabit aksların temel görevi, aracın yük taşıma kapasitesini arttırmaktır. Sabit akslarda yaprak yaylar, helisel yaylar ve hava yayları kullanılabilir.



Şekil 1.10 Tahrik edilmeyen sabit akslar

1.3 Tahrik Akslarının Yapım Şekilleri

Tahrik aksının ana grupları aks gövdesi, diferansiyel, aks milleri, tekerlek göbeği ve tekerlek fren sistemidir. Yönlendirilen tahrik akslarının ana grupları da aynı olup bunlara yönlendirici porya grubunu eklemek gerekir. Tahrik millerinin aks gövdesi tarafından örtülmesi durumunda yapım şekli standart yapım şekli olarak isimlendirilir (Demirsoy, 1997).

Standart yapım şekilleri olarak;

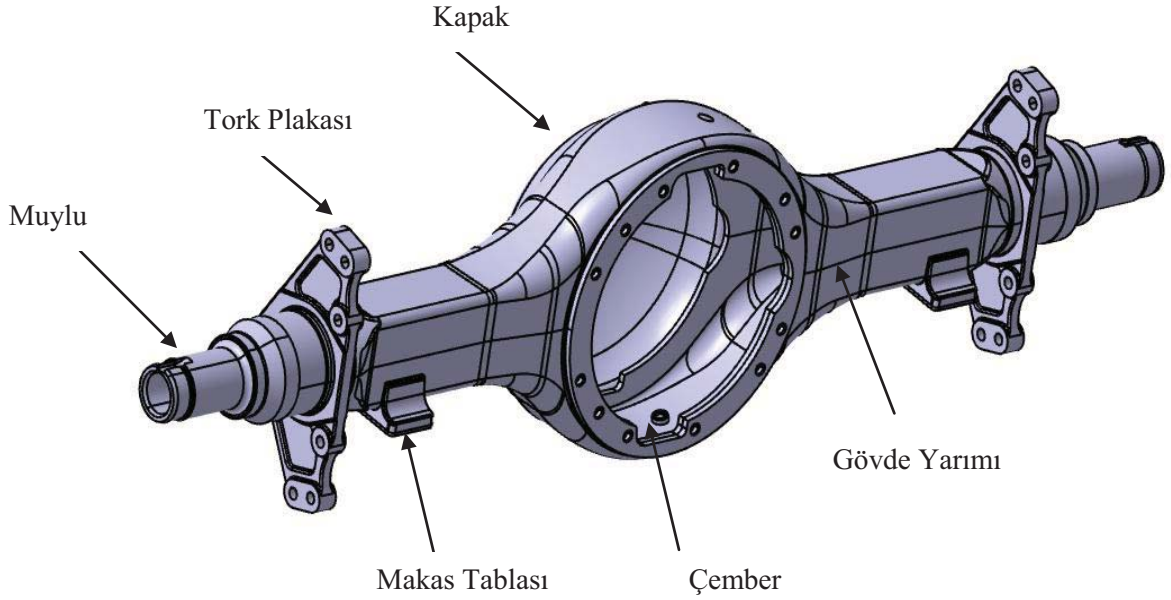
- Çelik saçların preslenerek kaynak edilmesiyle oluşturulan Banjo Aksları
- Döküm diferansiyel gövdesine aks borularının çakılmasıyla oluşturulan Salis bury diferansiyel kovanları
- Döküm diferansiyel kovanları kullanılabilir.

Bundan sonraki bölümlerde bu akslar hakkında açıklamalara yer verilmektedir.

1.3.1 Banjo Aksları

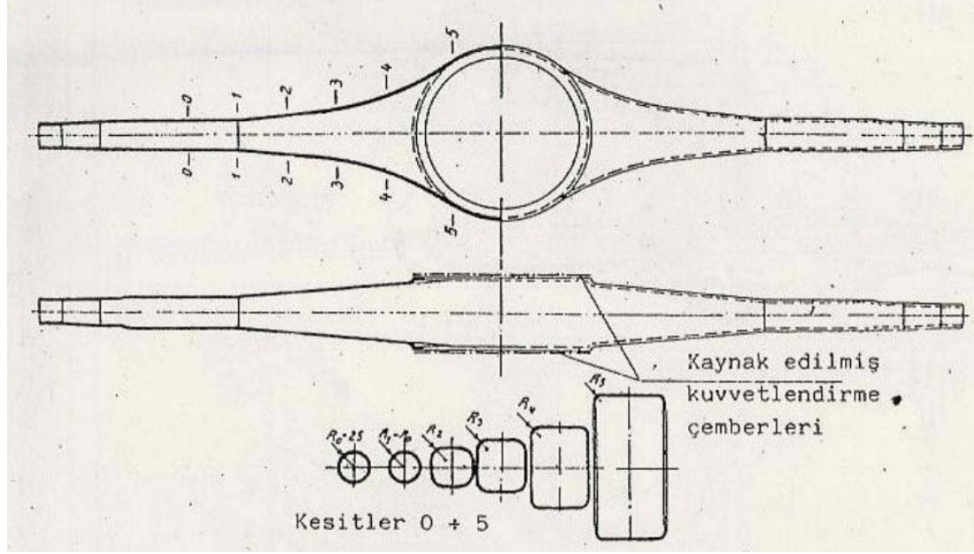
Banjo aksları, çelik saçların soğuk veya sıcak form verilmesi ve ardından oluşan gövde yarımalarının birbirine kaynatılmasıyla üretilen diferansiyel kovanlarından meydana gelirler. Muylu gövdeye sürtünme veya alın kaynağı ile kaynatılır.

Kuvvetlendirici bilezikler ve kaynak edilen kapak ile aks gövdesi tamamlanır. Aks kesitleri daire, oval, kare veya dikdörtgen olabilir (Demirsoy, 1997).

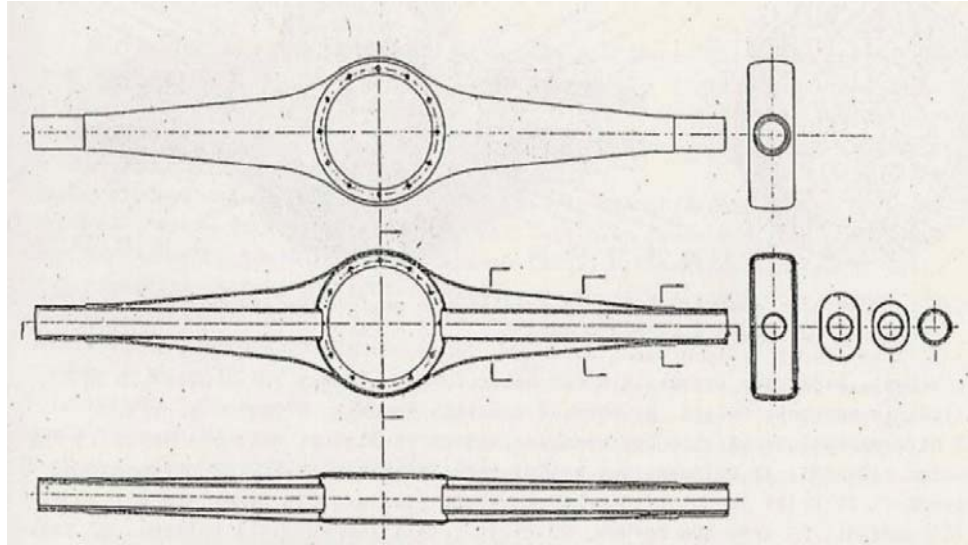


Şekil 1.11 Saç diferansiyel kovanı

Saç malzemeden preslenmiş sabit aks gövdeleri yalnızca sabit akslarda görülebilir. Aks, ince cidarlı saç malzemeden kaynak edilerek taşıyıcı aks gövdesini meydana getirmektedir. Banjo akslar diğer aks konstrüksiyonlarına göre oldukça hafiftir. Aks gövdesinin içine diferansiyel dişlileri ile konik dişlinin yatağı yerleştirilir. Gövdenin rijitliği ve yatak yerlerinin tam olarak işlenmesi, işletme durumunda rulmanlı yatakların ömrünü arttırdığı gibi tahrik tekerlerinin diş kavrama açılarının istenilen konumda kalması sağlanmış olur.



Şekil 1.12 Preslenmiş banjo aksı

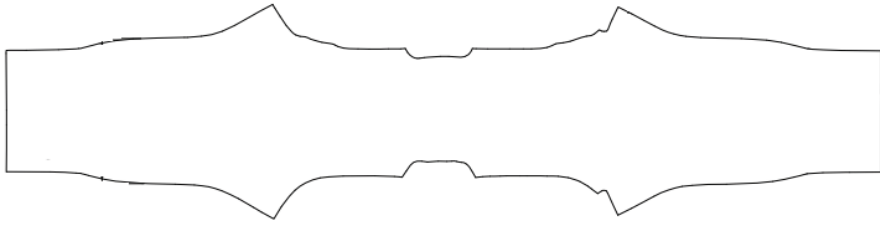


Şekil 1.13 Saçdan imal edilmiş güçlendirilmiş banjo aksı

1.3.1.1 Banjo Tipi Diferansiyel Kovanı Yapım Aşamaları

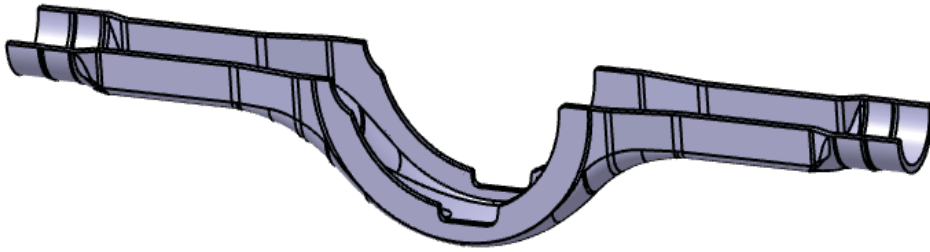
Banjo tipi diferansiyel kovanın yapım aşamaları aşağıdaki gibidir:

1. Açınım geometrisinin hazırlanması,



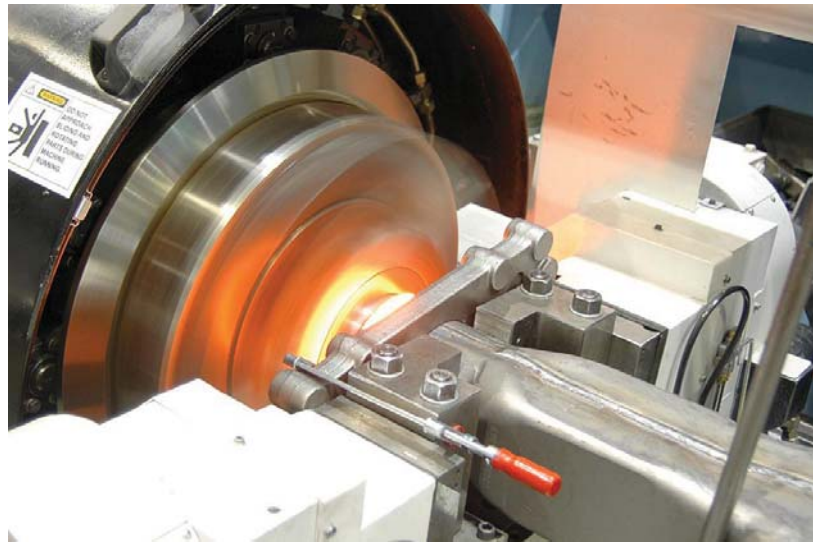
Şekil 1.14 Gövde yarımı açılımı

2. Soğuk veya sıcak form verme işleminin yapılması,



Şekil 1.15 Gövde yarımı

3. Gövde yarımalarının birbirine kaynatılması,
4. Kol büzme operasyonunun yapılması,
5. Dört yüzey işleme operasyonunun yapılması,
6. Muylu sürtünme kaynağı işleminin yapılması,

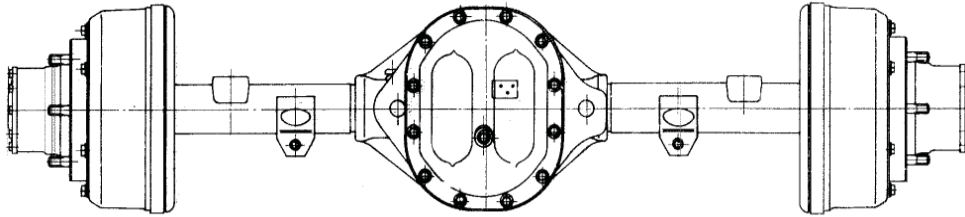


Şekil 1.16 Sürtünme kaynağı

7. Çember, kapak ve braket kaynak işlemlerinin tamamlanması,
8. Diferansiyel kovanı doğrultma operasyonunun yapılması,
9. Sızdırmazlık testinin yapılması,
10. Talaşlı imalat operasyonları olan
 - Muylu işleme operasyonları
 - Diferansiyel bağlantı yüzeyi işleme ve bağlantı deliklerinin açılması operasyonları
 - Fren bağlantı deliklerinin delinmesi
 - Braket işleme operasyonlarının yapılması şeklindedir.

1.3.2 Salis Bury Diferansiyel Kovanı

Hafif ve orta ağırlıktaki aks tipleri döküm diferansiyel gövdesine aks borularının çakılmasıyla imal edilebilirler.



Şekil 1.17 Salis Bury diferansiyel kovanı

1.3.3 Döküm Diferansiyel Kovanları

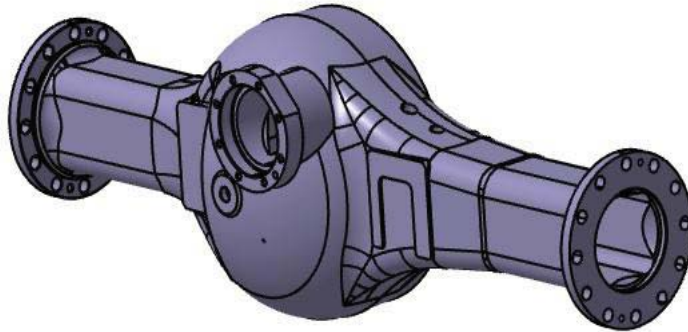
Döküm diferansiyel kovanları yüksek taşıma kapasiteleri nedeniyle ağır ticari araçların arka akslarında tercih edilirler. Genellikle küresel grafitli dökme demir veya çelik dökümden imal edilirler (Demirsoy, 1997).

Döküm diferansiyel kovanlarında muylular döküm gövdeye cıvatalar ile bağlanırlar.

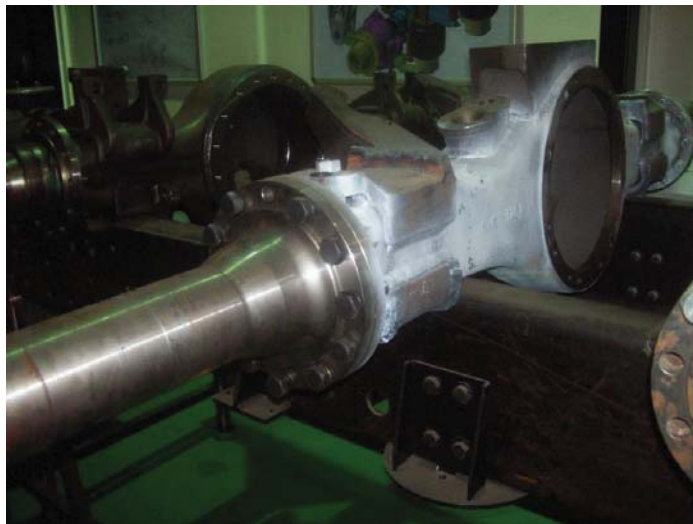
Döküm gövdenin saçtan üretilmiş banjo kovanlara göre daha ağır olması sebebiyle aksın yaylandırılmamış kütlesi daha da artmaktadır.

Üretim yöntemi gereği, kovan döküm modelinin maliyetli yüksektir ve imalatı oldukça güçtür. Daha sonradan kovan gövdesinde yapılması istenen revizyonlar için döküm modelin tekrar revize edilmesi gerekmekte bu da tekrardan bir maliyet oluşturmaktadır.

Kovanın saç kalınlığı gövde boyunca farklılıklar göstermektedir. Şekil 1.18' de döküm diferansiyel kovani gösterilmiştir.



Şekil 1.18 Döküm diferansiyel kovani



Şekil 1.19 Döküm diferansiyel kovani



Şekil 1.20 Döküm diferansiyel kovani

BÖLÜM İKİ

DÖKÜM DİFERANSİYEL KOVANI

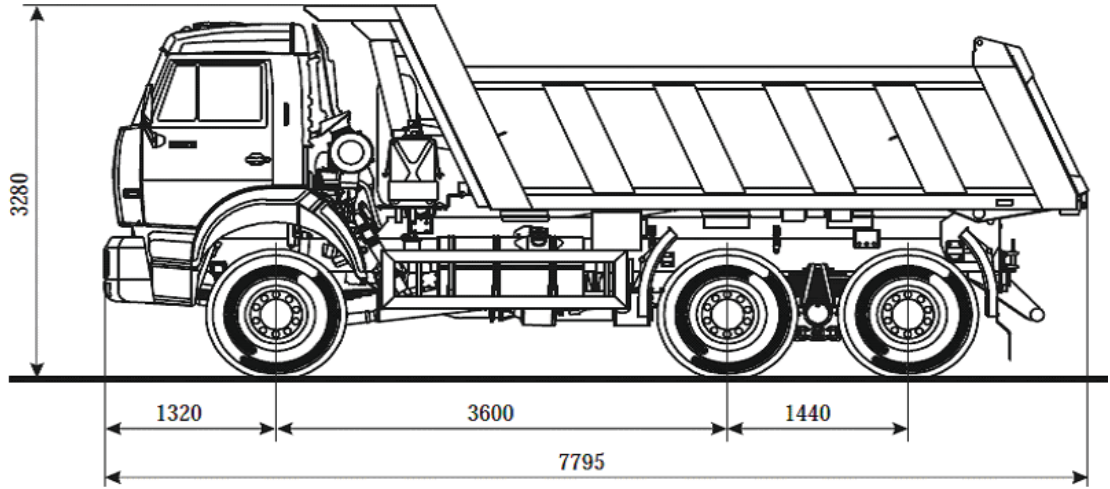
Bu bölümde saç kovana dönüşümü yapılan döküm diferansiyel kovanının mekanik özellikleri belirlenerek, kovan katı modelinin sonlu elemanlar analizleri ve döküm kovanın düşey yorulma testleri yapılmıştır.

2.1 Araç Özellikleri

Döküm diferansiyel kovanı 6×4 kamyonunda tandem aks olarak kullanılmaktadır. Araca ve aksa ait teknik veriler aşağıda listelenmiştir.



Şekil 2.1 Araç teknik şeması



Şekil 2.1 Araç teknik şeması (devamı)

Tablo 2.1 Araç teknik özellikleri

Motor	740.51-320 Dizel (Euro 2)
Maksimum Motor Torku	1225 Nm
Motor Gücü	320 HP
Fren Tipi	Ø 420 Zkam Kampana Fren
Tekerlek Tipi	320 R20
Jant Tipi	8,5-20
Dişli Kutusu Çevrim Oranları	ZF16S151 13,80-9,49-6,53-4,57-3,02-2,08-1,43-1,00
Debriyaj	ZF Sahs MFZ-430 Kuru Sürtünmeli ,tek diskli
Araç Toplam Yük Taşıma Kapasitesi	33.100 kg
Ön Aks Yük Taşıma Kapasitesi	6000 kg
Döküm Kovan Yük Taşıma Kapasitesi	16.000 kg
Döküm Kovan Ağırlığı	245 kg
Döküm Kovan İzgenişiği	1830 mm
Makas Eksenleri Arası Mesafe	950 mm

2.2 Döküm Diferansiyel Kovanı

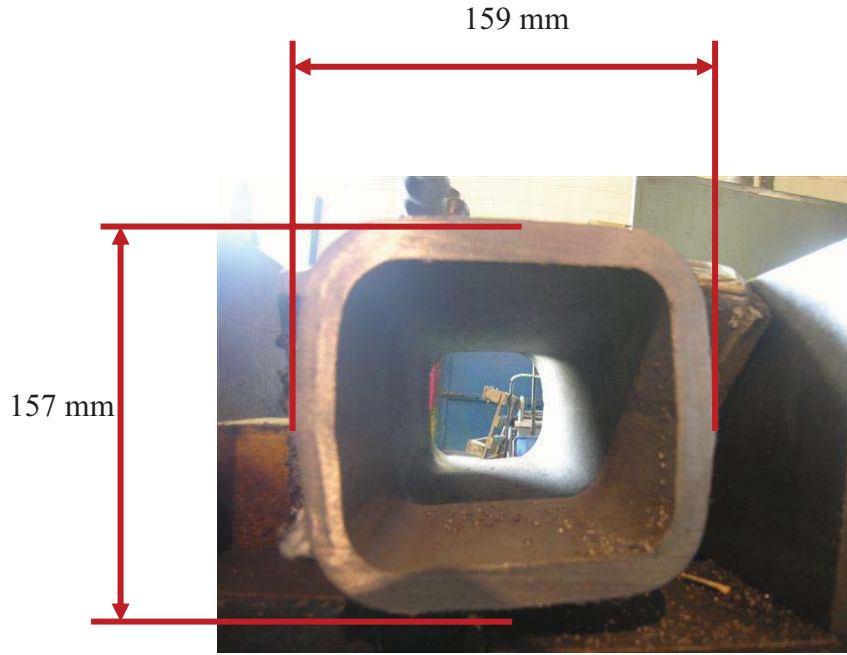
Döküm diferansiyel kovanı, genel yapısıyla döküm bir gövde ve buna cıvata bağlantılarıyla sabitlenen muylulardan oluşmaktadır. Makas tablaları ve diğer braketerler döküm gövde üzerine kaynaklıdır.

Kovanın kutu kesit bölgesinde yapılan ölçümlerde et kalınlığının 17,6 – 18,3 mm aralığında olduğu ve değişken olduğu gözlenmiştir.



Şekil 2.2 Döküm diferansiyel kovanı gövde et kalınlığı

2.2.1 Döküm Kovan Kesit Ölçüleri

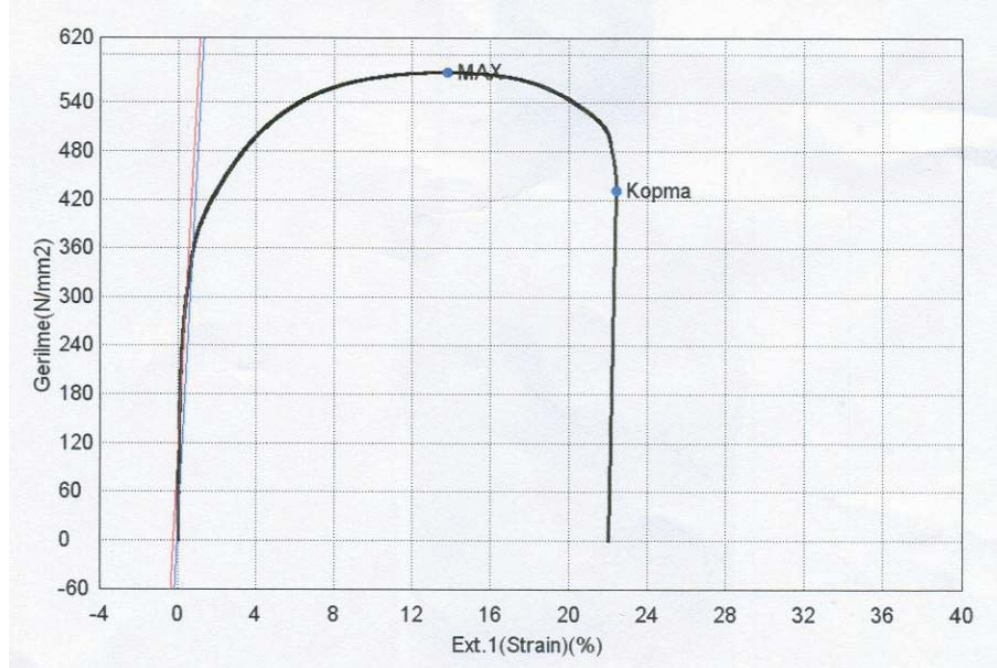


Şekil 2.3 Döküm kovan kutu kesit ölçüleri

Kovanın mekanik özelliklerinin belirlenebilmesi için kol bölgesinden çekme çubuğu çıkartılmıştır.



Şekil 2.3 Çekme çubuğu



2.2.2 Çekme Testi Sonuçları

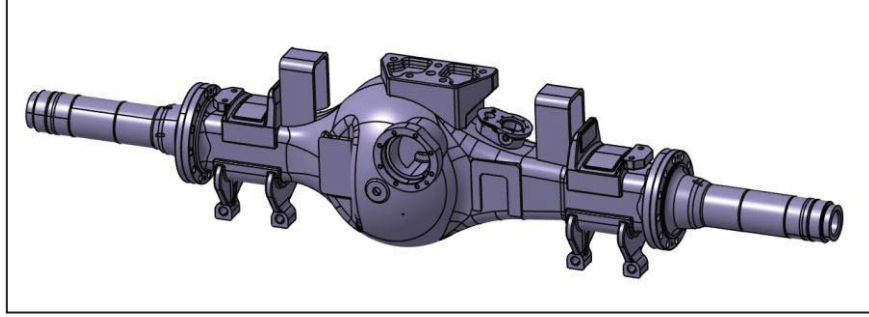
Tablo 2.2 Döküm Kovan Mekanik Özellikleri

Akma Mukavemeti	310 MPa
Çekme Mukavemeti	560 MPa
Uzama %	%22

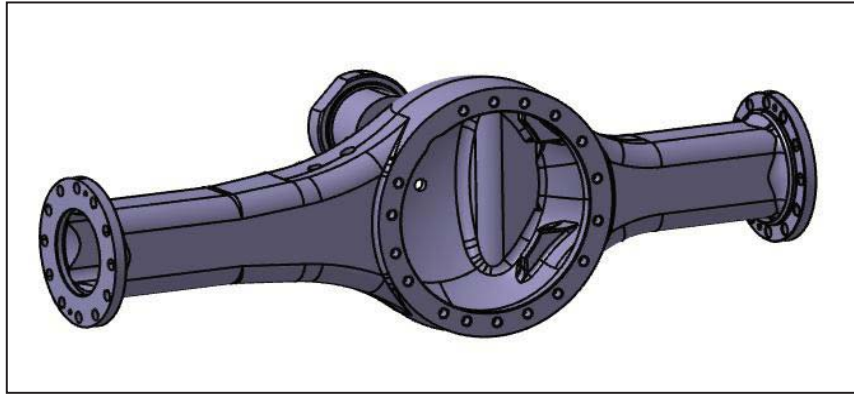
Elde edilen mekanik değerler döküm kovanın yapısal analizlerinde referans alınacaktır.

2.2.3 Döküm Kovanın Katı Modelinin Oluşturulması

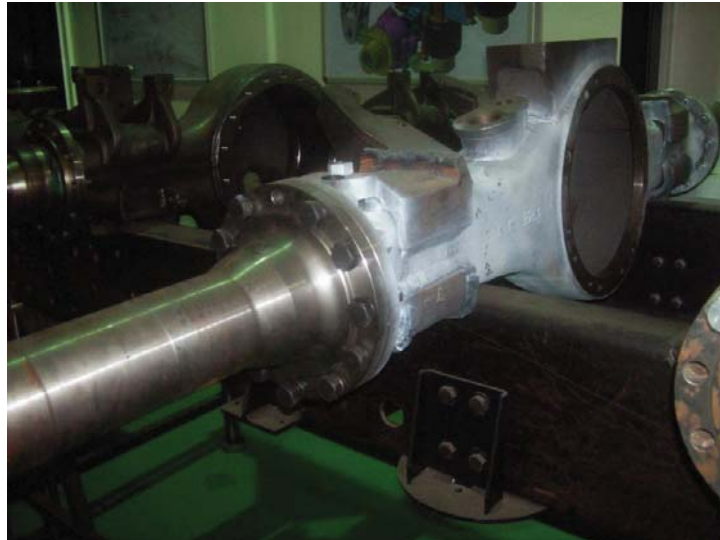
Döküm diferansiyel kovanının teknik resimlerine bağlı kalınarak Catia V5R19 yazılımı kullanılarak katı model hazırlanmıştır.



Şekil 2.4 Döküm kovan katı modeli



Şekil 2.4 Döküm kovan katı modeli (devamı)



Şekil 2.5 Dönüşümü yapılacak olan döküm diferansiyel kovanı

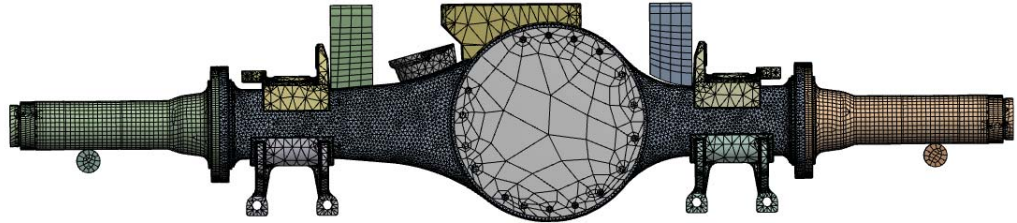
2.2.4 Döküm Kovanın Sonlu Elemanlar Analizleri

Catia yazılımı kullanılarak katı modeli oluşturulan döküm diferansiyel kovanının Ansys Workbench yazılımı ile yapısal analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizler kapsamında, daha önce elde edilen mekanik değerler kullanılarak kovan düşey ve yatay yükleme koşullarında sınanmıştır.

2.2.4.1 Düşey Yükleme Testi

Düşey yükleme testinde kovan araç izgenişliği 1830 mm açıklığında 2 adet silindirik takoz üzerinde mesnetlenmiştir ve makas tablalarından düşey yükler uygulanmıştır (Gordon, 1954).

Sonlu elemanlar modeli oluşturulurken kovan geometrisi 647.881 düğüme ve 357.978 elemana ayrılmıştır.

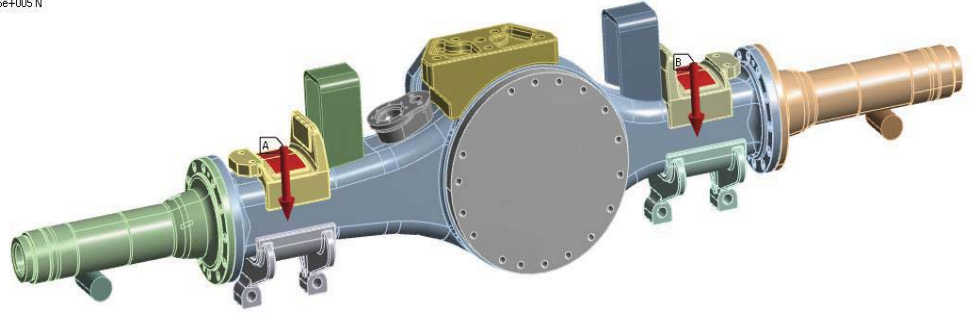


Nodes	647881
Elements	357978

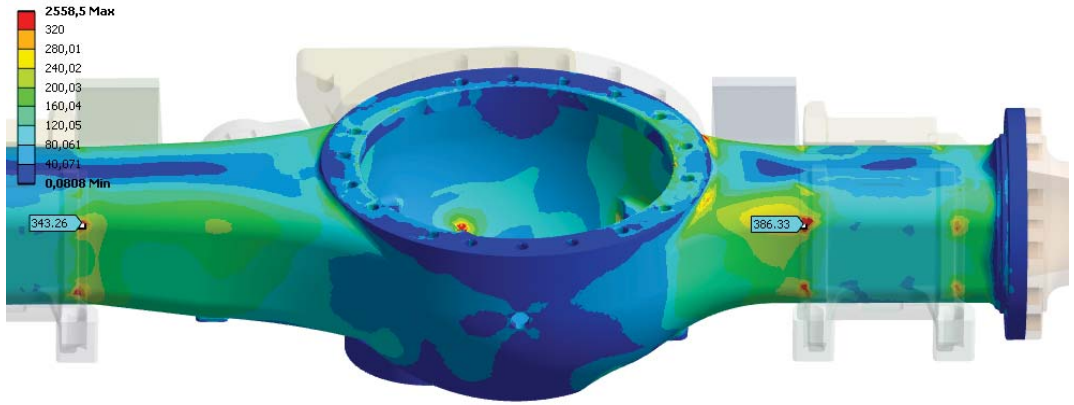
şekil 2.6 Döküm kovan sonlu elemanlar modeli

Emniyet katsayısı 2 kabul edilerek düşey yük 2 ile çarpılmıştır. Böylece makas tablalarına 16.000 kg \times 2 (2G) değerinde kuvvet uygulanmıştır (MMS-P011 Kovan üretim genel spesifikasyonu, 2011).

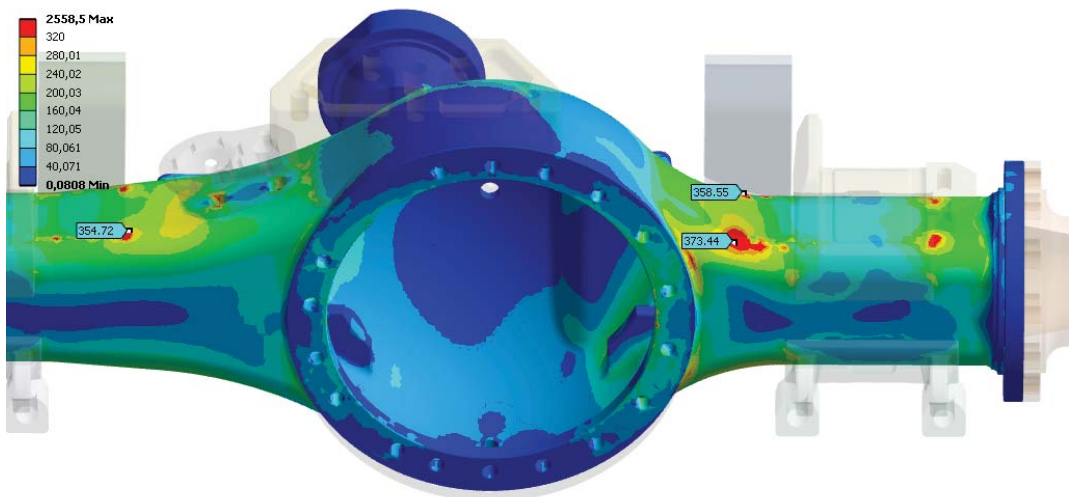
A Force: 1,5696e+005 N
 B Force 2: 1,5696e+005 N



Şekil 2.7 Döküm kovan sınır şartları



Şekil 2.8 Döküm kovan eşdeğer gerilme dağılımı



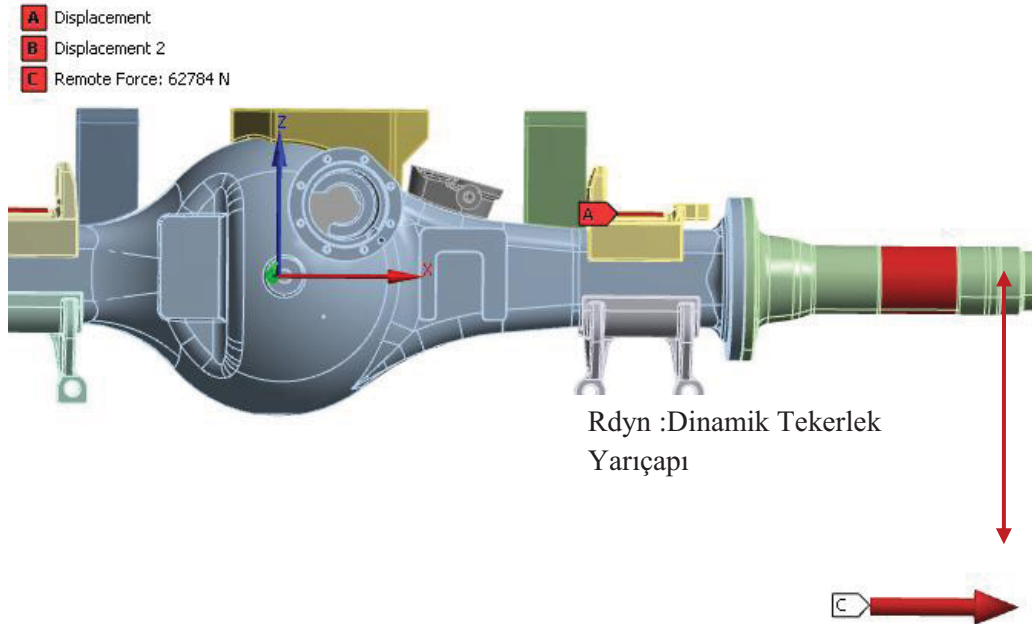
Şekil 2.9 Döküm kovan eşdeğer gerilme dağılımı

2.2.4.2 Yatay Yükleme Testi

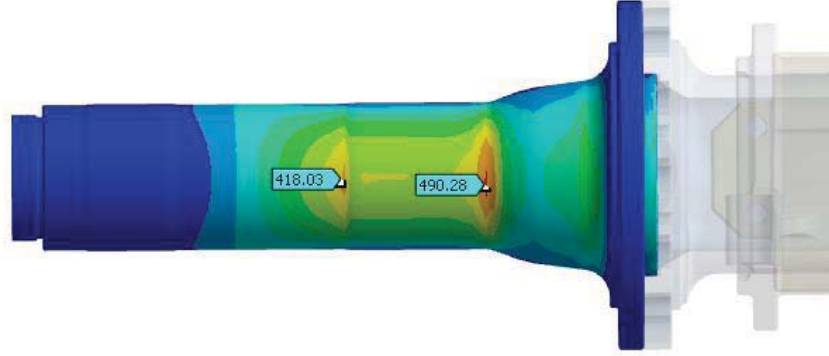
Yatay yükleme testinde, aracın viraj hareketi sırasında maruz kaldığı yanal yüklerle diferansiyel kovana test edilmiştir.

Yatay kuvvet hesaplanırken deneysel olarak elde edilmiş eğrilerden faydalanılmıştır. Bu doğrultuda aracın farklı diyagonal hareket açıları sırasında düşey olarak maruz kaldığı yükün 0,4 katı kadar yanal yük aldığı belirlenmiştir. Bu da 62784 N'luk kuvvet değeriyle aracın dinamik tekerlek yarıçapı olan 501 mm'lik mesafeden uygulanmıştır (MMS-P011 Kovan üretim genel spesifikasyonu, 2011).

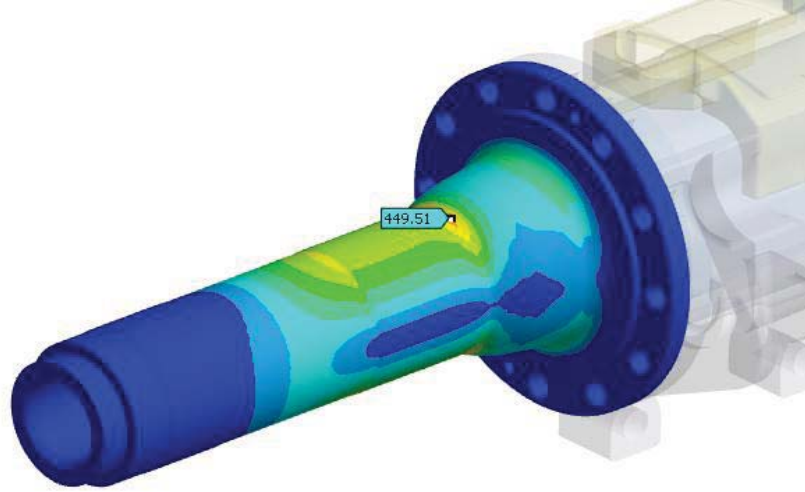
Bu çalışma sırasında kovan alt ve üst makas tablası yüzeylerinden desteklenmiştir. Kovana sadece yatay yük olan 62784 N değerindeki kuvvet uygulanmıştır. Yatay yorulma testinde kovan düşey yüke maruz kalmadığından sonlu elemanlar analizi sırasında düşey yük uygulanmamıştır.



Şekil 2.10 Yatay yükleme sınır koşulları



Şekil 2.11 Mıylu bölgesinde meydana gelen eşdeğer gerilme değerleri



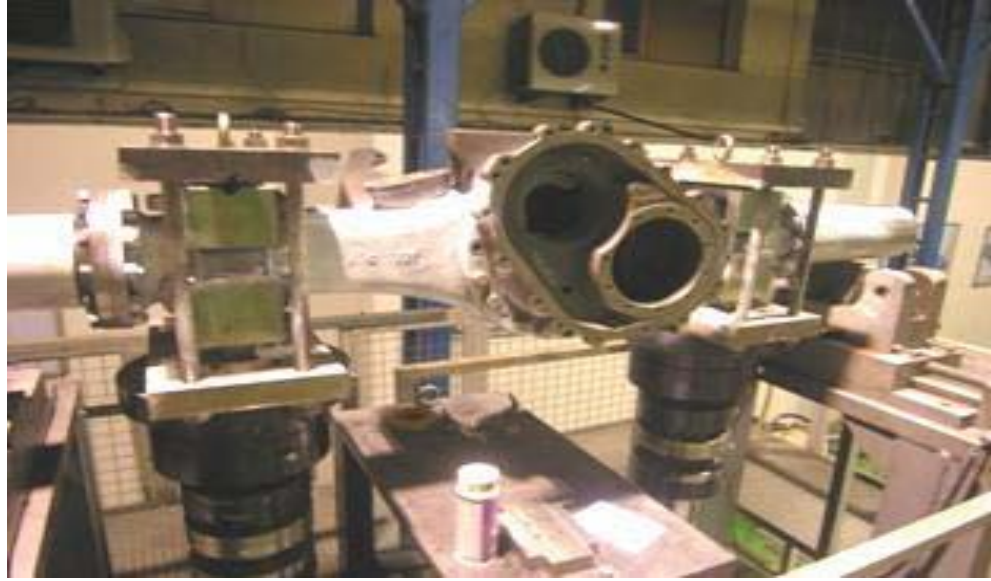
Şekil 2.12 Mıylu bölgesinde meydana gelen eşdeğer gerilme değerleri

2.2.4.3 Döküm Kovanın Düşey Yorulma Testi

Döküm diferansiyel kovanı Ege Endüstri ve Ticaret A.Ş. düşey yorulma testinde, yapılan sonlu elemanlar analiziyle aynı sınır şartlarında test edilmiştir.

Tablo 2.3 Düşey Yorulma Testi Test Parametreleri

İz Genişliği	1830 mm
Test Yüğü	32.000 kg
Test Frekansı	2 Hz.



Şekil 2.13 Düşey yorulma testine bağlanmış döküm diferansiyel kovanı

Sonlu elemanlar analizleri sonuçlarında döküm gövdede meydana gelen eşdeğer gerilmeler araştırılmıştır. Gövde alt kısmında çekme testleriyle belirlenen 310 MPa'lık akma gerilmelerinin üzerinde (386 Mpa) değerler oluştuğu gözlenmiştir.

Düşey yorulma testi sonucunda 125.000 çevrim sonrası sol muyluda 127 mm boyunda çatlak meydana gelmiştir.

Sonlu elemanlar analizleri ve düşey yorulma testleri sonuçlarında döküm gövdenin kabul çevrimlerini geçemediği ve emniyetsiz olduğu belirlenmiştir.



Şekil 2.14 Düşey yorulma testi sonucu

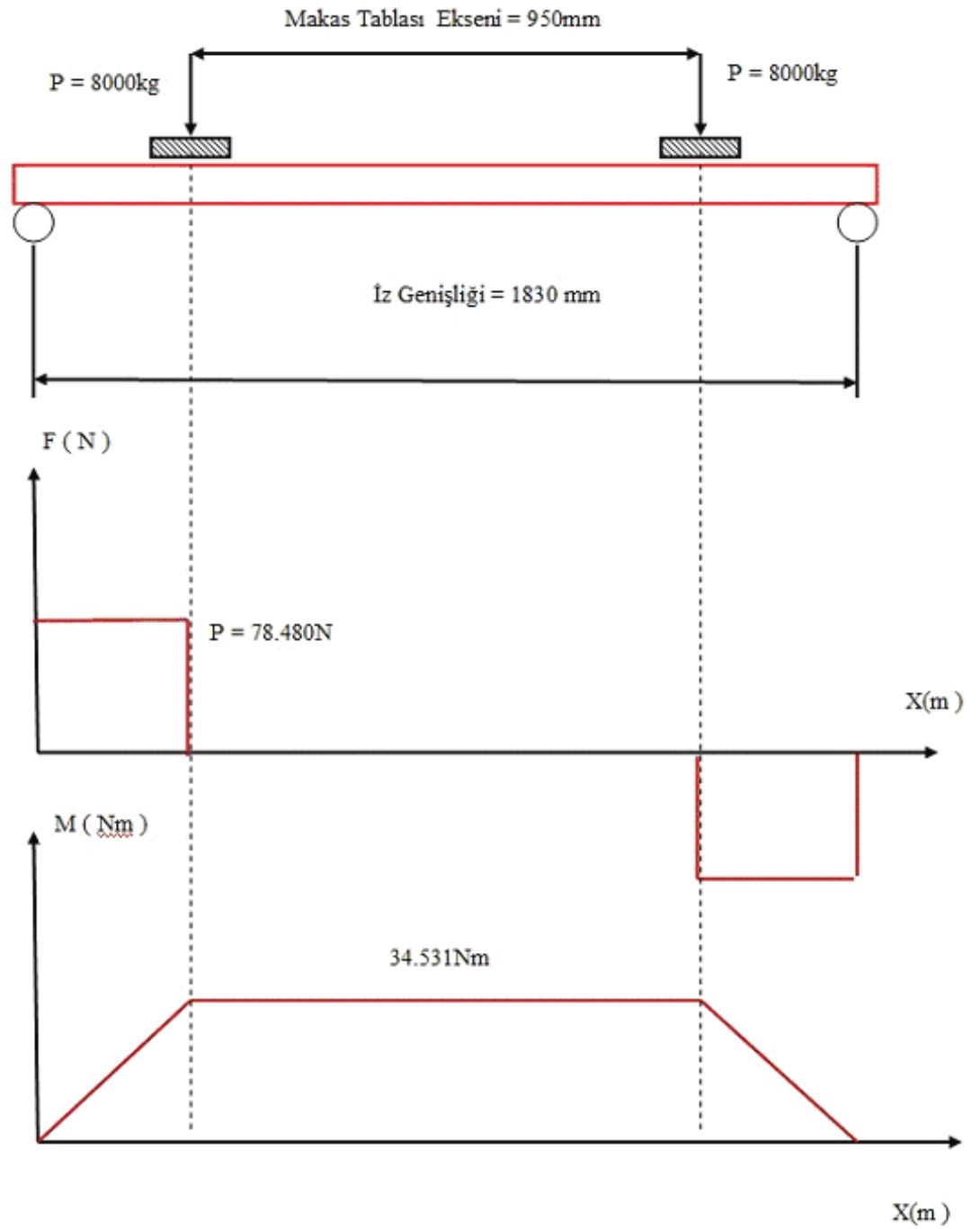
BÖLÜM ÜÇ

SAÇ DİFERANSİYEL KOVANI

Bu bölümde, saç diferansiyel kovanının kutu kesiti boyutlandırılıp, gövde saç malzemesi belirlenmiştir. Belirlenen değişkenler doğrultusunda kovanın Catia V5R19 yazılımı ile katı modeli oluşturulup, Ansys Workbench V12.0 yazılımı kullanılarak sonlu elemanlar analizleri yapılmıştır. Yapılan analizlerle emniyetli olduğu ispatlanan saç kovanın prototipi imal edilmiş, düşey ve yatay yorulma testlerinde sınanmıştır.

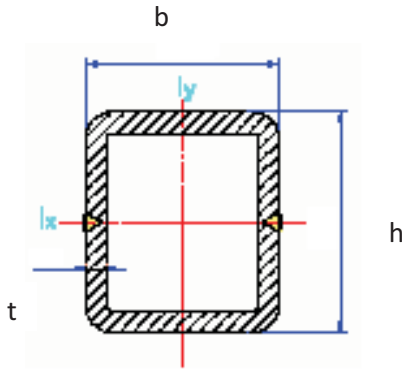
3.1 Kovan Kol Kesitinin Hesaplanması

Kol kesiti hesaplanırken, kovan uzunluğu boyunca bir kiriş gibi değerlendirilmiştir. Yükleme durumunda kesit kesme kuvvetleri ve eğilme momentlerine maruz kalmaktadır. Kiriş kovan izgenişliği düşünülerek bu noktalardan desteklenmiş ve kovan makas tablası eksenlerinden yük uygulanmıştır. (Gordon, 1954).



şekil 3.1 Kovanın basit kiriş olarak şematik gösterimi

Hedeflenen 3,2 'lik emniyet katsayısı değeri için farklı kesit ve malzeme durumları için karşılaştırmalar yapılmıştır.



b : 140 mm (braket tasarımı değiştirilemeyeceği için sabit tutulmuştur)

h : 130 mm, 140 mm, 150 mm için test edilecektir.

t : 14 mm , 16 mm , 17 mm için test edilecektir.

Malzeme : ERD 735 ve ERD 9460 denenecektir.

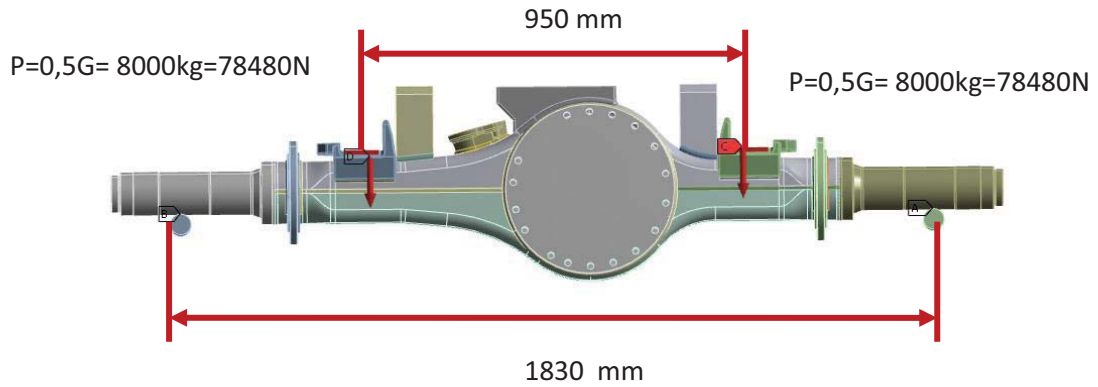
$$b_1 = b - 2 \times t$$

$$h_1 = h - 2 \times t$$

Tablo 3.1 Değişken Malzemelerin Mekanik Değerleri

	Akma Mukavemeti	Kopma Mukavemeti
ERD 735	345 Mpa	517 Mpa
ERD 9460	460 MPa	620 Mpa

(Erdemir Ürün Kataloğu , 2007)



Şekil 3.2 Kovan yükleme modeli

1. Durum

b : 140 mm, h : 130 mm, t: 14 mm, ERD 735

A.Kovan Kol Kesiti Mukavemet Momenti:

$$W = \left[\frac{b \times h^3}{12} - \frac{b_1 \times h_1^3}{12} \right] / \frac{h}{2} = 241954,7 \text{ mm}^3$$

B.Kovan Eğilme Momenti:

$$M_e = (78480\text{N}) \times (1830-950) / 2 = 34531200 \text{ Nmm}$$

C. Kovan Kol Kesitinde Ortaya Çıkan Maksimum Statik Gerilme (σ_{\max}):

$$M_e / W = 142,7176 \text{ Mpa}$$

D.Statik Emniyet Katsayısı:

$$\text{Akma Muk.} / (\sigma_{\max}) = 2,42$$

2. Durum

b: 140 mm, h: 130 mm, t: 14 mm, ERD 9460

A.Kovan Kol Kesiti Mukavemet Momenti:

$$W = \left[\frac{b \times h^3}{12} - \frac{b_1 \times h_1^3}{12} \right] / \frac{h}{2} = 241954,7 \text{ mm}^3$$

B.Kovan Eğilme Momenti:

$$M_e = (78480\text{N}) \times (1830-950) / 2 = 34531200 \text{ Nmm}$$

C. Kovan Kol Kesitinde Ortaya Çıkan Maksimum Statik Gerilme (σ_{\max}):

$$M_e / W = 142,7176 \text{ Mpa}$$

D. Statik Emniyet Katsayısı:

$$\text{Akma Muk.} / (\sigma_{\max}) = 3,22$$

3. Durum

b : 140 mm, h: 130 mm, t : 16 mm, ERD 735

A. Kovan Kol Kesiti Mukavemet Momenti:

$$W = \left[\frac{b \times h^3}{12} - \frac{b_1 \times h_1^3}{12} \right] / \frac{h}{2} = 264014,4 \text{ mm}^3$$

B. Kovan Eğilme Momenti:

$$M_e = (78480\text{N}) \times (1830-950) / 2 = 34531200 \text{ Nmm}$$

C. Kovan Kol Kesitinde Ortaya Çıkan Maksimum Statik Gerilme (σ_{\max}):

$$M_e/W = 130,79 \text{ Mpa}$$

D. Statik Emniyet Katsayısı:

$$\text{Akma Muk.} / (\sigma_{\max}) = 2,6$$

4. Durum

$$b : 140 \text{ mm, } h: 130 \text{ mm, } t : 16 \text{ mm, ERD 9460}$$

A. Kovan Kol Kesiti Mukavemet Momenti:

$$[(b \cdot h^3) - (b_1 \cdot h_1^3) / 12] / (h / 2) = 264014,4 \text{ mm}^3$$

B. Kovan Eğilme Momenti:

$$M_e = (78480\text{N}) \times (1830-950) / 2 = 34531200 \text{ Nmm}$$

C. Kovan Kol Kesitinde Ortaya Çıkan Maksimum Statik Gerilme (σ_{\max}):

$$M_e/W = 130,79 \text{ Mpa}$$

D. Statik Emniyet Katsayısı:

$$\text{Akma Muk.} / (\sigma_{\max}) = 3,52$$

5. Durum

$$b : 140 \text{ mm, } h: 130 \text{ mm, } t: 17 \text{ mm, ERD 735 mm}^3$$

A. Kovan Kol Kesiti Mukavemet Momenti:

$$W = \left[\frac{b \times h^3}{12} - \frac{b_1 \times h_1^3}{12} \right] / \frac{h}{2} = 274100$$

B. Kovan Eğilme Momenti:

$$M_e = (78480\text{N}) \times (1830-950) / 2 = 34531200 \text{ Nmm}$$

C. Kovan Kol Kesitinde Ortaya Çıkan Maksimum Statik Gerilme (σ_{\max}):

$$M_e/W = 125,98 \text{ Mpa}$$

D. Statik Emniyet Katsayısı:

$$\text{Akma Muk.} / (\sigma_{\max}) = 2,74$$

6. Durum

$$b : 140 \text{ mm, } h: 130 \text{ mm, } t: 17 \text{ mm, ERD 9460}$$

A. Kovan Kol Kesiti Mukavemet Momenti:

$$W = \left[\frac{b \times h^3}{12} - \frac{b_1 \times h_1^3}{12} \right] / \frac{h}{2} = 274100 \text{ mm}^3$$

B. Kovan Eğilme Momenti:

$$M_e = (78480N) \times (1830-950) / 2 = 34531200 \text{ Nmm}$$

C. Kovan Kol Kesitinde Ortaya Çıkan Maksimum Statik Gerilme (σ_{\max}):

$$M_e / W = 125,98 \text{ Mpa}$$

D. Statik Emniyet Katsayısı:

$$\text{Akma Muk.} / (\sigma_{\max}) = 3,65$$

7. Durum

b : 140 mm, h: 140 mm, t: 14 mm, ERD 735

A. Kovan Kol Kesiti Mukavemet Momenti:

$$W = \left[\frac{b \times h^3}{12} - \frac{b_1 \times h_1^3}{12} \right] / \frac{h}{2} = 270009,6 \text{ mm}^3$$

B. Kovan Eğilme Momenti:

$$M_e = (78480N) \times (1830-950) / 2 = 34531200 \text{ Nmm}$$

C. Kovan Kol Kesitinde Ortaya Çıkan Maksimum Statik Gerilme (σ_{\max}):

$$M_e / W = 127,88 \text{ Mpa}$$

D. Statik Emniyet Katsayısı:

$$\text{Akma Muk.} / (\sigma_{\max}) = 2,70$$

8. Durum

b : 140 mm, h : 140 mm, t : 14 mm, ERD 9460

A. Kovan Kol Kesiti Mukavemet Momenti:

$$W = \left[\frac{b \times h^3}{12} - \frac{b_1 \times h_1^3}{12} \right] / \frac{h}{2} = 270009,6 \text{ mm}^3$$

B. Kovan Eğilme Momenti:

$$M_e = (78480N) \times (1830-950) / 2 = 34531200 \text{ Nmm}$$

C. Kovan Kol Kesitinde Ortaya Çıkan Maksimum Statik Gerilme (σ_{\max}):

$$M_e / W = 127,88 \text{ Mpa}$$

D. Statik Emniyet Katsayısı:

$$\text{Akma Muk.} / (\sigma_{\max}) = 3,60$$

9. Durum

b: 140 mm, h: 140 mm, t: 16 mm, ERD 735

A. Kovan Kol Kesiti Mukavemet Momenti :

$$W = \left[\frac{b \times h^3}{12} - \frac{b_1 \times h_1^3}{12} \right] / \frac{h}{2} = 295370 \text{ mm}^3$$

B. Kovan Eğilme Momenti:

$$M_e = (78480\text{N}) \times (1830-950) / 2 = 34531200 \text{ Nmm}$$

C. Kovan Kol Kesitinde Ortaya Çıkan Maksimum Statik Gerilme (σ_{\max}):

$$M_e / W = 116,9 \text{ Mpa}$$

D. Statik Emniyet Katsayısı:

$$\text{Akma Muk.} / (\sigma_{\max}) = 2,95$$

10. Durum

b: 140 mm, h: 140 mm, t: 16 mm, ERD 9460

A. Kovan Kol Kesiti Mukavemet Momenti:

$$W = \left[\frac{b \times h^3}{12} - \frac{b_1 \times h_1^3}{12} \right] / \frac{h}{2} = 295370 \text{ mm}^3$$

B. Kovan Eğilme Momenti:

$$M_e = (78480\text{N}) \times (1830-950) / 2 = 34531200 \text{ Nmm}$$

C. Kovan Kol Kesitinde Ortaya Çıkan Maksimum Statik Gerilme (σ_{\max}):

$$M_e / W = 116,9$$

D. Statik Emniyet Katsayısı:

$$\text{Akma Muk.} / (\sigma_{\max}) = 3,93$$

11. Durum

b: 140 mm, h: 140 mm, t: 17 mm, ERD 735

A. Kovan Kol Kesiti Mukavemet Momenti:

$$W = \left[\frac{b \times h^3}{12} - \frac{b_1 \times h_1^3}{12} \right] / \frac{h}{2} = 307038,5 \text{ mm}^3$$

B. Kovan Eğilme Momenti:

$$M_e = (78480\text{N}) \times (1830-950) / 2 = 34531200 \text{ Nmm}$$

C. Kovan Kol Kesitinde Ortaya Çıkan Maksimum Statik Gerilme (σ_{\max}):

$$M_e/W = 112,46 \text{ Mpa}$$

D. Statik Emniyet Katsayısı:

$$\text{Akma Muk.} / (\sigma_{\max}) = 3,07$$

12. Durum

b: 140 mm, h: 140 mm, t: 17 mm, ERD 9460

A. Kovan Kol Kesiti Mukavemet Momenti:

$$W = \left[\frac{b \times h^3}{12} - \frac{b_1 \times h_1^3}{12} \right] / \frac{h}{2} = 307038,5 \text{ mm}^3$$

B. Kovan Eğilme Momenti:

$$M_e = (78480\text{N}) \times (1830-950)/2 = 34531200 \text{ Nmm}$$

C. Kovan Kol Kesitinde Ortaya Çıkan Maksimum Statik Gerilme (σ_{\max}):

$$M_e/W = 112,46 \text{ Mpa}$$

D. Statik Emniyet Katsayısı:

$$\text{Akma Muk.} / (\sigma_{\max}) = 4,09$$

13. Durum

b: 140 mm, h: 150 mm, t: 14 mm, ERD 735

A. Kovan Kol Kesiti Mukavemet Momenti:

$$W = \left[\frac{b \times h^3}{12} - \frac{b_1 \times h_1^3}{12} \right] / \frac{h}{2} = 299027,8 \text{ mm}^3$$

B. Kovan Eğilme Momenti:

$$M_e = (78480\text{N}) \times (1830-950)/2 = 34531200 \text{ Nmm}$$

C. Kovan Kol Kesitinde Ortaya Çıkan Maksimum Statik Gerilme (σ_{\max}):

$$M_e/W = 115,47 \text{ Mpa}$$

D. Statik Emniyet Katsayısı:

$$\text{Akma Muk.} / (\sigma_{\max}) = 2,99$$

14. Durum

b: 140 mm, h: 150 mm, t: 14 mm, ERD 9460

A. Kovan Kol Kesiti Mukavemet Momenti:

$$W = \left[\frac{b \times h^3}{12} - \frac{b_1 \times h_1^3}{12} \right] / \frac{h}{2} = 299027,8 \text{ mm}^3$$

B. Kovan Eğilme Momenti:

$$M_e = (78480\text{N}) \times (1830-950) / 2 = 34531200 \text{ Nmm}$$

C. Kovan Kol Kesitinde Ortaya Çıkan Maksimum Statik Gerilme (σ_{\max}):

$$M_e / W = 115,47 \text{ Mpa}$$

D. Statik Emniyet Katsayısı:

$$\text{Akma Muk.} / (\sigma_{\max}) = 3,98$$

15. Durum

b: 140 mm, h: 150 mm, t: 16 mm, ERD 735

A. Kovan Kol Kesiti Mukavemet Momenti:

$$W = \left[\frac{b \times h^3}{12} - \frac{b_1 \times h_1^3}{12} \right] / \frac{h}{2} = 327836,2 \text{ mm}^3$$

B. Kovan Eğilme Momenti:

$$M_e = (78480\text{N}) \times (1830-950) / 2 = 34531200 \text{ Nmm}$$

C. Kovan Kol Kesitinde Ortaya Çıkan Maksimum Statik Gerilme (σ_{\max}):

$$M_e / W = 105,33 \text{ Mpa}$$

D. Statik Emniyet Katsayısı:

$$\text{Akma Muk.} / (\sigma_{\max}) = 3,28$$

16. Durum

b: 140 mm, h: 150 mm, t: 16 mm, ERD 9460

A. Kovan Kol Kesiti Mukavemet Momenti :

$$W = \left[\frac{b \times h^3}{12} - \frac{b_1 \times h_1^3}{12} \right] / \frac{h}{2} = 327836,2 \text{ mm}^3$$

B. Kovan Eğilme Momenti:

$$M_e = (78480\text{N}) \times (1830-950) / 2 = 34531200 \text{ Nmm}$$

C. Kovan Kol Kesitinde Ortaya Çıkan Maksimum Statik Gerilme (σ_{\max}):

$$M_e / W = 105,33 \text{ Mpa}$$

D. Statik Emniyet Katsayısı:

$$\text{Akma Muk.} / (\sigma_{\max}) = 4,37$$

17. Durum

b: 140 mm, h: 150 mm, t: 17 mm, ERD 735

A. Kovan Kol Kesiti Mukavemet Momenti:

$$W = \left[\frac{b \times h^3}{12} - \frac{b_1 \times h_1^3}{12} \right] / \frac{h}{2} = 341161,1 \text{ mm}^3$$

B. Kovan Eğilme Momenti:

$$M_e = (78480\text{N}) \times (1830-950) / 2 = 34531200 \text{ Nmm}$$

C. Kovan Kol Kesitinde Ortaya Çıkan Maksimum Statik Gerilme (σ_{\max}):

$$M_e / W = 101,21 \text{ Mpa}$$

D. Statik Emniyet Katsayısı:

$$\text{Akma Muk.} / (\sigma_{\max}) = 3,41$$

18. Durum

b: 140 mm, h: 150 mm, t: 17 mm, ERD 9460

A. Kovan Kol Kesiti Mukavemet Momenti:

$$W = \left[\frac{b \times h^3}{12} - \frac{b_1 \times h_1^3}{12} \right] / \frac{h}{2} = 341161,1 \text{ mm}^3$$

B. Kovan Eğilme Momenti:

$$M_e = (78480\text{N}) \times (1830-950) / 2 = 34531200 \text{ Nmm}$$

C. Kovan Kol Kesitinde Ortaya Çıkan Maksimum Statik Gerilme (σ_{\max}):

$$M_e / W = 101,21 \text{ Mpa}$$

D. Statik Emniyet Katsayısı:

$$\text{Akma Muk.} / (\sigma_{\max}) = 4,54$$

Hedeflenen emniyet katsayısına (3,2) en yakın seçenekler 2. ve 15. durum olarak belirlenmiştir. Ancak ERD 9460 ve ERD 735 maliyet açısından karşılaştırıldığında tercih edilen malzeme ERD 735 'tir.

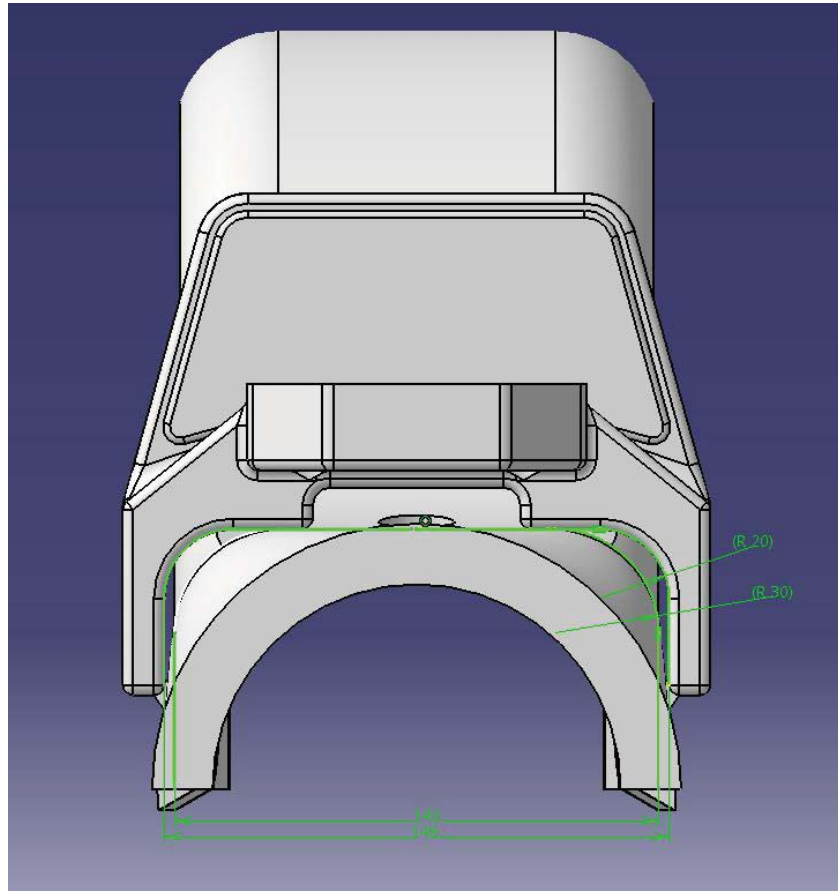
Bu seçenekte test edilen değerler.

b: 140 mm, h: 150 mm, t = 16 mm ve ERD 735' dir.

3.2 Kesit Yuvarlatmalarının Belirlenmesi

Kesit yuvarlatılması için verilen sınırlama yüzey basıncı ile ilgilidir. Aks gövdesi imalatında üst ve alt kabuk olmak üzere tek parça kullanılmaktadır. Bu nedenle kritik gerilme yığılmalarının azaltılması kesit yuvarlatmasının artırılması, üst kabukta da bu değer in büyümesi anlamına gelmektedir. Kesit yuvarlatması arttıkça üst makas tablasının gövdeye temas genişliği, dolayısıyla oturma yüzeyi azalmaktadır. Bu da makas oturma yüzeyindeki yüzey basıncını yükseltmektedir (Topaç, Günal ve Kuralay, 2009).

Şekil 3.2' de görüldüğü gibi makas tablası oturma yüzeyine en uygun formda, yüzey oturma basıncını arttıracak şekilde ve 16mm'lik et kalınlığına bağlı olarak iç yuvarlatmaların keskin köşe oluşturmayacağı değer belirlenmiştir.

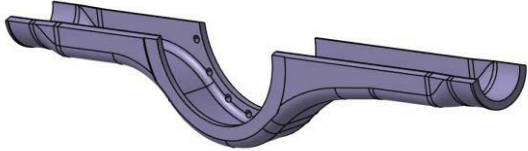


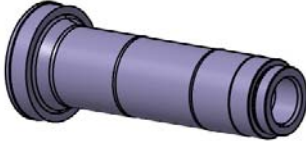



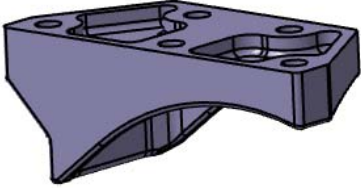
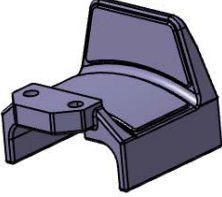
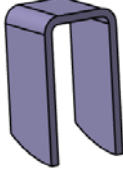
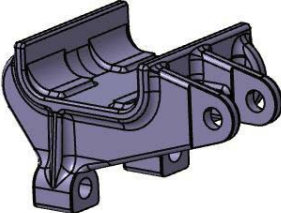
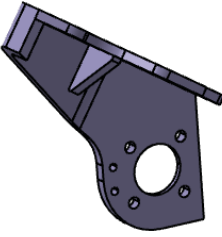
Şekil 3.3 Kesit yuvarlatmalarının belirlenmesi

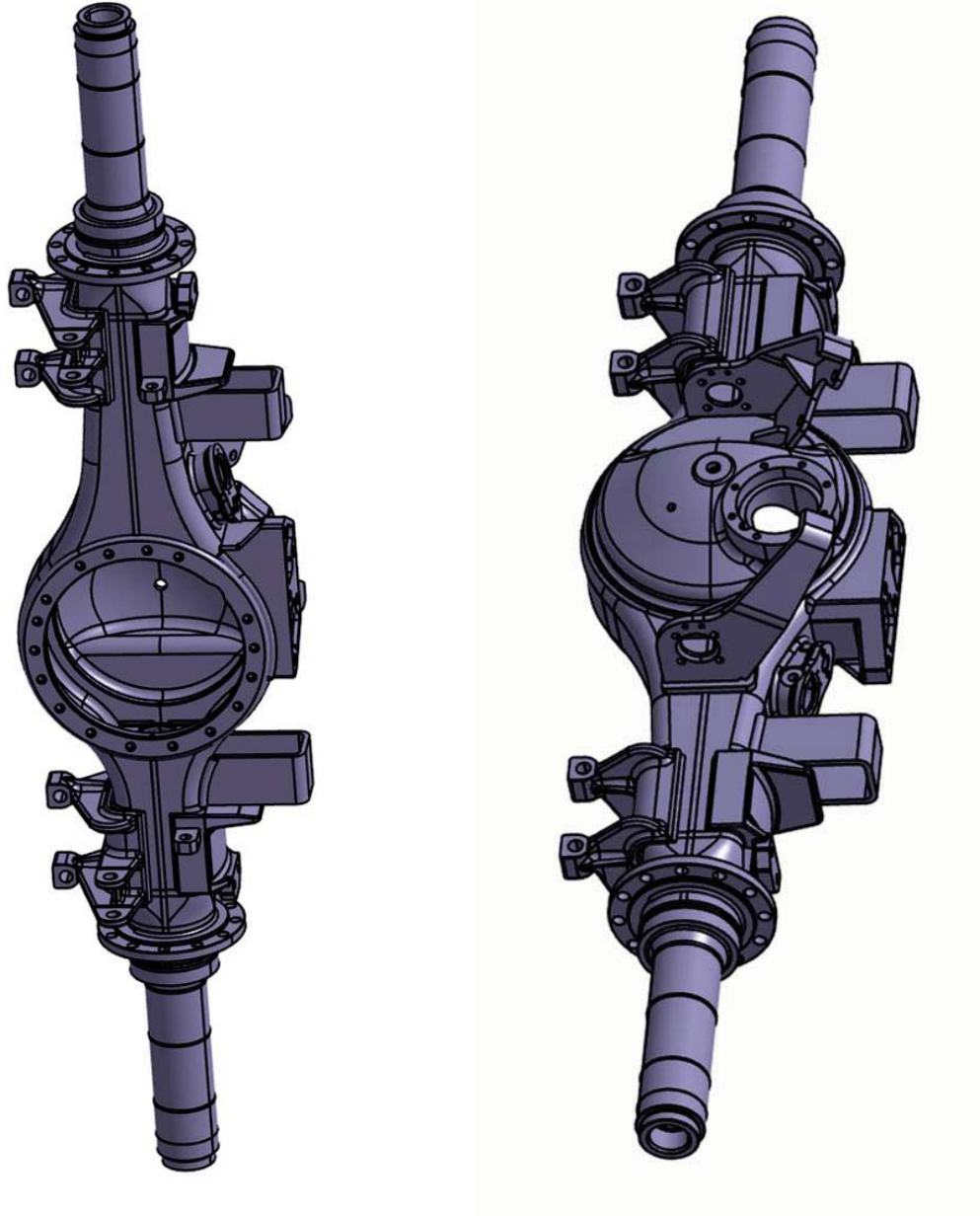
3.3 Kovan Katı Modelinin Oluşturulması

Kesit hesaplamaları doğrultusunda kovan katı modeli CatiaV5R19 yazılımı kullanılarak hazırlanmıştır. Saç kovan üzerindeki braketler döküm kovan üzerindekiyle birebir aynıdır. Üretim prosesi değiştiğinde döküm kovandaki cıvatalı muylu bağlantısı yerine sürtünme kaynağı yer almaktadır. Her iki kovanda da aynı diferansiyelin ve tekerlek grubunun kullanılması nedeniyle diferansiyel bağlantı arayüzü, banjo çapı ve muylu ölçüleri aslıyla korunmaktadır.

Tablo 3.2 Saç diferansiyel kovana bileşenlerinin katı modelleri

Parça Adı	İzometrik Görüntü
Gövde Yarımı	
Kapak	
Çember	
Muylu	
Fren Flanşı	

Çeki Kolu Braketi	
Üst Makas Tablası	
TakoZ Braketi	
Alt Makas Tablası	
Zkam Fren Braketi	



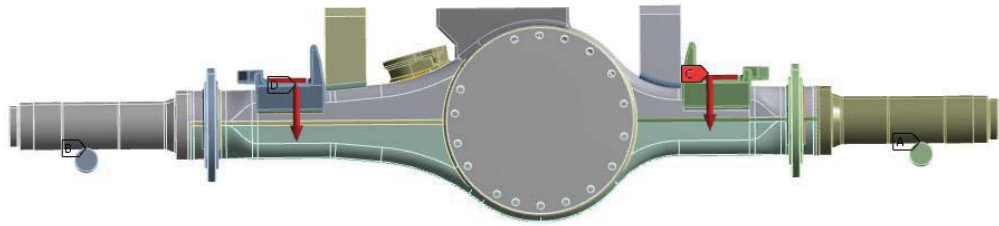
Şekil 3.4 Saç diferansiyel kovanı katı modeli

3.4 Yapısal Analizler

Katı modeli oluşturulan saç diferansiyel kovanı Ansys Workbench programına aktarılarak sonlu elemanlar modeli hazırlanmıştır. Saç kovan düşey ve yatay yükleme koşullarında test edilmiştir.

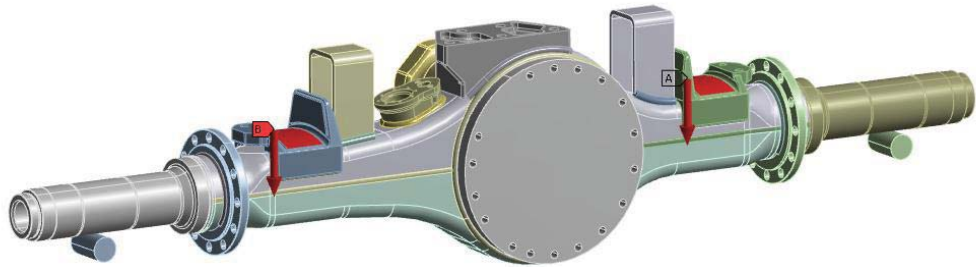
3.4.1 Düşey Yükleme Testi

Düşey yükleme testi sınır koşulları belirlenirken, saç kovan izgenişliğini temsil eden silindirik takozlar üzerinde mesnetlenmiştir.



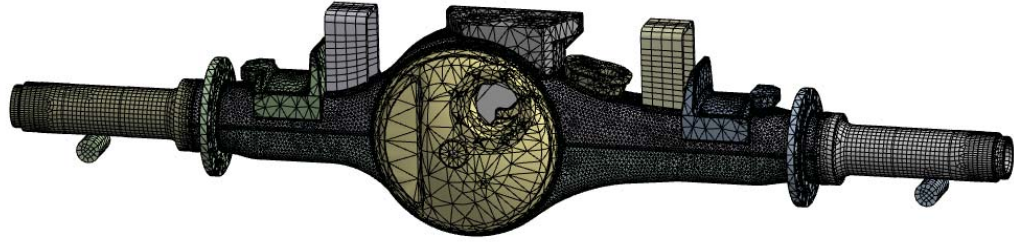
Şekil 3.5 Saç kovan düşey yükleme sınır koşulları

Kovanın makas tablalarından 2G ($16.000\text{kg} \times 2$) değerinde kuvvet uygulanmıştır.



Şekil 3.5 Saç kovan düşey yükleme sınır koşulları (devamı)

Sonlu elemanlar modeli oluşturulurken alt ve üst gövdenin eleman boyu kovan saç kalınlığının yarısı olacak şekilde 8 mm olarak belirlenmiştir. Muylular için hex-dominant eleman tipi tanımlanmıştır. Elemanlara ayırma işlemi sonrasında kovan 602.437 düğüme ve 320.140 elemana ayrılmıştır.



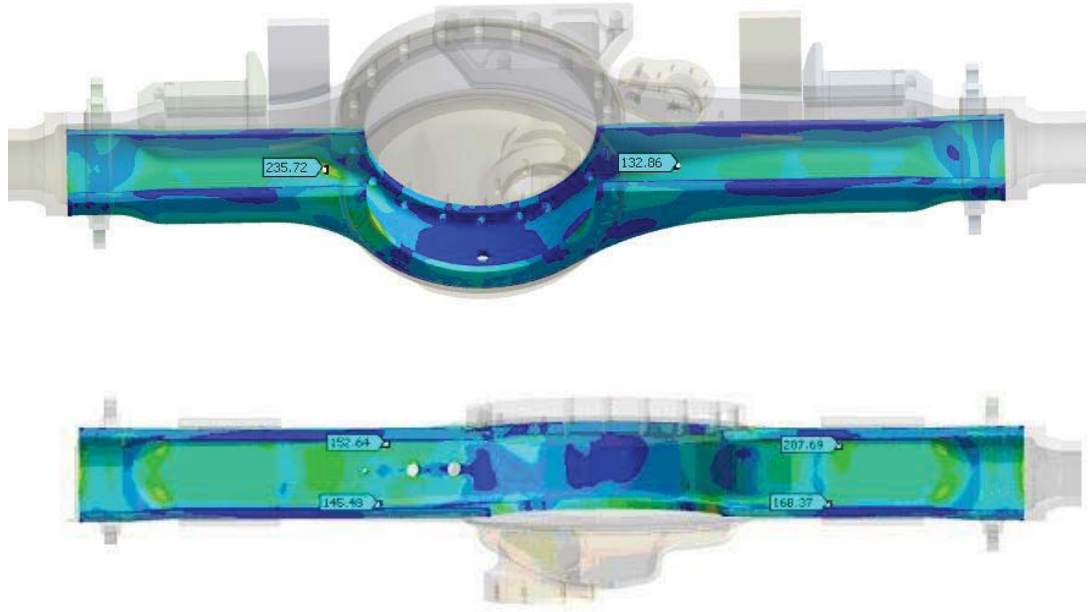
Statistics	
Nodes	602437
Elements	320140

Şekil 3.6 Saç kovan sonlu elemanlar modeli

2G yük altında, alt ve üst gövde yarımları Von-Mises Eşdeğer gerilme dağılımına göre incelendiğinde kovan saç malzemesi akma mukavemeti olan 345 MPa'nın üzerinde bir değere rastlanmadığı görülmüştür.



Şekil 3.7 Alt gövde yarımında meydana gelen eşdeğer gerilmeler

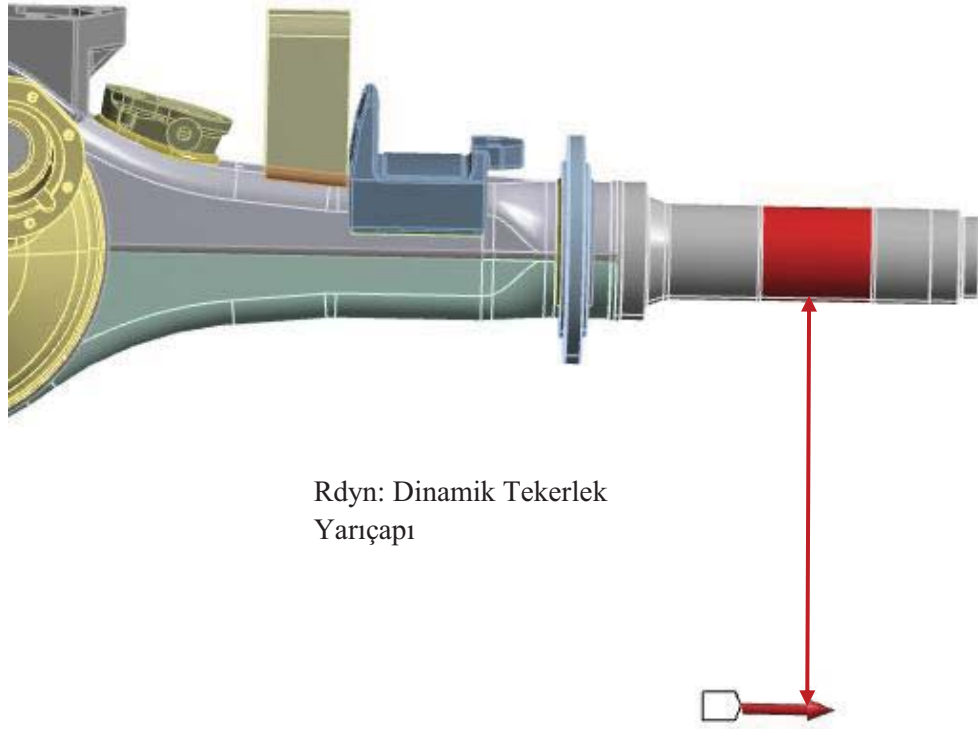


Şekil 3.8 Alt gövde yarımı iç kısmında meydana gelen eşdeğer gerilmeler

3.4.2 Yatay Yükleme Testi

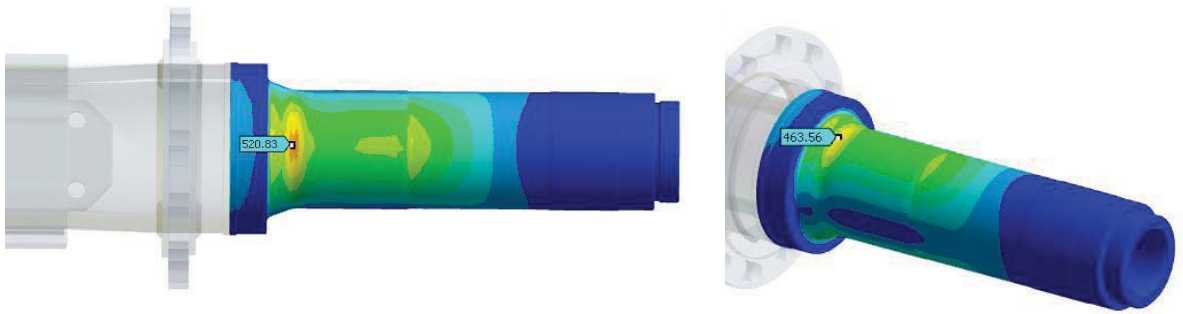
Yatay yükleme durumunda, saç kovan aracın viraj hareketi sırasında maruz kaldığı yatay kuvvetler ile test edilmiştir. Bu çalışmada kovan makas tablasından mesnetlenerek dinamik tekerlek yarıçapı kadar bir mesafeden kuvvet uygulanmıştır.

Uygulanan kuvvet, aracın maruz kaldığı düşey kuvvetin 0,4 katı olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.9 Yatay yüklemde sınır koşulları

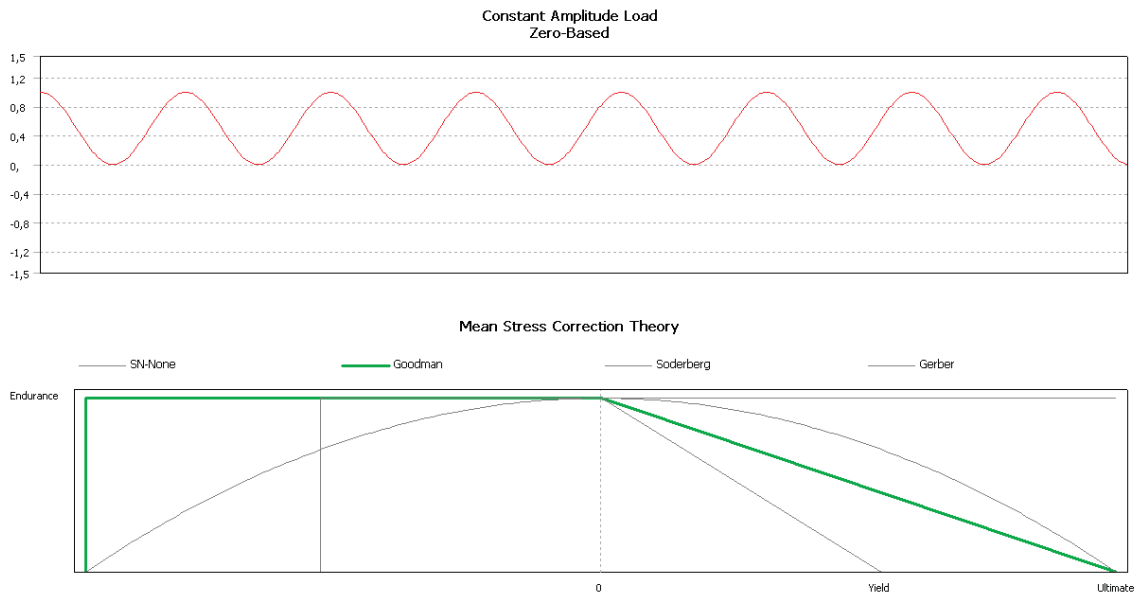
Analiz sonucunda muylu ve sürtünme kaynağı bölgesinde meydana gelen Von-Mises Eşdeğer gerilmeleri araştırılmıştır.



Şekil 3.10 Muyluda meydana gelen eşdeğer gerilmeler

3.4.3 Yorulma Testi

Goodman Yorulma Teorsine göre 300.000 devir için saç kovan gövdesinde emniyet katsayısı araştırılmıştır.



Şekil 3.11 Goodman yorulma teorisi

Yorulma testi değişkenleri olarak aşağıdaki değişkenler belirlenmiştir.

Stress Life : Parçanın toplam ömrü ile ilgilidir. Çatlak başlangıcını ve ilerleyişini kapsamaz.

Zero Based : Gerilme tanımı olarak seçilen bu durumda yükün uygulanıp tekrar kaldırılması durumu mevcuttur.

F_{min} : 0 kg

F_{ort} : 16.000 kg

F_{max} : 32.000 kg

Goodman: Yüklerin tam değişikenden farklı olduğu durumlar için ortalama gerilmeler mevcuttur. Ortalama gerilmelerin hesaplanabilmesi ve gevrek malzemeler için Goodman teorisi iyi bir seçimdir (FİGES, 2009).

3.4.3.1 Gövdenin Yorulma Ömrünün Belirlenmesi

Gövde işletim sırasında sürekli olarak dinamik zorlanmalara maruz kalmaktadır, bu sebeple statik zorlanmanın yanında yorulma mukavemeti açısından da değerlendirilmelidir. Bunun için ERD 735 malzemenin Wöhler diyagramı malzemenin mekanik değerleri üzerinden yaklaşık olarak oluşturulmuştur (Topaç, Günal, Kuralay, 2008, Kamyon Arka Aks Gövdesinde Oluşan Yorulma Hasarının Sonlu Elemanlar Yöntemiyle İncelenmesi).

Öncelikle ;

$$\sigma_{a1} = 10^2 \text{ tekrar sayısına kadar } (\sigma_{a1} = \sigma_{ut} - \sigma_m)$$

$$\sigma_{a2} = 10^6 \text{ tekrar sayısına kadar } \sigma_{a2} = \sigma_e$$

Malzemeler için sürekli mukavemet sınırı olarak bilinen 10^6 tekrar sayısından sonra sabit kaldığı ve diyagramın doğrusal karakteristiğe sahip olduğu kabul edilmiştir. (Schijve, 2001, Fatigue Structures and Materials).

Düşey yükleme testinden elde edilen değer sayesinde

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{maks} + \sigma_{min}}{2} = \frac{285 + 120}{2} = 202,5 MPa$$

σ_e gövde malzemesinin düzeltilmiş yorulma mukavemetidir ve ideal yorulma dayanımı σ_e' yardımıyla hesaplanır.

$$\sigma_e = k_a k_b k_c k_d k_e \sigma_e'$$

Gerilme yığılmasına bağlı düzeltme faktörünün belirlenmesinde ;

$K_t = \sigma_p$ (Kesitte oluşan maksimum gerilme) / σ_n (Kesitte ortaya çıkması beklenen nominal gerilme)

Bağıntısı kullanılmıştır. Daha önce hesaplanan değerler doğrultusunda;

$$K_t = \sigma_p / \sigma_n = 285 / (105,33 \times 2) = 1,35 \text{ bulunur (2G yük için) (Gordon, 1954).}$$

$$k_e = 1 / K_t \text{ için ; } k_e = 0,74 \text{ bulunur.}$$

Tablo 3.3 Düzeltme Faktörleri

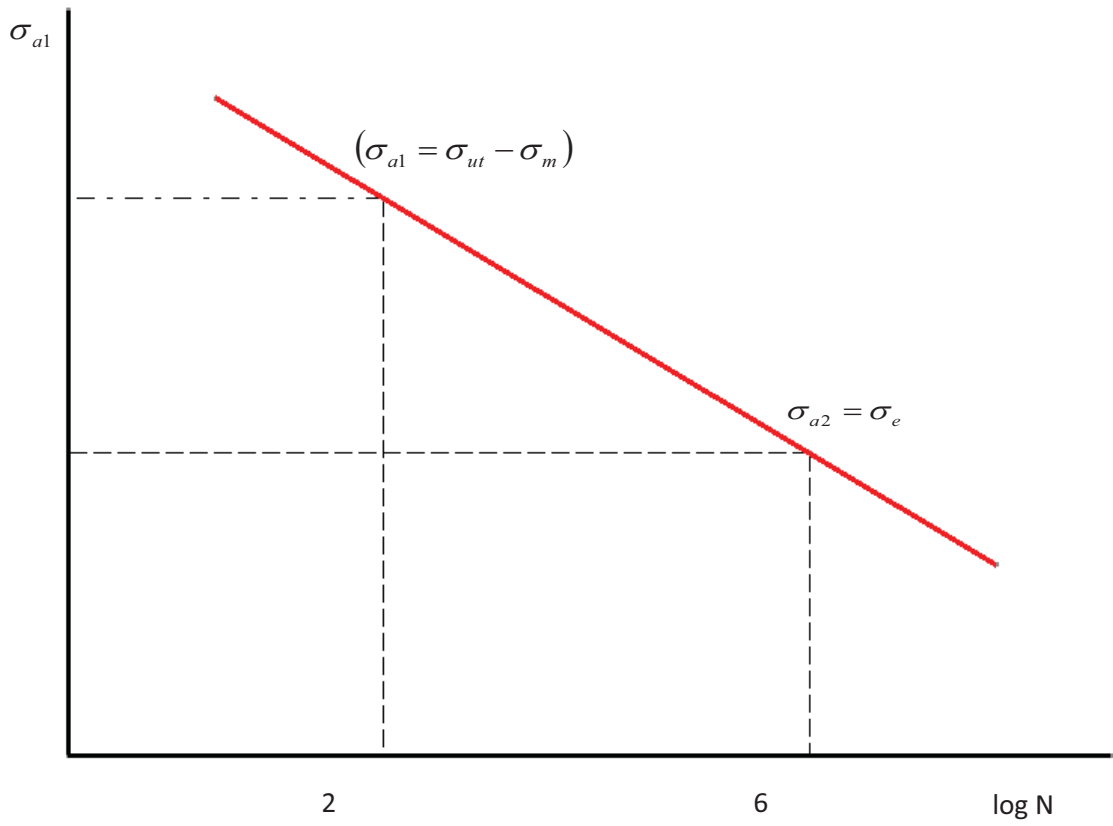
Yüzey Faktörü	k_a	0,96
Boyut Faktörü	k_b	0,75
Yük Faktörü	k_c	1,0
Sıcaklık Faktörü	k_d	1,0
Gerilme Yığılmasına Bağlı Düzeltme Faktörü ($1/K_t$)	k_e	0,74

Belirlenen değerler doğrultusunda;

$$\sigma_e = k_a k_b k_c k_d k_e \sigma_e'$$

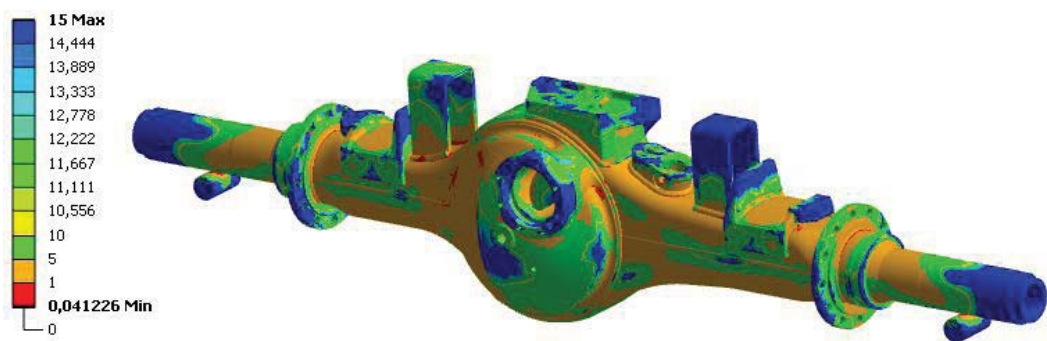
$$\sigma_e = 0,96 \times 0,75 \times 1,0 \times 1,0 \times 0,74 \times 345 = 183,8 \text{ MPa}$$

Elde edilen değerler yardımıyla Wöhler diyagramı Ansys Workbench yazılımına aktarılır.

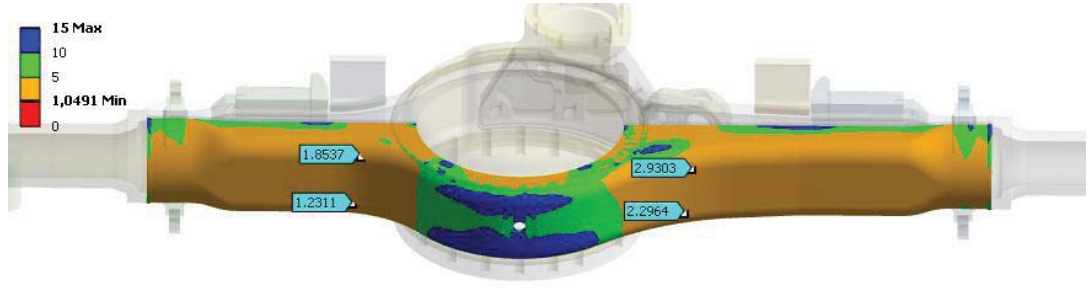


Şekil 3.12 Kovar malzemesi Wöhler eğrisi

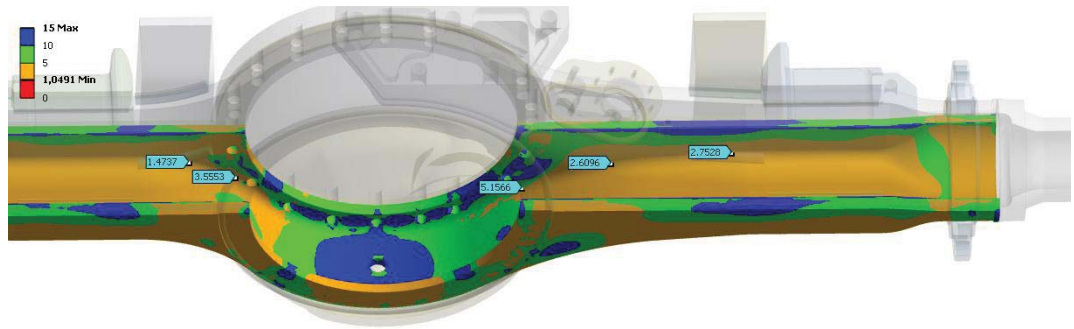
3.4.3.2 Goodman Teorisine Göre Emniyet Katsayısı Sonuçları



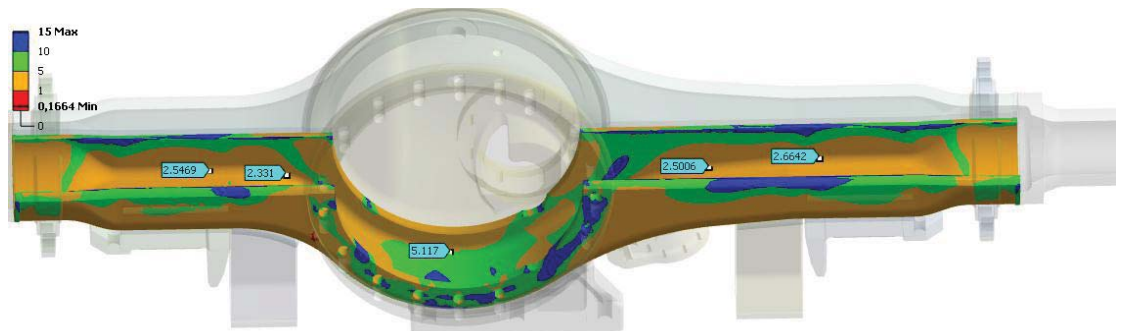
Şekil 3.13 Saç Diferansiyel kovanı emniyet katsayısı dağılımı



Şekil 3.14 Saç Diferansiyel kovanı alt gövde yarımı emniyet katsayısı dağılımı



Şekil 3.15 Saç diferansiyel kovanı alt gövde yarımı emniyet katsayısı dağılımı



Şekil 3.16 Saç diferansiyel kovanı üst gövde yarımı emniyet katsayısı dağılımı

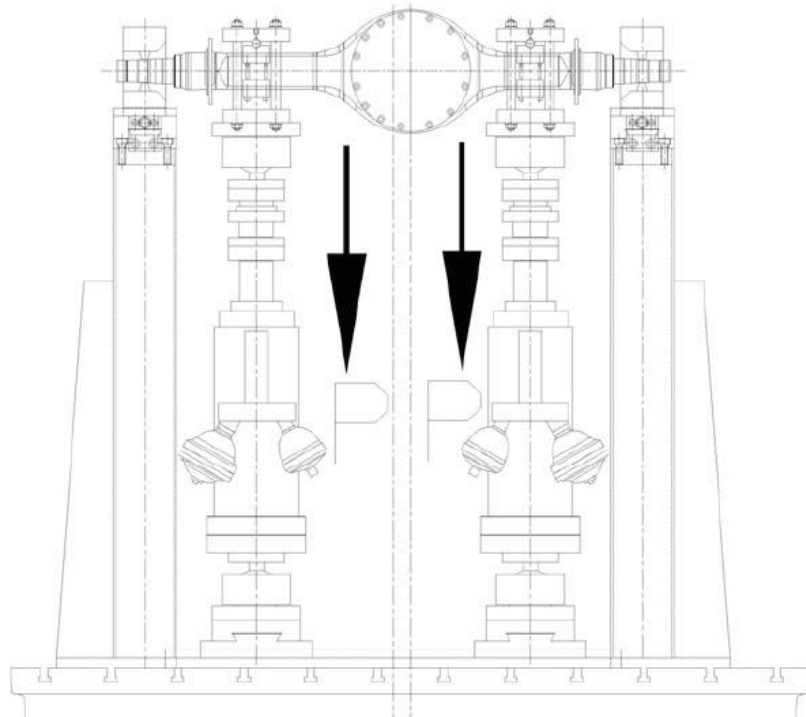
300.000 devir için yapılan analiz sonucunda saç kovanın alt ve üst gövde yarımında emniyetsiz bölge oluşmadığı gözlenmiştir.

3.5 Prototip Kovan Yorulma Testleri

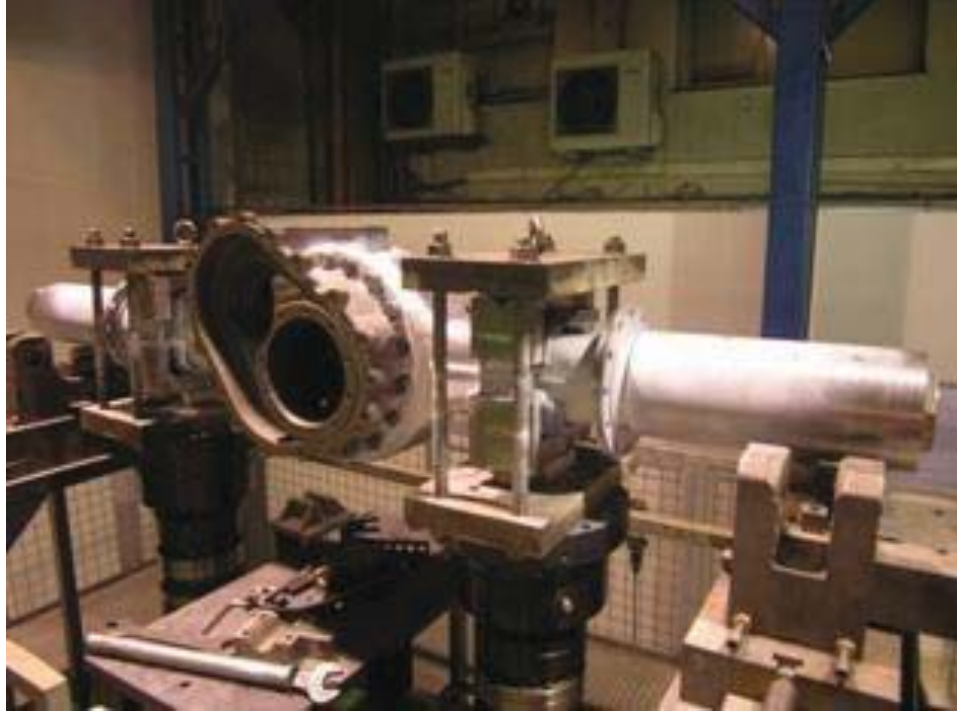
Sonlu elemanlar analizleri sonucunda emniyetli olduğuna karar verilen saç diferansiyel kovani düşey ve yatay yorulma testlerinde aynı sınır şartlarında test edilmiştir.

3.5.1 Düşey Yorulma Testi

Saç kovan araç izgenişliği kadar bir açıklıkta düşey silindirler üzerine mesnetlenmiştir ve makas tablaları eksenlerinden düşey kuvvetler uygulanmıştır.



Şekil 3.17 Saç Diferansiyel kovani düşey yorulma testi şematik gösterimi



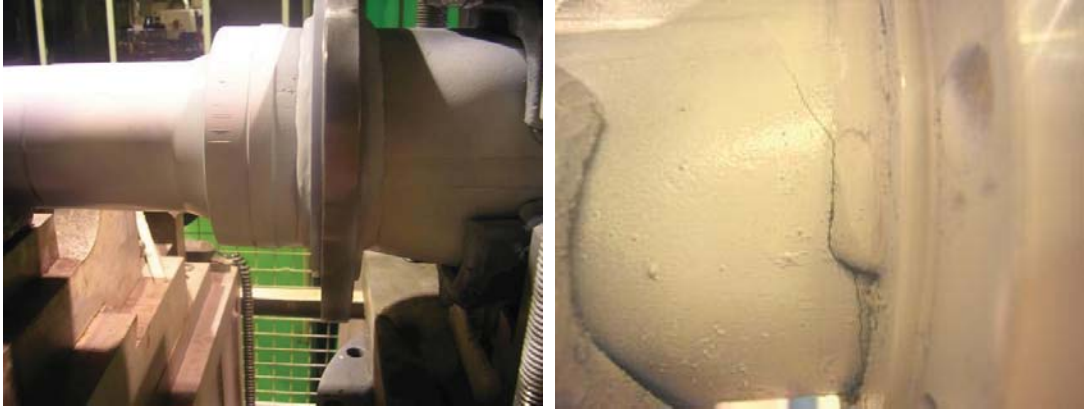
Şekil 3.18 Düşey yorulma testine bağlanmış saç diferansiyel kovanı

Tablo 3.4 Düşey Yorulma Testi Test Parametreleri

Test Yüğü	16.000 kg \times 2 (32.000 kg)
İz genişliğı	1830 mm
Makaslar Arası Mesafe	950 mm
Test Frekansısı	2 Hz.

440.000 çevrim sonrasında kısa kol flanş iç kaynak başlangıç bölgesinde 30 mm boyunda çatlğa rastlanmıştır. 457.500 çevrim sonucunda çatlak 105 mm boyuna ulaşmış ve test durdurulmuştur.

300.000 çevrim kabul sınırı aşan saç kovan düşey yorulma testinden başarıyla geçmiştir.



Şekil 3.19 Saç kovan düşey yorulma testi sonuçları

3.5.2 Yatay Yorulma Testi

Kovan makas tablasından mesnetlenerek tekerlek dinamik yarıçapı kadarlık mesafeden kuvvet uygulanmıştır.



Şekil 3.20 Yatay yorulma testine bağlanmış saç diferansiyel kovanı

Tablo 3.5 Yatay Yorulma Testi Test Parametreleri

Test Yüğü	6400 kg
Dinamik tekerlek Yarıçapı	501 mm
İz genişliğı	1830 mm
Makas Eksenleri Arasındaki Mesafe	950 mm
Test Frekansı	1 Hz.

Sol muylu konik bölge başlangıç çapında 99.600 çevrim sonrasında çatlak meydana gelmiştir.

Sağ muylu konik bölge başlangıç çapında 86.250 çevrim sonrasında çatlak meydana gelmiştir.



Şekil 3.21 Yatay yorulma testi test sonuçları

BÖLÜM DÖRT

SONUÇLAR

Döküm diferansiyel kovanının saç diferansiyel kovanına dönüşüm işlemi sırasında, mevcut döküm kovanın mekanik özellikleri belirlenmiş, bu mekanik değer doğrultusunda sonlu elemanlar analizine tabi tutulmuş ve düşey yorulma testi ile sınıanmıştır. Sonlu elemanlar analizinde belirlendiği üzere kovanın gövde kısmında 360-385 MPa aralığında gerilmelerin oluştuğu, bu değer de çekme testi ile belirlenen 310 MPa'lık akma mukavemetinin üzerinde olduğu görülmüştür. Bu bölgelerden döküm kovanın özellikle dinamik yüklerde hasar alabileceği görülmektedir. Düşey yorulma testinde 125.000 çevrim sonrasında döküm kovan muylusunda 127 mm boyunda çatlak meydana gelmiştir.

Saç diferansiyel kovanı katı modelinin oluşturulduktan sonra Ansys Workbench programı ile sonlu elemanlar analizi yapılmıştır. Bu kapsamda kovan düşey ve yatay yüklere göre test edilmiş ve 300.000 çevrim için emniyet katsayısı aranmıştır. Bu çalışmalar sonucunda kovan saç malzemesi akma mukavemeti olan 345 MPa değerinin üzerinde eşdeğer gerilmelere rastlanmadığı görülmüştür. Özellikle çekme gerilmelerine maruz kalan alt gövde yarımı incelendiğinde bu bölgelerde emniyet katsayısı değerinin "1" in üzerinde olduğu gözlenmiştir. Aynı sınır şartlarında gerçekleştirilen düşey yorulma testinde saç kovanın 300.000 çevrimlik kabul değerini geçtiği gözlenmiştir. Düşey yorulma testi 457.000 çevrim sonrası flanş kaynağında meydana gelen 105 mm' lik çatlak sebebiyle durdurulmuştur. Gövdede herhangi bir hasar oluşumu söz konusu değildir. 20.000 çevrimlik kabul kriterli yatay yorulma testi sonucunda, 99.600 ve 86.250 çevrim sonrasında hasar oluşumu meydana gelmiştir.

Döküm ve Saç diferansiyel kovanlar karşılaştırıldığında;

Döküm kovan 245 kg , sa kovan 224 kg tartılmıştır. Burada döküm kovana göre hemen hemen %10'luk bir ağırlık kazancı olduğu ve bu sayede araç yaylandırılmamış kütleinin düşürüldüğü belirlenmiştir.

Ayrıca kalıp ve yatırım maliyetleri, sonradan kovan üzerinde talep edilebilecek revizyonlar düşünöldüğünde, sa kovanın maliyetleri çok daha düşük olacaktır.

Hazırlanan sa kovan müşterinin araç testlerinden de başarıyla geçerek, emniyetli olduğunu bir kez daha göstermiştir.

KAYNAKLAR

Demirsoy, M. (1997). *Motorlu araçlar*, Cilt 3, İzmir.

Erdemir Ürün Kataloğu (2007). *Ereğli Demir ve Çelik Fabrikaları T.A.Ş.*, 56.

Figes (2009). *Ansys Workbench- Simulation Introduction*.

Gillespie, T. D. (1992). *Fundamentals of vehicle dynamics*, Society of Automotive Engineers Inc.

Gordon, K. W. (1954). Design ,evaluation, and selection of heavy-duty rear axles, *SAE Transactions* (63), 5-34.

Kuralay, N. S. (2008). *Motorlu taşıtlar temel ve tasarım esasları, yapı elemanları*, Cilt 1. İzmir: Makine Mühendisleri Odası.

Kuralay, N. S. (2003). *Motorlu taşıtların temel esaslar* (4. Baskı). İzmir: Mühendislik Fakültesi Basım Ünitesi.

Kuralay, N. S. (2003). *Motorlu taşıtların yapı elemanları* (2. Baskı). İzmir: Mühendislik Fakültesi Basım Ünitesi.

Ege Endüstri ve Ticaret A. Ş. (2011). *MMS-P011 Kovan üretim genel spesifikasyonu*

Reimpell, J. & Stoll, H. & Betzler, J.W. (2001). *The Automotive chassis: Engineering principles* (2nd ed.). Oxford: Butterworth-Heinemann

Schijve, J. (2001). *Fatigue of structures and materials*. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 68-172.

Topaç, M. M., Günal. H. ve Kuralay, N. S. (2008). Kamyon arka aks gövdesinde oluşan yorulma hasarının sonlu elamanlar yöntemiyle incelenmesi. *Mühendis ve Makine*, 49, (583), 3-10.

Topaç, M. M., Günal, H. ve Kuralay, N. S (2009). Ağır ticari taşıt arka aks gövdesinin tekrarlı düşey yük altında yorulma ömrünün sonlu elemanlar analizi yardımıyla incelenmesi. *Mühendis ve Makine*, 51, (601), 10-20.