

**BİR SİSTEM TRAKTÖRÜ İÇİN DİFERANSİYEL TASARIMI VE
SONLU ELEMANLAR ANALİZİNİN YAPILMASI**

ÇAĞLAR ÇAKMAK

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. FİKRET POLAT**

DÜZCE, 2024

T.C.
DÜZCE ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

BİR SİSTEM TRAKTÖRÜ İÇİN DİFERANSİYEL TASARIMI VE SONLU
ELEMANLAR ANALİZİNİN YAPILMASI

Çağlar ÇAKMAK tarafından hazırlanan tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından Düzce Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Fikret POLAT

Düzce Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Fikret POLAT

Düzce Üniversitesi

Prof. Dr. Suat SARIDEMİR

Düzce Üniversitesi

Doç. Dr. Mustafa KARAGÖZ

Karabük Üniversitesi

Tez Savunma Tarihi: 19/04/2024

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.

19 NİSAN 2024

Çağlar ÇAKMAK

TEŐEKKÖR

Yüksek lisans öğrenimimde ve bu tezin hazırlanmasında gösterdiği her türlü destek ve yardımdan dolayı çok değerli hocam Doç. Dr. Fikret POLAT'a en içten dileklerle teşekkür ederim.

Bu çalışma boyunca yardımlarını ve desteklerini esirgemeyen sevgili aileme ve çalışma arkadaşlarıma sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

19 Nisan 2024

Çağlar ÇAKMAK



İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ŞEKİL LİSTESİ	vii
ÇİZELGE LİSTESİ	ix
KISALTMALAR.....	x
SİMGELER	xii
ÖZET	xiii
ABSTRACT	xiv
1. GİRİŞ.....	1
1.1. STANDART TRAKTÖRLER:.....	2
1.2. ALET TAŞIYICILI TRAKTÖRLER:.....	2
1.3. BAYIR TRAKTÖRÜ:	2
1.4. KÜÇÜK VE MİNİ TRAKTÖRLER:	2
1.5. ÜÇ-İZLİ TRAKTÖRLER:	2
1.6. YÜKSEK ÇATILI TRAKTÖRLER:.....	2
1.7. DÖRT-TEKERLEĞİ MUHARRİK STANDARD TRAKTÖRLER:	3
1.8. SİSTEM TRAKTÖRÜ:	3
1.9. DAR İZLİ BELDEN BÜKME TRAKTÖR:	3
1.10. İKİ TEKERLEKLİ EL TRAKTÖRÜ:	3
1.11. BİR TEKERLEKLİ EL TRAKTÖRÜ:	3
1.12. MOTORLU ÇAPA:	4
2. MATERYAL METOT	5
2.1. TRAKTÖR MEKANİĞİ.....	5
2.1.1. Traktörlerde Ağırlık Merkezinin Yerin Tayini	5
2.1.2. Ağırlık Merkezinin Boyuna Eksendeki Yeri	5
2.1.3. Ağırlık Merkezinin Enine Eksen Üzerindeki Yeri	6
2.1.4. Ağırlık Merkezinin Yüksekliği.....	7
2.1.5. Hareketsiz Durumdaki Traktörde Kuvvetler	8
2.1.6. Meyilli Durumdaki Traktör	9
2.1.7. Yanlamasına Meyilde Traktör.....	11
2.1.8. Arka Dingili Muharrik Traktörlerde Kuvvetler	12
2.1.9. Çeki kancası ve çeki demirine gelen kuvvetlerin stabiliteye etkisi.....	14
2.2. TRAKTÖR DİŞLİ HESAPLANABİLMESİ İÇİN FORMÜLLER	15
2.2.1. Dayanım Kontrolü	16
2.2.2. Statik Yük Kontrolü	16
2.2.3. Aşınma Kontrolü.....	16
2.2.4. Dinamik Kontrol	17
3. TASARIM VE ANALİZİ YAPILACAK TRAKTÖRÜN BELİRLENMESİ	20
3.1. TRAKTÖRE GELEN KUVVETLERİN HESAPLANMASI	20
3.1.1. Küçük Traktör İçin Seçilen Motor Özellikleri.....	30
3.1.2. Prizdirek ve Ana Şanzıman Bağlantı Dişli Seti	30

3.1.3. Ana Şanzıman 1.Vites Dişli Seti Hesaplamaları.....	34
3.1.4. Orta Şanzıman Takviye Dişli Seti Hesaplamaları.....	37
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	54
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	57
6. KAYNAKLAR.....	59
ÖZGEÇMİŞ	63



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2.1. Ağırlık merkezinin boyuna eksenindeki yeri.....	6
Şekil 2.2. Ağırlık merkezinin enine eksen üzerindeki yeri.....	7
Şekil 2.3. Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği.	8
Şekil 2.4. Hareketsiz durumdaki traktörde kuvvetler.	9
Şekil 2.5. Tırmanma açısındaki traktör.....	10
Şekil 2.6. Yanlamasına meyilde traktöre gelen kuvvetler [22].....	11
Şekil 2.7. Çeki kuverinin stabiliteye etkisi.	14
Şekil 3.1. Traktörün boyutunun belirlenmesi.	21
Şekil 3.2. Traktörün ağırlık merkezinin yatay ekseninde belirlenmesi.	22
Şekil 3.3. Traktöre tekerleğin eklenmesi.	22
Şekil 3.4. Traktörün iniş yaparken eğim açısı.	23
Şekil 3.5. Traktörün ağırlık merkezinin iz düşümü.	23
Şekil 3.6. Traktörün ön tekerinin çizilmesi.....	24
Şekil 3.7. Traktörün kasa ağırlık merkezi.....	24
Şekil 3.8. Traktör tırmanma açısıyla tırmanırken.....	25
Şekil 3.9. Traktör tırmanırken kasa ağırlık merkezinin iz düşümü.	25
Şekil 3.10. Traktörün arka tekerleğinin ve dingilinin konumu.....	26
Şekil 3.11. Traktörün dingiller arasındaki mesafesi.	26
Şekil 3.12. Traktörün ağırlık merkezinin ölçüleri.....	27
Şekil 3.13. Traktör tırmanırken iz düşümleri.....	27
Şekil 3.14. Kasa ağırlık merkezinin iz düşümü.	28
Şekil 3.15. Diferansiyel montajı.	41
Şekil 3.16. Malzeme tanımlaması.....	41
Şekil 3.17. Gri dökme demirin malzeme tanımlaması.....	42
Şekil 3.18. 20 MN CR5'in sonlu elemanlar programına aktarılması.	42
Şekil 3.19. 20 MN CR5'in malzeme tanımlaması.....	43
Şekil 3.20. Diferansiyelin sonlu elemanlar arayüzünde açılması.	43
Şekil 3.21. Ayna dişlisinin contact tanımlaması.....	44
Şekil 3.22. Mahruti ve aynanın contact tanımlaması.....	44
Şekil 3.23. Aynanın ve aks kovanının contact tanımlaması.	45
Şekil 3.24. Aynanın ve ayna poryasının contact tanımlaması.	45
Şekil 3.25. Ayna poryasının, rulman ile contact tanımlaması.	46
Şekil 3.26. Ayna poryasının rulman ile contact tanımlaması.	46
Şekil 3.27. Rulman ile diferansiyelin contact tanımlaması.	47
Şekil 3.28. Rulman ile diferansiyelin contact tanımlaması.	47
Şekil 3.29. Rulman ile Mahrutinin contact tanımlaması.	48
Şekil 3.30. Mahrutinin contact tanımlaması.	48
Şekil 3.31. Ayna dişlisinin contact tanımlaması.....	49
Şekil 3.32. Mesh kalitesi.....	49
Şekil 3.33. Ansys elements metrics de aks kovanı mesh elemanı göstergesi.	50
Şekil 3.34. Elements metrics'de Mahruti dişlisinin mesh elemanı göstergesi.....	50
Şekil 3.35. Elements metrics de aynanın mesh elemanı göstergesi.....	51
Şekil 3.36. Ansys elements metrics de ayna poryasının mesh elemanı göstergesi.....	51
Şekil 3.37. Ansys elements metrics de diferansiyel gövdesinin mesh elemanı göstergesi.....	52
Şekil 3.38. Hesaplanan momentin analize girilmesi.....	53

Şekil 3.39 Diferansiyelde sabitlenecek yüzeyler.	53
Şekil 4.1 Diferansiyelin stres değeri.	54
Şekil 4.2 Aks kovanı stres değeri.....	55
Şekil 4.3 Mahruti dişli stres değeri.	55
Şekil 4.4 Ayna tutucusunun stres değeri.....	56
Şekil 4.5 Ayna dişlisinin stres değeri.....	56



ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Çizelge 2.1 Lastik tekerlekli traktörlerde tutunma ve yuvarlanma direnci katsayıları ...	13
Çizelge 2.2 Lewis faktörü tablosu	17
Çizelge 2.3. C Katsayısı tablosu	18
Çizelge 2.4. Yorulma Katsayısı tablosu.....	19

KISALTMALAR

BHN	Brinell hardness number
ANSYS	Swanson Analysis Systems
EMK	Emniyet Katsayısı
MN	Manganez
CR	Krom
MPA	MegaPascal
Em	Emniyet Katsayısı
K _w	KiloWatt
Dev	Devir
D _k	Dakika
G _a	Traktör arka dingili
G _ö	Traktör ön dingili
G _{öd}	Açılı konumda traktör ön dingili
L	Dingiller arası mesafe
S	Ağırlık merkezi
G ₁	Traktör sağ tekerlekteki ağırlığı
G ₂	Traktör sol tekerlekteki ağırlığı
G	Traktör ağırlığı
H _s	Ağırlık merkezi yerden yüksekliği
Q	Arka dingile gelen ağırlık
R	Tekerlek çapı
r	Tekerlek yarı çapı
L ₁	Ağırlık merkezinin ön dingile olan uzaklığı
L ₂	Ağırlık merkezinin arka dingile olan uzaklığı
N _e	Efektif güç
G _t	Traktör ağırlığının teğetsel kuvveti
G _n	Traktör ağırlığının dik kuvveti
M _T	Motor tarafından üretilen momentum
M _t	Tekerlek tarafından üretilen momentum
V _f	Hareket ettirme direnci
U	Tekerlek çevre kuvveti
G _{öt}	Tırmanma sırasında ön dingil paralel ağırlığı

$G_{\ddot{o}d}$	Tırmanma sırasında ön dingil ağırlığı
$G_{\ddot{o}n}$	Tırmanma sırasında ön dingil dikey ağırlığı
G_{ad}	Tırmanma sırasında arka dingil ağırlığı
G_{at}	Tırmanma sırasında arka dingil paralel ağırlık
G_{an}	Tırmanma sırasında arka dingil dikey ağırlık
μ_k	Tekerlek tutunma katsayısı
M_n	Normal modül
$\cdot \partial$	Gerilme katsayısı
y	Lewis faktörü
a	Diş açısı
M	Modül
B	Diş kalınlığı
z	Diş sayısı
F_0	Statik yük taşıma kapasitesi
F_w	Teğetsel kuvvet
F_t	Bölüm dairesi çapı
D_p	Diş katsayısı
b	Diş kalınlığı
k	Gerilme yorulma katsayısı
$\cdot \partial_{emn}$	Emniyet katsayısı
$\cdot \partial_0$	Dayanım
V	Hız
i	İletim oranı
c	Deformasyon katsayısı
i_{net}	Net iletim oranı
$\cdot \eta_g$	Transmisyon verimi
Z	Çeki kuvveti
f_r	Yuvarlanma direnci
$V_{f\ddot{o}}$	Hareket ettirme direnci ön dingil

SİMGELER

M	Modül
A	Helis açısı
σ	Gerilme
i	Transmisyon oranı
$ g$	Transmisyon Verimi
f_k	Tutunma Katsayısı
Σ_{em}	Emniyet Katsayısı
Y	Lewis Faktörü



ÖZET

BİR SİSTEM TRAKTÖRÜ İÇİN DİFERANSİYEL TASARIMI VE SONLU ELEMANLAR ANALİZİNİN YAPILMASI

Çağlar ÇAKMAK

Düzce Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Doç. Dr. Fikret POLAT

Nisan 2024, 62 sayfa

Traktörler başlı başına mühendislik hesaplamalarını barındıran makinelerdir. Son yıllarda artan dünya nüfusu ile doğru orantılı olarak üretim de artmaktadır. Üretimin birinci safhasında rol oynayan traktörlerin gelişimi ise büyük derecede önem kazanmaktadır. Traktörün diferansiyelleri, dişlileri, dişli kovanları, şanzımanları boyut olarak büyük elemanlardır ve bu elemanların üretimleri de hem maliyetli hem de bir hayli zordur. Özellikle ana şanzıman ve diferansiyellerde herhangi bir arıza olduğunda, kalıbın değişmesi oldukça maliyetli bir işlemdir. Gelişen teknoloji ve bilgisayar yazılımları ile bu maliyetlerin azaltılması için, traktör diferansiyelinde, şanzımanında veya dişlilerinde meydana gelebilecek herhangi bir hatanın önceden bilinmesini sağlayan uygulamalar geliştirilmiştir. Bu çalışmada özel traktör sınıfında bulunan, sürücü oturma yeri önde olan traktörün diferansiyeli tasarlanmış ve bahsi geçen sonlu elemanlar programlarından ANSYS yazılımı kullanılarak analiz edilmiştir. Öncelikle traktörün motorunun daha rahat çalışması için transmisyon değerleri belirlenmiştir. Traktörün 0-35 km/h arasında hıza ve maksimum 45 derece eğimde tırmanma özelliğine sahip olması, ön tasarım şartı olarak kabul edilmiş ve tasarımına başlanılmıştır. Traktör 8 ileri 1 geri vites bir şanzımana sahip olup takviye ve seri modları belirlenmiştir. Belirlenen bu modlardan diferansiyelin en çok zorlanacağı mod 1.vites olup bu değerden yararlanılarak diferansiyele, girişinden gelen moment belirlenmiştir. Bu değerler sonucunda tasarımı yapılan diferansiyel, analiz ortamına aktarılarak sonlu elemanlar analizi yapılmıştır.

Anahtar Sözcükler: Şanzıman, Diferansiyel, Sonlu elemanlar analizi, Makine Elemanları, 3D tasarım

ABSTRACT

DESIGN AND FİNİTE ELEMENT ANALYSIS OF A DIFFERENTIAL FOR A SYSTEM TRACTOR

Çağlar ÇAKMAK

Düzce University

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

Master's Thesis

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Fikret POLAT

April 2024, 62 pages

Tractors are machines that involve engineering calculations in themselves. In recent years, production has been increasing in direct proportion to the increasing world population. The development of tractors, which play a role in the first phase of production, is of great importance. Tractor differentials, gears, gear barrels and transmissions are large elements, and the production of these elements is both costly and difficult. Changing the mold is a very costly process, especially when there is a malfunction in the main transmission and differentials. In order to reduce these costs with developing technology and computer software, applications have been developed to predict any errors that may occur in the tractor differential, transmission or gears. In this study, the differential of the tractor with the driver's seat in the front, which is in the special tractor class, was designed and analyzed using ANSYS software, one of the mentioned finite element programs. First of all, transmission values were determined for the tractor's engine to operate more easily. The fact that the tractor has a speed between 0-35 km/h and the ability to climb a maximum slope of 45 degrees was accepted as a preliminary design condition and the design was started. The tractor has a transmission with 8 forward and 1 reverse gear and boost and serial modes are determined. Among these determined modes, the mode in which the differential will have the most difficulty is the 1st gear, and by using this value, the torque coming from the input to the differential is determined. As a result of these values, the designed differential was transferred to the analysis environment and finite element analysis was performed.

Keywords: Transmission, Differential, Finite element analysis, Machine Elements, 3D drawing

1. GİRİŞ

Kelime anlamıyla traktör (Tracteur), çeken demektir [1]. Gerçekte de önceleri traktörler sadece çeki işleri için düşünülmüştür [2]. Daha sonra, tarımda ve tarım makineleri tekniğinde ortaya çıkan gelişmeler, traktörün yapısını önemli ölçüde etkilemiştir. Günümüz traktörlerini tanımlamak gerekirse; traktör, tarımsal işlerin yapılmasında kullanılan tırtıllı, tekerlekli veya her ikisine de sahip, kendi yürür bir kuvvet makinesidir [3]. Traktör, kendisinin ve tarım makinelerinin çalıştırılabilmesi için bir kuvvet kaynağına sahiptir. Bu genellikle, bir içten yanmalı motor olmaktadır [4].

Genel olarak traktörleri üç gruba ayrılır.

- Tarım Traktörleri
- Endüstri Traktörleri
- Diğer Traktörler

Endüstri ve diğer traktörler tarım dışı alanlarda kullanılmaktadır. Tarım traktörleri ise günümüzde lastik tekerlekli olarak üretilmekte ve kullanılmaktadır [5]. Lastik tekerlekli tarım traktörlerinin sınıflandırılması ISO 3339'a uygun olarak aşağıda verilmiştir [6]:

- Standart traktörler,
- Alet taşıyıcı traktörler,
- Bayır traktörleri,
- Küçük traktörler,
- Mini traktörler,
- Üç-izli traktörler,
- Yüksek çatılı traktörler,
- Dört tekerleği muharrik traktörler,
- Standard traktörler,
- Sistem traktörleri,

- Dar izli belden bükme traktörler,
- El traktörleri
- İki tekerlekli el traktörü,
- Bir tekerlekli el traktörü,
- Motorlu çapa.

1.1. STANDART TRAKTÖRLER:

Büyük olan arka tekerlekleri muharrik (motordan güç alan), daha küçük çaplı ön tekerlekleri ise dümenleme tekerleğidir. 3 nokta asma düzeni arkada bulunur [7]. Ülkemizdeki 4-tekerlekli traktörlerin büyük çoğunluğu bu gruptadır [8].

1.2. ALET TAŞIYICILI TRAKTÖRLER:

Alet taşıyıcılarda temel prensip, birden fazla aletin traktörün değişik yerlerine bağlanabilmesi ve bunların bir kişi tarafından kullanılmasının sağlanmasıdır [9].

1.3. BAYIR TRAKTÖRÜ:

Eğimli alanlarda kullanılan, elle ya da otomatik olarak meyle uyum sağlayan özel traktörlerdir.

1.4. KÜÇÜK VE MİNİ TRAKTÖRLER:

Standart traktör tipinde olup ölçülerin küçülmesi oranında küçük ya da mini traktör olarak adlandırılmaktadır. Küçük traktörler bağ, bahçe tarımında, mini traktörler çim bakımında vb. kullanılır.

1.5. ÜÇ-İZLİ TRAKTÖRLER:

Çapa bitkileri tarımında kullanılabilecek özelliklere sahiptir. İkiz olan ön tekerlekler dümenleme görevi yaparlar.

1.6. YÜKSEK ÇATILI TRAKTÖRLER:

Akslar arasına iş makinesi bağlama olanağı vardır. Özellikle bağlarda ve benzeri yüksek

bitki sırasına sahip tarla ve bahçelerde kullanılırlar.

1.7. DÖRT-TEKERLEĞİ MUHARRİK STANDARD TRAKTÖRLER:

Dört tekerleği eşit ölçüde ve arka tekerlekleri büyük olmak üzere 2 tipte üretilmektedir [10]. Normal olarak arkada 3-nokta asma düzenine sahiptir [11]. İsteğe göre öne de eklenebilmektedir. Büyük ve orta güçte üretilmektedir

1.8. SİSTEM TRAKTÖRÜ:

Ön ve arkada asma düzeni bulunmaktadır. Çok düşük ve yüksek hızlarda çalışma olanağı bulunmaktadır (oturma yeri önde olanlarda 80 km/h kadar). Kaza güvenliği ve konfora sahip olup kolayca iş makinesi bağlanabilmektedir.

1.9. DAR İZLİ BELDEN BÜKME TRAKTÖR:

Bağ, bahçe ve fidanlıklarda kullanılırlar. AĞırlık merkezi yere yakın olup dalların takılmasını önleyecek biçimde dış kısımlar yuvarlatılmıştır. Yüksek çeki gücüne sahiptir.

1.10. İKİ TEKERLEKLİ EL TRAKTÖRÜ:

İki tekerleği de muharrik olan bu traktörler bahçe tarımında yaygın olarak kullanılırlar [12]. Arkada ve önde iş makinesi bağlama olanağı vardır. Arkasına römork bağlanarak 20 km/h hıza kadar dört tekerlekli traktör gibi hareket edebilir. Tekerleklerin yerine çapa bağlanarak motorlu el çapası konumuna da getirilebilir. Dümenleme arkadan yürüyen sürücünün kolları saĐa sola hareket ettirmesiyle sağlanır. Kuyruk mili olanlarda iş makinesine güç iletimi de yapılır. Pulluk, apa, kùltivatör, tırmık, biçme makinesi ve ilaçlama makinesi bağlanabilir.

1.11. BİR TEKERLEKLİ EL TRAKTÖRÜ:

Muharrik olan tek tekerlekle dar sıra aralarına kolaylıkla girebilme özelliğine sahiptir. Küçük motorlu, basit bir traktördür. Dümenleme arkadan yürüyen sürücünün tutamakları sağa sola hareket ettirmesiyle sağlanır. Denge sağlama problemi vardır. apa vb. iş makineleriyle kullanılır.

1.12. MOTORLU ÇAPA:

Tahrik tekerleğinin yerini döner çapa almıştır. Tutamaklar ile komuta edilir. Derinlik kontrolü için arkada bir pabuç ya da toprak içinde çekilen çapa ayağı bulunur. Yabancı ot kontrolü ve sıralar arasını yüzeysel işleme amacıyla kullanılmaktadır. Küçük ve hafif olup bahçe tarımında çok kullanılmaktadır. İki tekerlekli traktörlerin tekerlekleri ile döner çapa yer değiştirilebilmektedir. Derinlik ve hız kontrolü için bazı tiplerde ayrıca muharrik tekerlekler (bir tekerlekli traktör) bulunur.

Traktörler başlı başına bir evrendir. Traktör dünyası çiftçilerin işlerini kolaylaştırıp, insanlığın temel ihtiyaçlarının karşılanması için hemen hemen her sektörde kullanılır, İşlerini kolaylaştırma amacıyla tasarlanmıştır ve halen tasarımları son hız devam etmektedir bizim projemizde sistem traktörü adı altıyla sürücü oturma yeri önde olan traktör en baştan başlanarak tasarlanacaktır, tasarlanması için genel bilgilerin bilinmesi gereklidir, bu bilgiler Traktör Mekaniği başlığı altında anlatılacaktır.



2. MATERYAL METOT

2.1. TRAKTÖR MEKANİĞİ

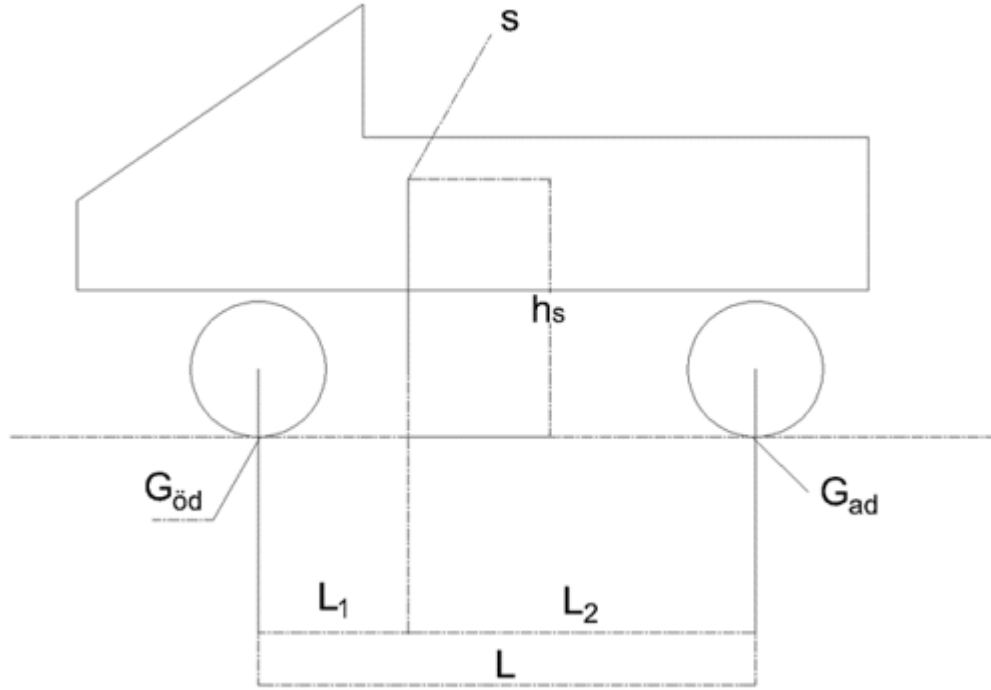
Traktörde diferansiyel tasarımı yapabilmek için traktörün mekaniğinin bilinmesi gereklidir [13]. Bunun için de traktörlerde ağırlık merkezi yerinin tayininin doğru bir şekilde yapılması, hareketsiz durumdaki ve arka dingili muharrik traktörlere gelen kuvvetlerin belirlenmesi ve son olarak da çeki kancası ve çeki demirine gelen kuvvetlerin stabiliteye etkisinin incelenmesi büyük önem arz etmektedir.

2.1.1. Traktörlerde Ağırlık Merkezinin Yerinin Tayini

Traktörler, tarım arazilerinin farklılıklarından dolayı, çok farklı koşullarda çalışmaktadırlar [14]. Özellikler tarım arazilerinin engebelerinin fazla olduğu yokuşlu arazilerde, traktörün şahlanma durumu [15] söz konusu olduğundan dolayı traktör tasarlanırken ağırlık merkezinin konumu çok iyi belirlenmelidir, traktör yatay zemin üzerinde iken ağırlık merkezinin yeri bilinmelidir [16].

2.1.2. Ağırlık Merkezinin Boyuna Eksendeki Yeri

Şekil 2.1’de görüldüğü üzere ağırlık merkezinin konumu S ile gösterilmiştir. S noktasının yatay eksendeki yerini bulmak için [17], ön dingil tekerlek değme noktası olan $G_{\delta d}$ ’ye göre moment yazılırsa;



Şekil 2.1. Ağırlık merkezinin boyuna eksenindeki yeri.

$$L_1 * G - L * G_a = 0 \quad (1)$$

$$L_1 = L * \frac{G_a}{G} \quad (2)$$

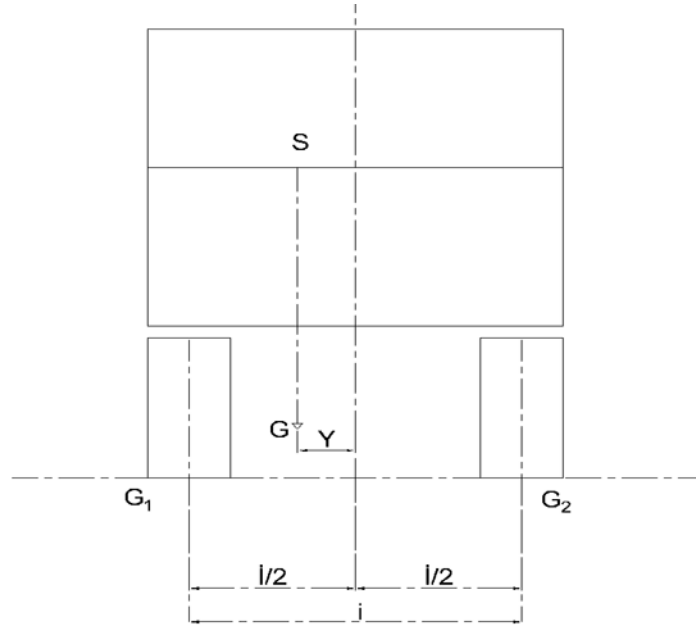
$$G * L_1 + G_{ö} * L = 0 \quad (3)$$

$$L_2 = L * \frac{G_{ö}}{G} \quad (4)$$

S noktasının arka dingile ve ön dingile olan uzaklığının hesaplanabilmesi için ön dingilin tekerlek değme noktasına yani $G_{ö}$ 'ye ve arka dingilin tekerlek değme noktası olan G_a 'ya düşen ağırlıkların, traktör yatay zeminde iken tartılması yeterli olacaktır.

2.1.3. Ağırlık Merkezinin Enine Eksen Üzerindeki Yeri

Şekil 2.2'de yine S ile gösterilen ağırlık merkezinin enine eksen üzerindeki yeri saptanırken [18], sağ ve sol tekerleklere gelen toplam ağırlıklar traktör yine yatay zeminde iken tartılma ile bulunur ve bu ölçüm sonucunda S noktası genellikle merkezde çıkar fakat eğer ölçülen değerler eşit değilse aşağıda verilen formül yardımıyla S noktasının yatay zemindeki konumu bulunur.



Şekil 2.2. Ağırlık merkezinin enine eksen üzerindeki yeri.

Sağ tekerleğin zeminle temasına göre moment yazılırsa;

$G_2 > G_1$ koşulu

$$-G \left(\frac{l}{2} + y \right) + G_2 \cdot l = 0 \quad (5)$$

$$y = \frac{G_2 - 0,5 \cdot G}{G} \cdot l \quad (6)$$

Sağ tekerleğin zeminle temasına göre moment yazılırsa;

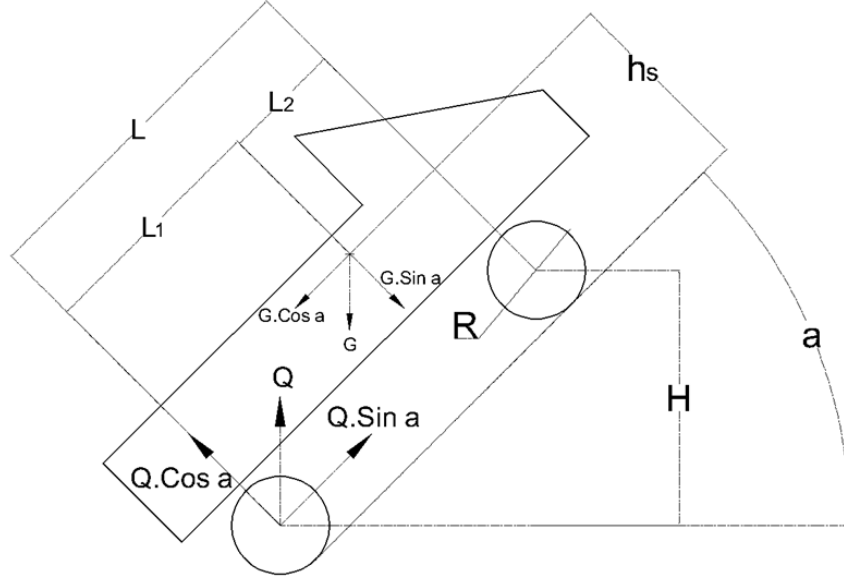
$G_2 < G_1$ koşulu

$$-G \left(\frac{l}{2} + y \right) + G_2 \cdot l = 0 \quad (7)$$

$$y = \frac{0,5 \cdot G - G_2}{G} \cdot l \quad (8)$$

2.1.4. Ağırlık Merkezinin Yüksekliği

Şekil 3'te görüldüğü üzere G ile gösterilen yani ağırlık merkezinin yerden yüksekliğinin hesaplanabilmesi [19] için traktörün ön dingilinin belirli bir açıya kadar yukarı doğru kaldırılması yeterli olacaktır [20]. Ön dingil kaldırıldığında Arka dingile gelen ağırlık Şekil 3'te gösterilen Q ise, aşağıda verilen formüllerle ağırlık merkezinin yerden yüksekliği yani H_s hesaplanabilir.



Şekil 2.3. Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği.

$$H_s = \frac{Q[\sin a (R-r) + \cos a \cdot l] - G(\cos a \cdot l_1 - r \cdot \sin a)}{G \cdot \sin a} \quad (9)$$

eşitliği elde edilir. Bu bağıntılarda;

h_s : Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği (m),

Q : Ölçme durumunda arka dingile gelen ağırlık (N),

G : Traktör ağırlığı (N),

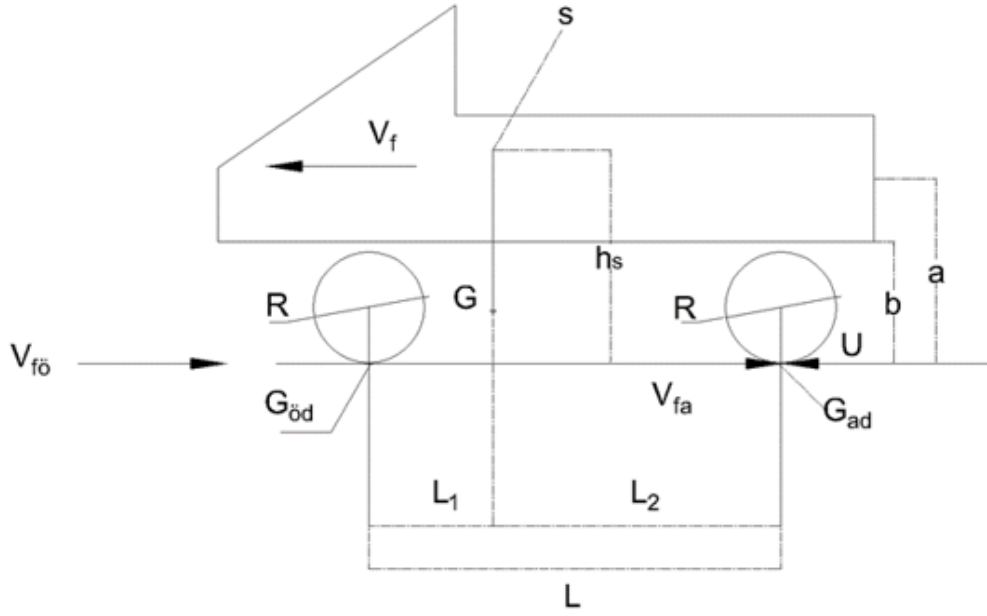
R : Arka tekerlek yarıçapı (m),

r : Ön tekerlek yarıçapı (m), l : Dingiller arası uzaklık (m),

l_1 : Ağırlık merkezinin ön dingile yatay uzaklığı (m)' tır.

2.1.5. Hareketsiz Durumdaki Traktörde Kuvvetler

Şekil 2.4'te gösterilen traktör yatay durumda ve üzerinde bulunan hidrolik 3 kollu kaldırma sistemi [21] ve kuyruk milinde herhangi bir bağlantı bulunması göz ardı edilerek, ağırlık merkezi olan S 'in Traktörün ağırlığı G kabul edilerek, ön dingil tekerlek değme noktası olan G_{od} 'ye göre moment alınarak;



Şekil 2.4. Hareketsiz durumdaki traktörde kuvvetler.

$$G \cdot L_1 - G_a \cdot L = 0 \quad (6)$$

$$G_{ad} = G \cdot L_1 / L = X_1 \cdot G \quad (7)$$

$$G_{öd} = G \cdot L_2 / L = X_2 \cdot G \quad (8)$$

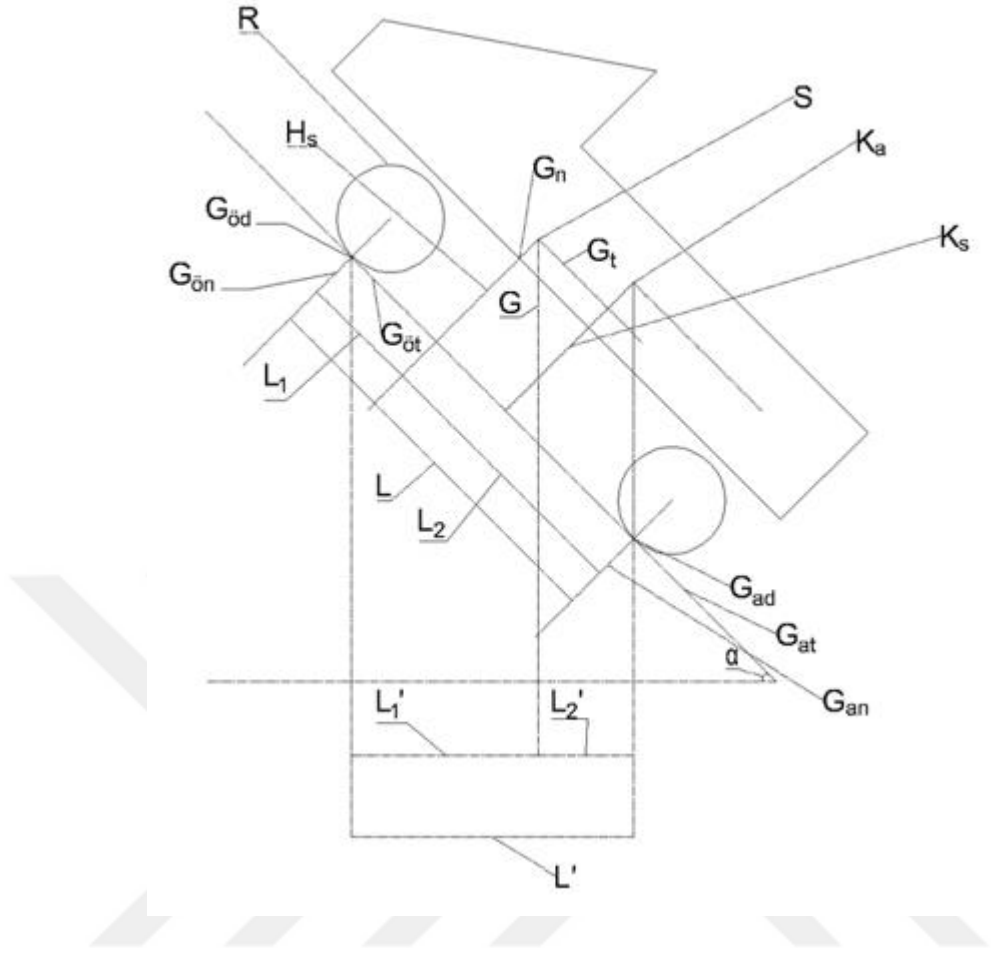
$$X_1 = L_1 / L, X_2 = L_2 / L \quad (9)$$

$$N_e \geq 28 \text{ kW olan traktörlerde; } X_1 = 0,65 - 0,70, X_2 = 1 - X_1 = 0,30 - 0,35 \quad (10)$$

$$N_e < 28 \text{ kW olan traktörlerde; } X_1 = 0,55 - 0,65, X_2 = 1 - X_1 = 0,35 - 0,45 \quad (11)$$

2.1.6. Meyilli Durumdaki Traktör

Traktör, tırmanma açısı α olan bir yerde, Şekil 2.5'teki gibi tırmanır bir şekilde görülüyor ise [22], ağırlığının bileşenlere ayrılması aşağıda gösterilmiştir:



Şekil 2.5. Tırmanma açısındaki traktör.

$$\text{Zemine dik bileşen, } G_n = G \cdot \cos \quad (12)$$

$$\text{Zemine paralel bileşen ise, } G_t = G \cdot \sin \quad (13)$$

$$L' = L \cdot \cos \quad (14)$$

$$L_1' = (L_1 + X) \cos \quad (15)$$

$$L_2' = (L_2 - X) \cos \quad (16)$$

$$G_{\text{ö}} \cdot L' \cdot G \cdot l_2' = 0 \quad (17)$$

$$G_{\text{ön}} = G_{\text{ö}} \cdot \cos \quad (18)$$

$$G_{\text{öt}} = G_{\text{ö}} \cdot \sin \quad (19)$$

$$G_{\text{an}} = G_a \cdot \cos \quad (20)$$

$$G_{at} = G_a \cdot \sin \quad (21)$$

$$G_{\bar{o}} = G \frac{l_2 - X}{l} \quad (22)$$

$$G_a = G \frac{l_1 + X}{l} \quad (23)$$

$X = 0$ ise, traktör yatay düzlemde.

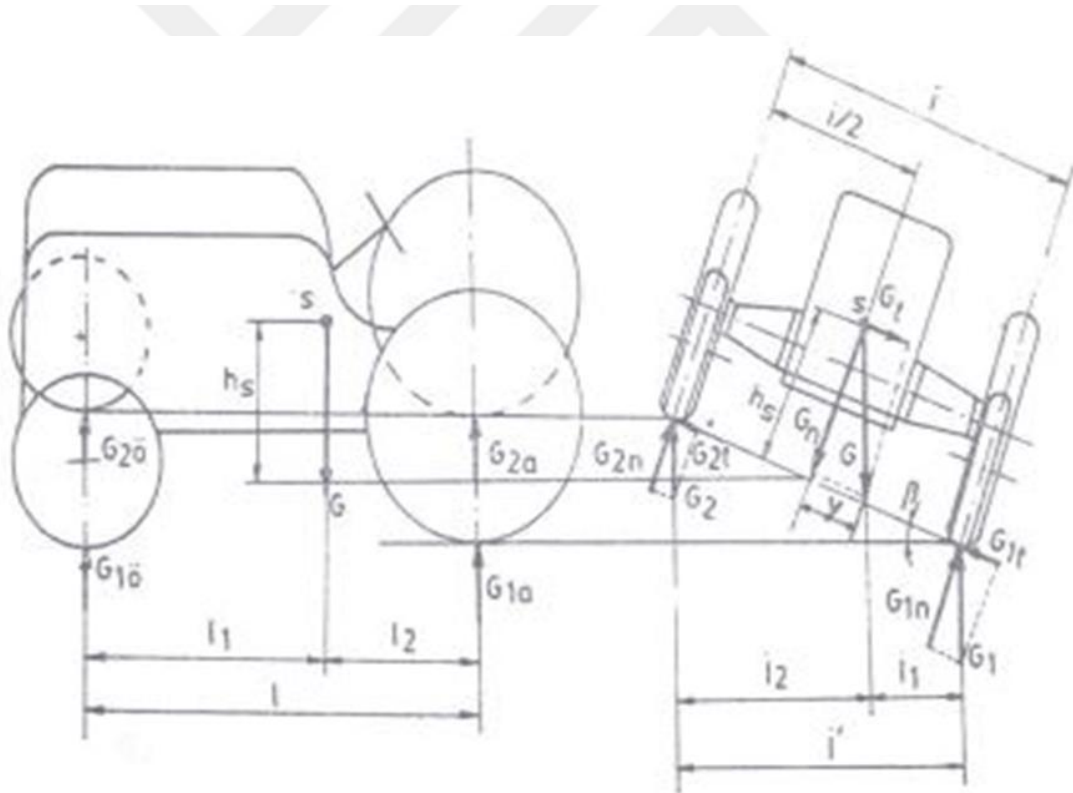
$X = l_2$ ise, Şahlanma başlangıcı

$X > l_2$ ise traktör şahlanır.

$L_2 > X > 0$ bu değerlerin içerisinde kalmak zorundadır.

2.1.7. Yanlamasına Meyilde Traktör

Şekil 2.6'da gösterildiği gibi yana doğru meyil açısı β ise ağırlığın zemine paralel bileşeni, $G_t = G \cdot \sin \beta$ ve dik bileşeni ise, $G_n = G \cdot \cos \beta$ yazılır.



$$G_1 = G \left(\frac{1}{2} + \frac{Y}{I} \right) \quad (24)$$

$$G_1 = G \left(\frac{1}{2} - \frac{Y}{I} \right) \quad (25)$$

$$y = 0 \text{ koşulunda, yana meyil açısı } \beta = 0' \text{dır,} \quad (26)$$

2.1.8. Arka Dingili Muharrik Traktörlerde Kuvvetler

Motor tarafından geliştirilen M_t dönme momenti muharrik tekerleklerde;

$$M_T = M_t \cdot i \cdot \eta_g \text{ (Nm)} \quad (27)$$

dönme momentini meydana getirir.

Burada, M_T : Tekerlek dönme momenti (Nm),

M_t : Motor dönme momenti (Nm),

i : Toplam transmisyon oranı,

η_g : Transmisyon toplam verimi (tesir derecesi) dir.

Tekerlek dönme momenti aynı zamanda, $M_t = U \cdot R$ bağıntısı ile de hesaplanabilir. Bu bağıntıdan U çekilirse, $U = \frac{M_T}{R}$ yazılır. (28)

Burada, U : Tekerlek çevre kuvveti (N),

R : Etkili lastik yarıçapı (m) dir.

Çeki kuvveti Z ve kendi kendini hareket ettirme direnci W_f olarak alınırsa,

$$U = Z + W_f \quad (29)$$

$$W_f = G \cdot f_r \quad (30)$$

bağıntıları yazılabilir.

Patinaj sız çalışma koşullarında, motor gücü, aşağıdaki bağıntılara göre dönme momenti geliştirebilir:

$$N_e = M_t \cdot n / 9550 \quad (31)$$

$$M_t = M_t \cdot i \cdot g \quad (32)$$

$$M_t = U \cdot R \quad n_a = n / i \quad (33)$$

$$N_e = \dot{I} \cdot M_t \cdot \frac{n_a}{9550} = i \cdot M_t \cdot \frac{n_{as}}{159,15} \quad (34)$$

$$N_e = \frac{M_t}{n_g} \cdot \frac{n_a}{9550} \cdot \frac{M_T}{n_g} \cdot \frac{n_{as}}{159,15} \quad (35)$$

$$N_e = \frac{U \cdot R \cdot n_a}{n_g \cdot 9550} \quad (36)$$

$$\text{Traktörün yürüme hızı ise } v_f = \frac{2 \cdot \pi \cdot R \cdot n_a}{60} \text{ (m/s)} \quad (37)$$

$$N_e = \frac{U \cdot R \cdot \frac{v_f}{2 \cdot \pi \cdot R}}{n_g \cdot 9550} \text{ ve buradan } U = \frac{N_e \cdot n_g \cdot 9550 \cdot 2 \cdot \pi}{60 \cdot v_f} = 1000 \frac{N_e \cdot n_g}{v_f} \text{ (N) bulunur ya da } W_f \text{ km/h}$$

alınarak

$$U = 3600 \cdot \frac{N_e \cdot n_g}{v_f} \text{ (N) sonucuna varılır.} \quad (38)$$

$$U = \partial_k \cdot G_{ad} \quad (39)$$

U: Muharrik tekerlek çevre kuvveti (N),

μ_k : Tutunma katsayısı (Çizelge 2.1),

G_{ad} : Muharrik dingile gelen dinamik yük (N) dir.

Son hesaplardan anlaşıldığı üzere, tekerlekte oluşan çevre kuvveti, μ_k tutunma katsayısı ile G_{ad} dinamik muharrik dingil yüküne bağlı olmaktadır. Tekerleğin toprağa tutunmasının bir ölçüsü olan tutunma katsayısı pek çok değişkene bağlı bulunmaktadır [23].

Çizelge 2.1 Lastik tekerlekli traktörlerde tutunma ve yuvarlanma direnci katsayıları [24]

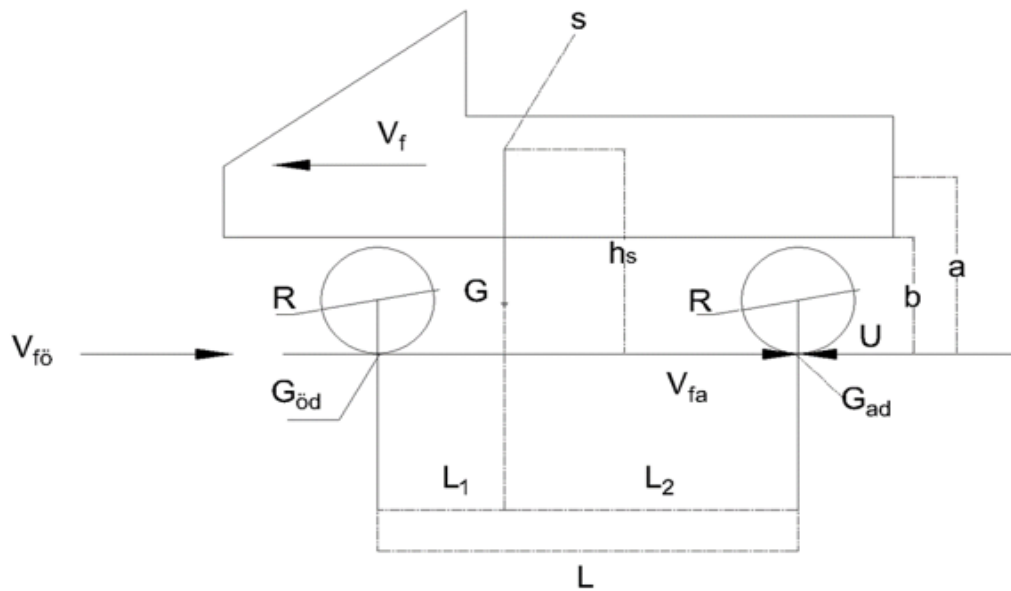
Zeminin durumu	Tutunma katsayısı (μ_k)		Yuvarlanma direnci katsayısı (f_r)
	%15 patinaj koşulunda	%50 patinaj koşulunda	
Beton yol	-	1,05	0,02
Kuru, sert tınlı kil	0,7	-	0,05
Kuru, sertçe anız; biçilmiş çayır	0,5	-	0,05-0,09
Kuru, normal tarla toprağı	0,43-0,47	0,60	0,07-0,12
Nemli, hala sertçe anız, biçilmiş çayır	0,4	-	0,12
Kuru tınlı kum	0,38-0,40	0,50	0,10-0,15

Çizelge 2.1 (devamı) Lastik tekerlekli traktörlerde tutunma ve yuvarlanma direnci katsayıları [24]

Nemli; tınlı kum, kumlu tın, anız	0,3-0,38	0,50	0,10-0,15
Nemli yapışkan, üstü kuru pancar tarlası	0,25-0,35	0,35-0,45	-
Çok nemli; kumlu tın, killi tın	0,20-0,30	0,25-0,35	0,15-0,25
Nemli balçıklı kum	0,15-0,25	0,23-0,32	-
Islak killi tın, yapışkan tarla toprağı	0,10-0,20	0,1-0,25	0,20-0,35
Nemli, gevşek balçık	0,10-0,20	0,15-0,25	-

2.1.9. Çeki kancası ve çeki demirine gelen kuvvetlerin stabiliteye etkisi

Traktörlerin en önemli işlerinden birisi de arkasına bağlanması ile çekme özelliğinin olmasıdır [25]. Çeki kancasının ve çeki demirinin yüksekliği Şekil 2.7’de a ve b ile gösterilmiştir.



Şekil 2.7. Çeki kuverinin stabiliteye etkisi.

Arka tekerleklerin toprağa değme noktasına göre moment alınırsa;

$$Z \cdot a \cdot G \cdot L_2 + G_{\ddot{a}d} \cdot L = 0 \quad (40)$$

yazılır. Z'nin yerine daha önce verilmiş olan,

$$Z = U \cdot W_f = \partial_k \cdot G_{ad} \cdot G \cdot f_r \quad (41)$$

değerleri de alınabilir.

$$Z \cdot a \cdot G \cdot L_2 + G_{\ddot{a}d} \cdot L = 0 \quad (42)$$

$$Z = U \cdot W_f = \partial_k \cdot G_{ad} \cdot G \cdot f_r \quad (43)$$

Z a değerinin büyümesi $G_{\ddot{a}d}$ l değerinin küçülmesine, yani l sabit olduğuna göre, $G_{\ddot{a}d}$ değerinin küçülmesine neden olacaktır. Dümenlemenin sağlıklı olabilmesi için, $G_{\ddot{a}d} = 0,20 \cdot G$ olmalıdır. $G_{\ddot{a}d}$ 'nin 0,20 G den ya da 2000 N' dan daha küçük değer almasına izin verilmez. Şu hâlde $G_{ad}=0,80G$ alınabilir. Bütün bu verilenler ilk eşitlikte yerine konulursa,

$$(\partial_k \cdot 0,80 \cdot G \cdot G \cdot f_r) \cdot a \cdot G \cdot L_2 + 0,20 \cdot G \cdot L = 0 \quad (44)$$

$$a = \frac{l_2 - 0,2 \cdot l}{0,8 \cdot u_k - f_r} \quad (45)$$

$$a = \frac{l(x_{2d} - 0,2)}{0,8 \cdot u_k - f_r} \quad (46)$$

2.2. TRAKTÖR DİŞLİ HESAPLANABİLMESİ İÇİN FORMÜLLER

Şimdiye kadar yazılan formüller traktörün gerekli hesaplamaları için kullanılan formüllerdi şimdi ise traktörün dişlilerin kalınlıklarını modüllerini ve sertliğini hesaplanabilmesi için gerekli olan formüller yazılacaktır. Dişlinin modülünün hesaplanabilmesi için [26];

$$Mn^3 = \frac{2 \cdot M}{\partial \cdot k \cdot \pi^2 \cdot y \cdot z \cdot \cos y} \quad (47)$$

Burada

M=dişliyi çeviren momentum yani döndürme momenti

∂ =gerilme dayanımı

y=Lewis faktörü [27]; (diş sayısına bağlı katsayıdır Çizelge 2.2'den alınır)

a=kavrama açısı

m= dişlinin modülü

b=diş genişliği (mm) nin tüm değerleri tam sayıdır aşağıya ve yukarıya yuvarlanmaz.

Z=tasarlanan dişlinin diş sayısı

$$K = \frac{b}{m \cdot \pi} \leq 4 \text{ (En iyi değer } K \text{ için 4 tür)} \quad (48)$$

Döküm bronz malzeme için dayanım

$$\partial_0 = 55 \text{ N/mm}^2 \quad (49)$$

Çelik malzeme için dayanım

$$\partial_0 = \frac{\partial_k}{3} \text{ N/mm}^2 \quad (50)$$

Çevresel hız $V \leq 10$ m/sn. için

$$\partial_{emn} = \partial_0 \frac{(3)}{(3+V)} \text{ N/mm}^2 \quad (51)$$

Çevresel hız $10 \leq V \leq 20$ m/sn. için

$$\partial_{emn} = \partial_0 \frac{(6)}{(6+V)} \text{ N/mm}^2 \quad (52)$$

Çevresel hız $V \geq 20$ m/sn. için

$$\partial_{emn} = \partial_0 \frac{(5.6)}{(5.6+\sqrt{V})} \text{ N/mm}^2 \quad (53)$$

$$M = F_t \frac{d}{2} \quad (54)$$

$$\partial \leq \partial_{emn} \quad (55)$$

2.2.1. Dayanım Kontrolü

$$m^3 = \frac{2 \cdot M}{\partial \cdot K \cdot \pi^2 \cdot y \cdot Z} \quad (56)$$

2.2.2. Statik Yük Kontrolü

$$F_0 = \partial_0 \cdot b \cdot y \cdot \pi \cdot m \quad (57)$$

2.2.3. Aşınma Kontrolü

$$F_w = d_p \cdot b \cdot k \cdot Q$$

2.2.4. Dinamik Kontrol

$$F_d = \frac{21V(bc+F_t)}{21V+\sqrt{bc+F_t}} + F_t \quad (58)$$

d_p = Küçük dişlinin (pinyon)bölüm dairesi çapı

F_0 =Statik yük

F_w =Aşınma yükü

F_t =torku oluşturan teğetse kuvvet

K =gerilme yorulması katsayısı. [28] (Çizelge 2.4)

F_d =dinamik yük

V =Çevresel hız(m/sn)

C : Deformasyon oluşturan katsayısı [29] (Çizelge 2.3)

$$Q = \frac{2 \cdot Z_g}{Z_g + Z_p} \quad (59)$$

Çizelge 2.2 Lewis faktörü tablosu

Diş sayısı	14° Tam Derinlik İnvolüt veya Karışık	20° tam derinlik İnvolüt	20° Kök İnvolüt
12	0,067	0,078	0,099
13	0,071	0,083	0,103
14	0,075	0,088	0,108
15	0,078	0,092	0,111
16	0,081	0,094	0,115
17	0,084	0,096	0,117
18	0,086	0,098	0,120
19	0,088	0,100	0,123
20	0,090	0,102	0,125
21	0,092	0,104	0,1277
23	0,094	0,106	0,130
25	0,097	0,108	0,133
27	0,099	0,111	0,136
30	0,101	0,114	0,139
34	0,104	0,118	0,142

Çizelge 2.2 (devamı). Lewis faktörü tablosu

38	0,106	0,122	0,145
43	0,108	0,126	0,147
50	0,110	0,130	0,151
60	0,113	0,135	0,154
75	0,115	0,138	0,158
100	0,117	0,142	0,161
150	0,119	0,146	0,165
300	0,122	0,150	0,170
Tarak diş	0,124	0,154	0,175

Çizelge 2.3. C Katsayısı tablosu

Tablo 2 –Deformasyon katsayısı c için değerler, kN/m Dinamik yük kontrolü için							
Malzeme		İnvolüt diş formu	Dişteki hata, mm				
Pinyon	Dişli		0.01	0.02	0.04	0.06	0.08
D.Demir	Çelik	14°	55	110	220	330	440
Çelik	D.Demir	14°	76	152	304	456	608
Çelik	Çelik	14°	110	220	440	660	880
D.Demir	D.Demir	20°Tam derinlik	57	114	228	342	456
Çelik	D.Demir	20°Tam derinlik	79	158	316	474	632
Çelik	Çelik	20°Tam derinlik	114	228	456	684	912
D.Demir	D.Demir	20° Kök	59	118	236	354	472
Çelik	D.Demir	20° Kök	81	162	324	486	648
Çelik	Çelik	20° Kök	119	238	476	714	952

Çizelge 2.4. Yorulma Katsayısı tablosu

Çelik pinyon ve çelik dişli için ortalama Brinell sertlik sayısı		Yüzey dayanma limiti (MN/m ²)	Gerilme yorulma katsayısı(kN/m ²)	
150		342	206	282
200		480	405	555
250		618	673	919
300		755	1004	1372
400		1030	1869	2553
Brinell sertlik sayısı, BHN				
Çelik Pinyon	Dişli			
150	C.I	342	303	414
200	C.I	480	600	820
250	C.I	618	1000	1310
150	Fosforlu Bronz	342	317	427
200	Fosforlu Bronz	445	503	689
C.I Pinyon	C.I Dişli	549	1050	1420
C.I Pinyon	C.I Dişli	618	1330	1960

Bu hesaplar $F_w > F_d$ ilgili dişlinin aşınmaya karşı yeterli sağlamlıkta olabilmesi için aşınma yükünün aşağıda Buckingham denklemi [30] ile hesaplayacağımız dinamik yükten büyük olması gerekmektedir.

Pinyonla karşılıklı çalışan dişli çarkın eğer malzemeleri aynı değil ise tasarım pinyona göre mi yoksa dişli çarka göre mi yapacağız? Sorusuna eğer her ikisinin malzemesi aynı olsa şüphesiz ki küçük dişli kritik olacağından dolayı hesaplamayı pinyona yani küçük dişliye göre yaparız, fakat farklı malzeme durumunda ise ölçtümüz karşılıklı çalışan iki dişli için en zayıf olanın y faktörüne sahip olandır.

3. TASARIM VE ANALİZİ YAPILACAK TRAKTÖRÜN BELİRLENMESİ

3.1. TRAKTÖRE GELEN KUVVETLERİN HESAPLANMASI

Bu bölümünde ilk olarak traktörün dingiller arası mesafesi [31] bulunacaktır. Dingiller arasındaki mesafenin bulunması için aşağıda belirtilen traktör hakkında aracın tırmanma açısının [32] belirlenmesi gerekmektedir. Tırmanma açısı belirlendikten sonra bulunan sonuçlar doğrultusunda arka dingil ağırlığı [33] bulunacaktır, bulunan bu değerler Harmonik ortalama [34] yardımıyla dişlilere dağıtılacaktır ve diferansiyel dişlileri bulunacaktır. Bulunan bu dişliler 3D tasarım programında tasarlanarak sonlu elemanlar programında analizi yapılarak sonuçlar değerlendirilecektir.

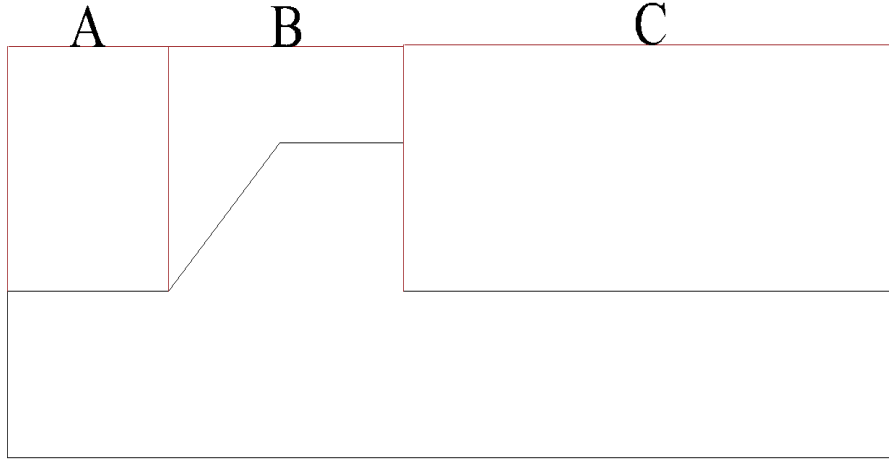
Projenin ilk adımını atmadan önce traktör hakkında bilmemiz gereken özellikleri aşağıdaki gibi sıralayabiliriz;

- Traktörün çeşidi
- Traktörün kaç kg yük taşıyacağı
- Traktörün ağırlık merkezi
- Traktörün kaç derecede çalışacağı

Yukarıda verilen soruların cevaplarını bizim belirleyeceğimiz çalışmaya uygun bir kart hazırlanması gerekmektedir;

- Traktörün çeşidinin sürücü oturma yeri önde olan traktör olması,
- Traktörün toplam olarak 1200 kg yük taşıyacağı,
- Traktörün maksimum 45 dereceye kadar çıkacağı,

Bu bölümde traktörün belirlenen bu soruların cevaplarını sürücü oturma yeri önde olan traktörün kabaca 2D programında çizerek Şekil 3.1’de gösterilmektedir.



Şekil 3.1. Traktörün boyutunun belirlenmesi.

Şekil 3.1’ de görülen resim aslında tasarlanan traktörün boyutlarının tam olarak nasıl olacağının ilk tahmini olarak çizilmiştir burada 3 tane farklı yer belirlenmiştir.

- A; Traktörün motor eklenecek bölümü
- B; insan için tasarlanan bölüm
- C; Traktöre eklenecek kasa için tasarlanan bölüm

Açıklanan 3 bölümün belirlenmesi ağırlık merkezinin bulunması için son derece önemlidir.

A Bölümü; bu bölüm bizim bu traktörü tasarlarken bu traktörde kullanacağımız motorun boyutunun eklendiği bölümdür bizim bu traktör için seçtiğimiz motorun uzunluğu toplam olarak 650 mm olduğunda bu bölümün uzunluğu 650 mm olarak yapılmıştır.

B bölümü; bu bölüm traktörü kullanan insan için tasarlanan bölümdür , insan yapısına bağlı olan özelliklerin çok değişken olması nedeniyle, oturakların ve komuta kollarının yerleşiminde araştırmacılar bazı noktalarda birbirinden ayrı ölçüler vermişleridir. Hatta, bu konuda hazırlanan standartlarda bile farklılıklara az da olsa rastlanmaktadır [12]. Uluslararası Standardizasyon örgütü (ISO) tarafından hazırlanan standart yerleşim ölçülerinden yararlanılarak 950 mm olarak verilmiştir

C bölümü; bu bölüm traktörde kullanacağımız kasa bölümüdür, bizim bu traktörde kullanacağımız kasa 2000 mm’dir.

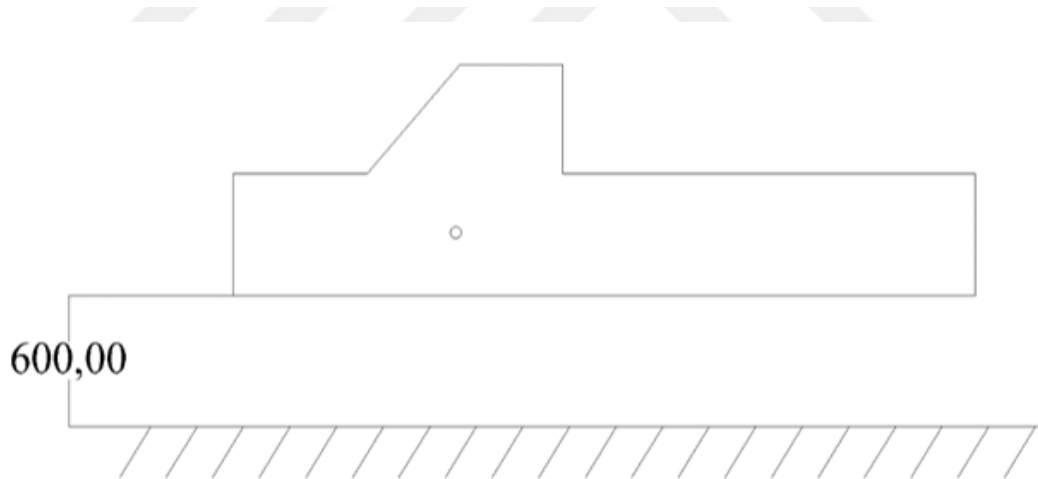
Başka bir deyişle, tasarlanan ürünün toplam boyu $2000+950+650=3600$ mm’dir. Bu ölçüm ağırlık merkezini yatay ekseninde hesaplarken kullanılacaktır.



Şekil 3.2. Traktörün ağırlık merkezinin yatay ekseninde belirlenmesi.

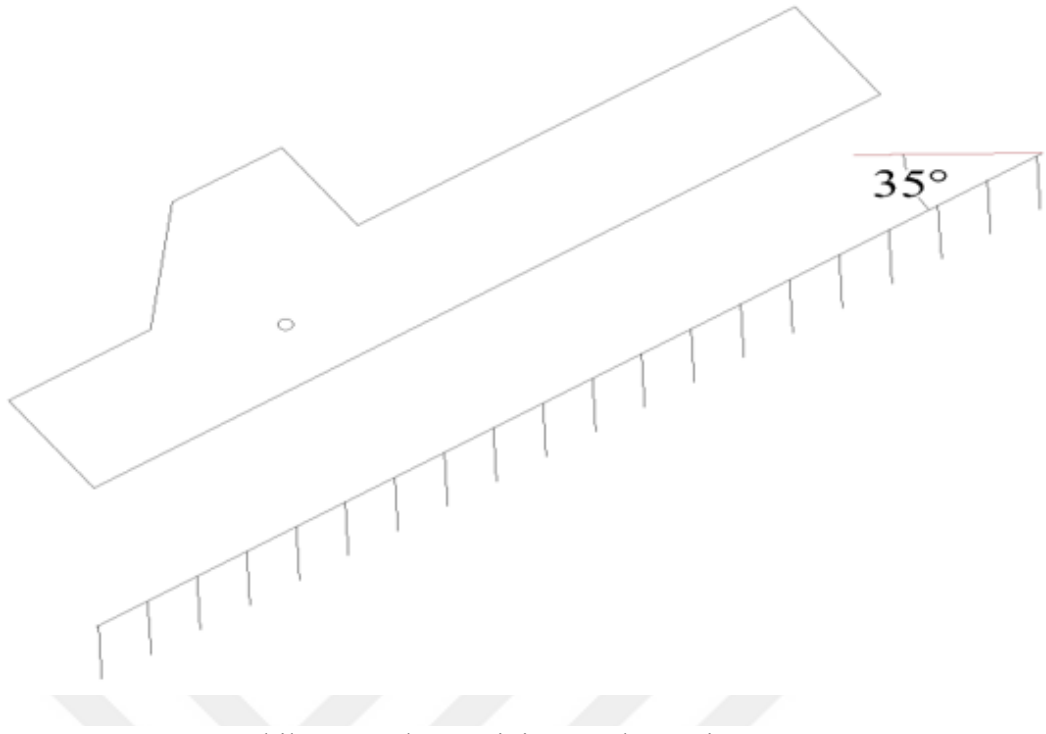
Ağırlık merkezi aslında traktörde başlı başına bir işlemdir, ağırlık merkezinin yeri ilk olarak tasarımda belirlenmelidir. Traktör tırmanırken, iniş yaparken şaha kalkması durumu ve traktör 4x4 modundayken tekerleklerin yere sağlam basması için, gereken önemli bir adımdır. Tasarlanan traktörde bu ağırlık merkezinin yeri Şekil 3.2’de görülmek üzere tasarımıdayken %30-%70 olarak belirlenmiştir.

Bu ağırlık merkezi kullanılarak traktörün tekerlekleri çizilecek ve dingiller arasındaki mesafe kullanılacaktır. Bu projede kullanılacak tekerlek çapı=0.6 m'dir.

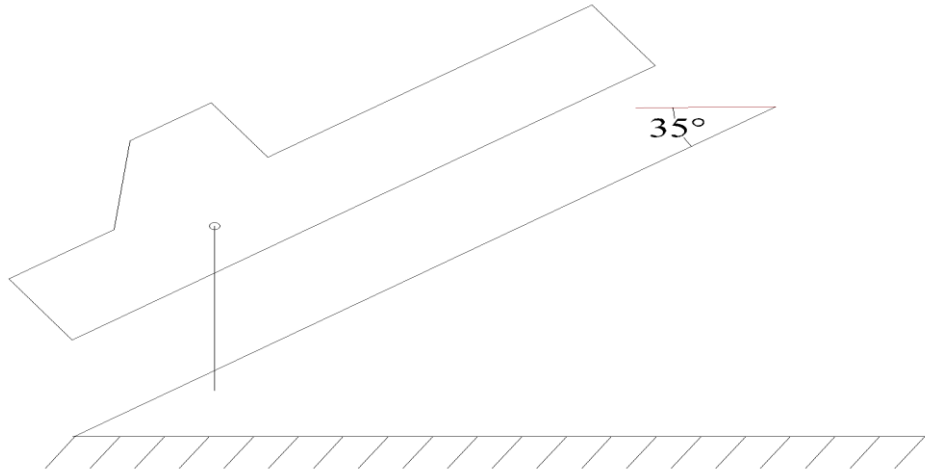


Şekil 3.3. Traktöre tekerleğin eklenmesi.

Şekil 3.3’te görülen resim ise, traktörün şasisinin altından, yere temas edecek tekerleğin çapı boyutunda, ötelenmesiyle zeminin çizilmesi işlemidir. Bu işlemden sonraki adım ise traktörün ne kadar eğimde çalışacağı sorusudur.

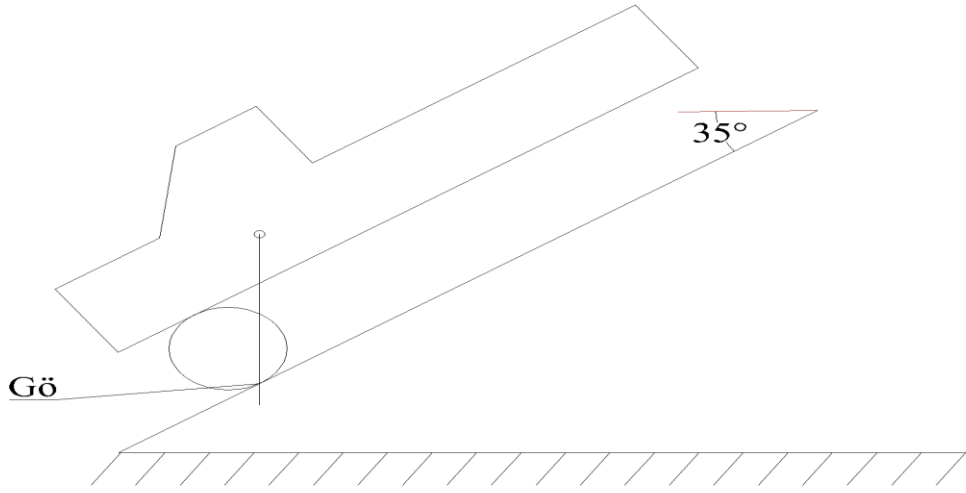


Şekil 3.4. Traktörün iniş yaparken eğim açısı.



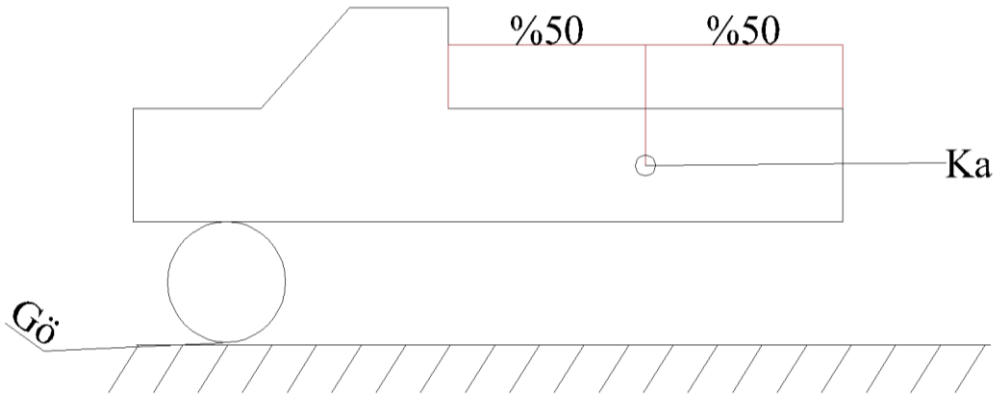
Şekil 3.5. Traktörün ağırlık merkezinin iz düşümü.

Şekil 3.4'te görülen çizim traktörün ön tekerleğinin yani ön dingilinin merkezinin bulunması için eklenilmiştir, traktör iniş yaparken ağırlık merkezinin iz düşümü tekerleğin ön tarafında kalmaması gerekir, bu durum arka tekerleklerin zemine iyi oturmamasını, hatta traktörün şahlanması sağlayacağından bu iz düşümün tekerleğin yere temasının önünde kalmaması gerekmektedir. Şekil 3.5'te ise ağırlık merkezinden 90 derece zemine bir iz düşümünü alıyoruz.



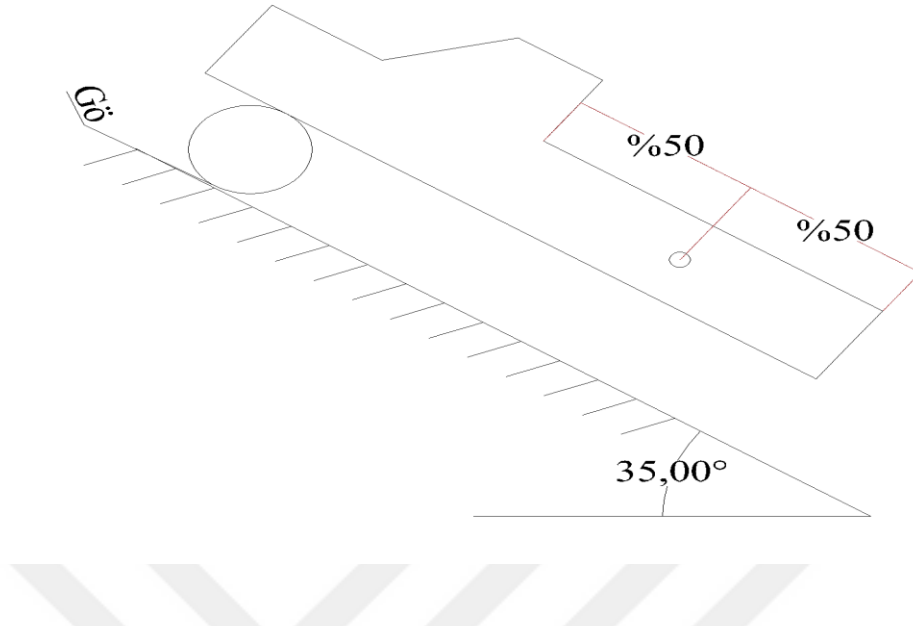
Şekil 3.6. Traktörün ön tekerinin çizilmesi.

Şekil 3.6’da gösterilen çizim ise artık tasarlanan traktörün ön tekerleğinin çizilmesi çizilen tekerin bir önceki sayfada açıklandığı gibi tekerin tam toprağa temas noktasından çizilmesi gerekmektedir.



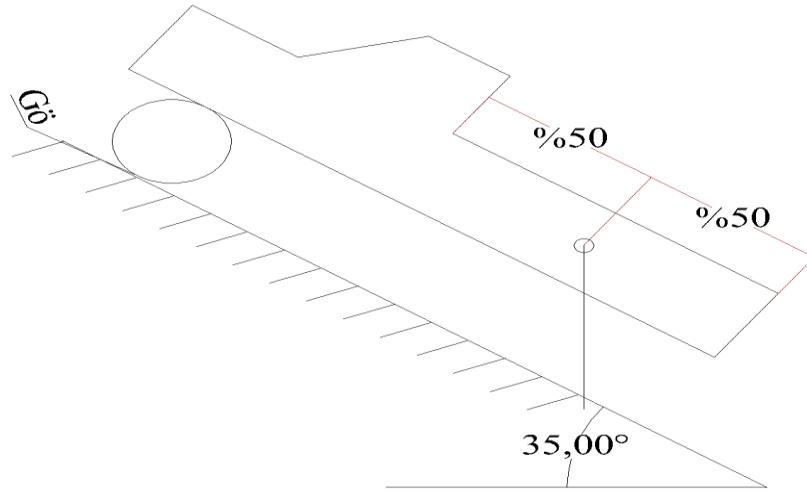
Şekil 3.7. Traktörün kasa ağırlık merkezi.

Şekil 3.7’de aslında arka dingili bulmak için önemli bir adımdır, fakat ön dingilden farklı olarak burada farklı bir ağırlık merkezi belirlenerek bu işlem yapılmalıdır, çünkü traktör tırmanırken ön ağırlık merkezi her zaman iki dingi arasında kalır, tek kalmayan kısım kasanın yüküdür, kasa yükü tırmanırken esas olarak dahil edilmelidir. Çünkü kasanın taşıyacağı yük traktörün kendi ağırlığı ile aynıdır yani 1200 kg’dır. Burada ise kasa ağırlık merkezi kasanın tam merkezinden belirlenmiştir.



Şekil 3.8. Traktör tırmanma açısıyla tırmanırken.

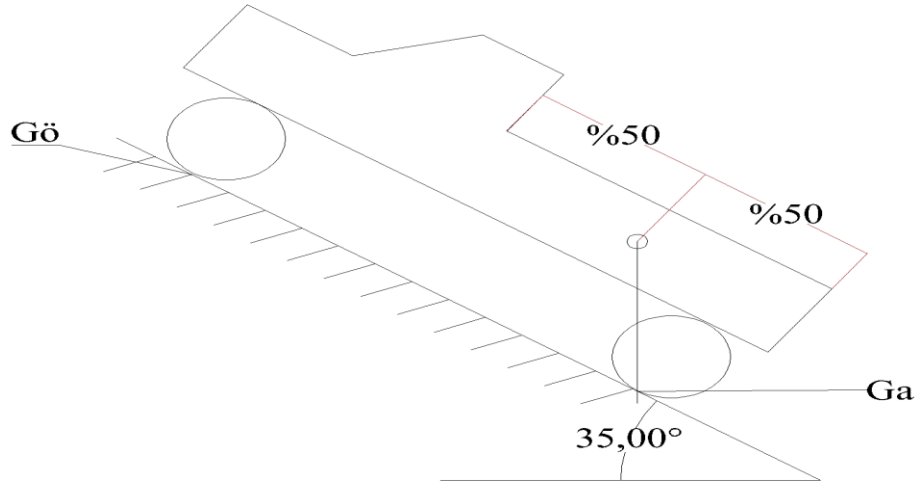
Şekil 3.8’de bizim tasarladığımız traktörümüze tırmanma açısı olarak belirlediğimiz, 35 derece ile çizilmiş halidir.



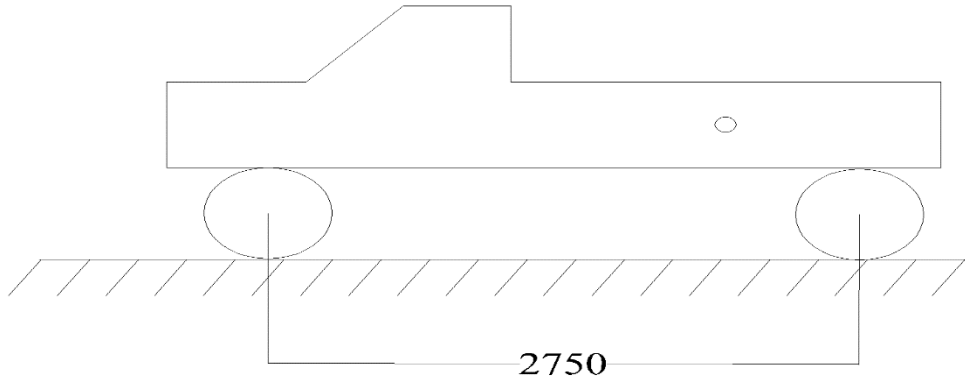
Şekil 3.9. Traktör tırmanırken kasa ağırlık merkezinin iz düşümü.

Şekil 3.9’ da traktör tırmanırken kasa ağırlık merkezinin iz düşümü görülmektedir, traktör belirlediğimiz 35 derece açıyla tırmanırken eğer kasa ağırlık merkezinin iz düşümü, tekerleğin yani arka dingilin arkasına denk gelirse bu defa ön dingil ve tekerlere toprağa

basma yönünde değil zıttın da bir kuvvet uygular, bu kuvvet traktörün ön tekerlerinin sağlam basmaması, hatta şaha kalkması gibi istenmeyen durumlar oluşturabileceği için , tekerleğin temas noktasının bu noktada olması gerekmektedir.



Şekil 3.10. Traktörün arka tekerleğinin ve dingilinin konumu.

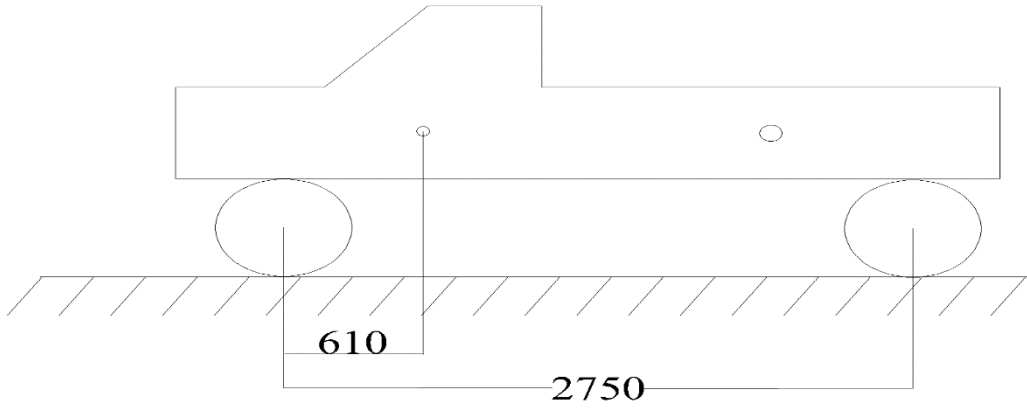


Şekil 3.11. Traktörün dingiller arasındaki mesafesi.

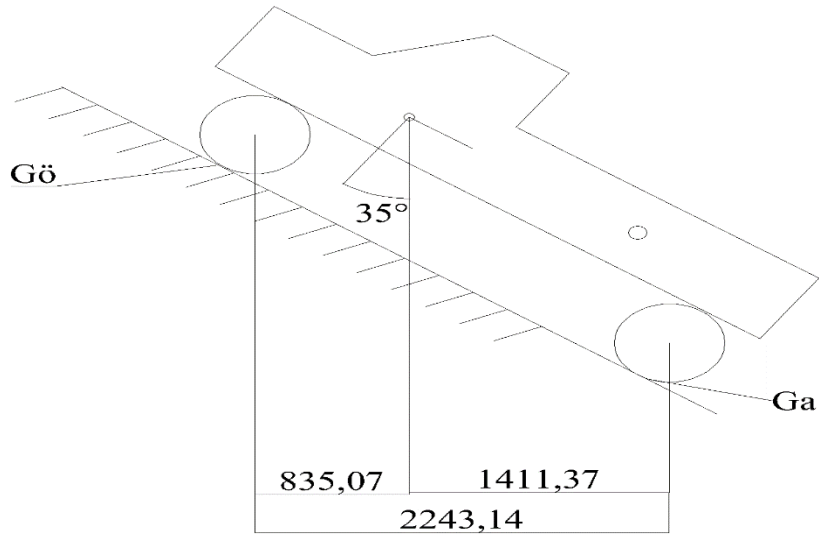
Şekil 3.10’da görülen ise traktörün arka dingilini ve arka tekerleğinin konumudur. Çekilen iz düşümüne ve zemine aynı tekelikte bulunan bu tekerin konumu da belirlenerek artık traktörün dingiller arasındaki mesafesi bulunmuştur.

Şekil 3.11’de artık traktörün dingiller arasındaki mesafesi bulunarak artık kabaca çizimi

belirlenmiştir. Traktörün dingiller arasındaki uzaklığı 2750'dir.



Şekil 3.12. Traktörün ağırlık merkezinin ölçüleri.



Şekil 3.13. Traktör tırmanırken iz düşümleri.

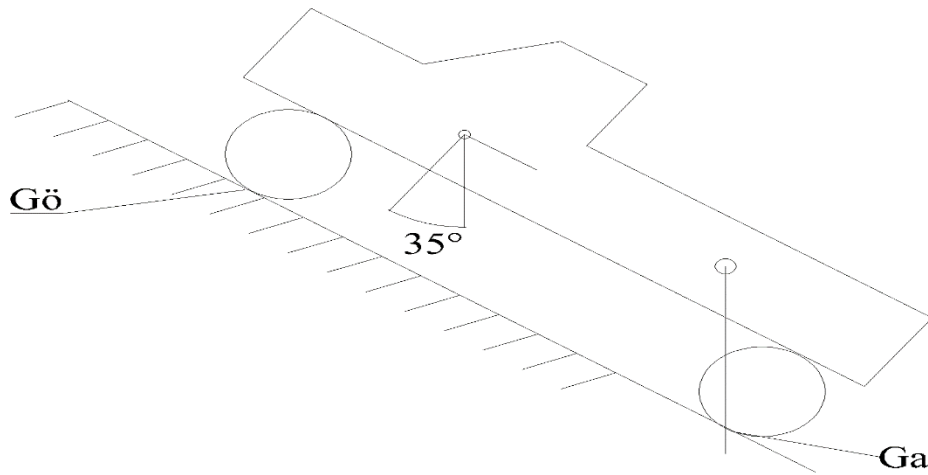
Şekil 3.12'de artık tasarlanan traktörün ağırlık merkezi ölçülerinin bilinmesi gereklidir tasarlanan traktör artık 35 dereceye tırmandığında traktörün kendi ağırlığının kaç kg arka dingile bineceği belirlenerek arka dingile binen kuvvet bulunacaktır. İlk olarak ağırlık merkezinin ön diferansiyelden uzaklığı 610 mm olarak belirlenmiştir.

Şekil 3.13' de görülen traktör tırmanırken düşen iz düşümleri ile bulunan mesafeler sayfa 23'teki formüller yardımıyla arka diferansiyele, yani arka iki tekerleğe kasa boşken

bineceği yükü belirleyecektir.

$$G_{ad} = 1200 * 9,81 \times \frac{835}{2243,14} = 4382,08 \text{ N}$$

Kasa ağırlığı yokken traktörün 35 derecede tırmanırken arka diferansiyeline binen kuvvet toplam 4382,08 N olarak belirlenmiştir, belirlenen bu kuvvete bir de kasa doluyken yani 1200 kg yük atıldığında, arka diferansiyele kaç N yük bineceği de belirlenerek, bu iki değer toplanarak G_{net} yani arka tekerleklere binecek net kuvvet belirlenecektir.



Şekil 3.14. Kasa ağırlık merkezinin iz düşümü.

Şekil 3.14'te kasa ağırlık merkezi incelendiğinde görüldüğü üzere tüm ağırlığı arka diferansiyele binmektedir. Yani 1200 kg yükün tamamı arka diferansiyele bineceği esas alınarak formülde yerine konulmuştur.

$$G_{kad} = 1200 \times 9,81 = 11772 \text{ N}$$

$$G_{net} = G_{kad} + G_{ad}$$

$$G_{net} = 11772 + 4382 = 16154 \text{ N}$$

Yukarıda sonuçlara bakılarak aracın 35 derece tırmanma açısında arka dingiline gelen kuvvetin toplam 16154 N kuvvet olduğu görülmüştür. Şimdi bu kuvveti yenmek için ne arka diferansiyelin aks milinde ne kadar Nm moment olacağı hesaplanacaktır.

Tekerlek yarı çapı; 0,3 m

Arka tekerlere binen yük = 16154 N

$M_T = U \times R$ formülünden yararlanılarak

M_T =Tekerlek dönme momenti(Nm)

U =Tekerlek Çevre kuvveti

R =Etkili lastik yarı çapı(m)

$$M_T=16154 \times 0,3=4846,2 \text{ Nm}$$

Yani bizim aks milimizin üreteceği moment net olarak 4846.2 Nm'dir. Bulunan değer seçilen motorun momentine bölünürse toplam transmisyon oranı bulunur.

M_t ; Motor momenti

$$M_t=52,52 \text{ Nm}$$

$$M_T=4846,2 \text{ Nm}$$

i =İletim oranı

$$i=\frac{4846,2}{52,52}=92,27$$

yani tasarlanılan transmisyonun 92,2 kat tork arttırması gerekmektedir ,transmisyonlar genellikle 0,9 verimle çalışır .

$$\eta=0,9$$

$$i_{\text{net}}=\frac{92,2}{0,9}=102,44$$

transmisyon verimini de işe kattığımızda bize gerekli olan kutu iletim oranı 102,44 olarak belirlenmiştir bu belirlenen değerlerle artık 1.vites dişlisi belirlenerek dişliler set olarak oluşturulacaktır.

Z_1 =Ana şanzıman prizdirek bağlantı dişlisi

Z_2 = Ana şanzıman prizdirek bağlantı karşılık dişlisi

Z_3 =1.vites dişlisi

Z_4 =1.Vites karşılık dişlisi

Z_5 = Takviye dişlisi

Z_6 = Takviye karşılık dişlisi

Z_7 = Mahruti dişlisi

Z_8 = Ayna dişlisi

Bu dişlilerin diş sayılarını bu şekilde $\frac{Z_2}{Z_1} \times \frac{Z_4}{Z_3} \times \frac{Z_6}{Z_5} \times \frac{Z_8}{Z_7}$ hesaplayarak dişliler bulundu

$$Z_1=12$$

$$Z_2=36$$

$$Z_3=12$$

$$Z_4=36$$

$$Z_5=11$$

$$Z_6=39$$

$$Z_7=11$$

$$Z_8=36$$

Bu dişli seti 1 vites dişli seti olup toplam transmisyon oranını 105 kat artırır en yakın değer ve dişli üretim kolaylığı açısından bu dişlilere karar verilmiştir.

3.1.1. Küçük Traktör İçin Seçilen Motor Özellikleri

Motor devri; 3000 dev/dk

Motor gücü; 16,5 kW

Motor maksimum momenti; 52,52 Nm

3.1.2. Prizdirek ve Ana Şanzıman Bağlantı Dişli Seti

Prizdirek ve ana şanzımanı bağlayan 12/36 dişli setinden 12 (pinyon) dişliye göre hesaplamalar yapılmıştır.

$$Z = 12$$

$$Y = 15^\circ$$

$$y = 0,088^\circ$$

Lewis faktörü seçimi,

$$Z_{eş} = x = \frac{Z}{\cos y} = \frac{12}{\cos 15} x = 13,31 \approx 14$$

Modül hesabı [33].

$$Mn^3 = \frac{2 * T}{\partial * k * \pi^2 * y * z * \cos y}$$

V=10 olarak alındı

$$\sigma = \frac{1000}{3} * \frac{5,6}{5,6 + \sqrt{10}} = 213,03 \text{ N/mm}^2$$

Not: Malzeme olarak 20 Mn Cr5 kullanılmıştır

$$T=52,51=52510 \text{ N mm}$$

Devir sayısı; 3000 dev/dk

$$\sigma_0=213,03 \text{ N.mm}^2$$

k = 6 (helisel dişli için)

y= 0,088 (Z_{eş}=14 için)

cos y = cos 15 (helisel açı)

$$Mn^3 = \frac{2 * 52510}{213,03 * 6 * \pi^2 * 0,088 * 12 * \cos 15}$$

$$Mn=2,01$$

m=2,01 bulundu , en yakın değer 2 olduğunda dolayı, m=2 olarak seçilmiştir.

m=2 için sağlama

$$m = \frac{mn}{\cos y} = \frac{2}{\cos 15} = 2,07 \text{ olarak alınmıştır.}$$

$$d=m*z=2,07*12=24,84 \text{ mm}$$

$$V=w*\frac{d}{2} = 3000 * \frac{n}{30} * \frac{0,02484}{2} = 3,9 \text{ m/s}$$

$$\sigma_{em} = \frac{1000}{3} * \frac{5,6}{5,6 + \sqrt{3,9}} = 246,42 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_0 = \frac{2 * 52510}{2,07^3 * 6 * \pi^2 * 0,088 * 12 * \cos 15} = 196,05 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_{em} \geq \sigma_0$ olduğundan dolayı m=2 güvenilir olduğuna karar verilir.

Aşınma kontrolü [36].

$$F_w = \frac{dp*b*k*Q}{\cos y^2}$$

$$D_p = 2,07 \cdot 12 = 24,84 \text{ mm}$$

$$b = \pi \cdot 6 \cdot 2,07 = 38,45 \text{ mm}$$

$$k = \text{BHN600 için } (6007227,12 \text{ N/mm}^2)$$

$$F_w = 9224,26 \text{ N}$$

$$Q = \frac{2 \cdot 36}{12 + 36} = 1,5$$

$$\frac{0,02884 \cdot 0,03845 \cdot 6007227,13 \cdot 1,5}{\cos^2 15} = 9224,26 \text{ N}$$

Statik yük taşıma kapasitesi

$$F_0 = \frac{1000}{3} \cdot 38,45 \cdot 0,088 \cdot \pi \cdot 2,07 \cdot \cos 15 = 7084,7 \text{ N}$$

Dinamik yük kontrolü

$$F_t = \frac{52510}{\frac{24,84}{2}} = 4228,66 \text{ N}$$

$$\cos^2 15 = 0,9330$$

$$F_d = 8300,04 \text{ N}$$

$$e = 0,012$$

$$c = 136800 \text{ N/mm}$$

$$\frac{0,02 - 0,012}{0,02 - 0,01} = \frac{228 - e}{228 - 114}$$

Modül 2 için deformasyon katsayısı $c = 136,8 \text{ kN/m}$

$$\frac{21 \cdot 3,9(0,03845 \cdot 136800 \cdot 0,9330 + 4228)}{21 \cdot 7,47 + \sqrt{0,039 \cdot 36800 \cdot 0,9330 - 4228}} + 4228 = 8300,04 \text{ N}$$

$$F_d < F_w$$

$$F_d > F_0$$

Burada dinamik yük, statik yükten büyük çıktı yani motor birden kuvvet vurduğunda dişlinin kaldıramayacağı bir kuvvetle karşılaşp deformasyon yaşayacağı için burada

modül arttırma işlemine gidilerek modül 2,5 seçilerek işlemler tekrar yapılmıştır.

$$m = \frac{mn}{\cos y} = \frac{2,5}{\cos 15} = 2,58 \text{ olarak alınmıştır.}$$

$$d = m * z = 2,58 * 12 = 38,82 \text{ mm}$$

$$V = w * \frac{d}{2} = 3000 * \frac{n}{30} * \frac{0,03882}{2} = 6,09 \text{ m/s}$$

$$\sigma_{em} = \frac{1000}{3} * \frac{5,6}{5,6 + \sqrt{6,09}} = 231,37 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_0 = \frac{2 * 52510}{2,58^3 * 6 * \pi^2 * 0,088 * 12 * \cos 15} = 101,25 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_{em} \geq \sigma_0$ olduğundan dolayı $m=2,5$ güvenilir olduğuna karar verilir.

Aşınma kontrolü [36].

$$F_w = \frac{dp * b * k * Q}{\cos y^2}$$

$$D_p = 2,58 * 12 = 38,82 \text{ mm}$$

$$b = \pi * 6 * 2,07 = 48,63 \text{ mm}$$

$$k = \text{BHN600 için } (6007227,12 \text{ N/mm}^2)$$

$$F_w = 9224,26 \text{ N}$$

$$Q = \frac{2 * 36}{12 + 36} = 1,5$$

$$\frac{0,03882 * 0,04863 * 6007227,13 * 1,5}{\cos^2 15} = 18232,09 \text{ N}$$

Statik yük taşıma kapasitesi [37].

$$F_0 = \frac{1000}{3} * 48,63 * 0,088 * \pi * 2,58 * \cos 15 = 11168,09 \text{ N}$$

Dinamik yük kontrolü [38].

$$F_t = \frac{52510}{\frac{38,82}{2}} = 2705,82 \text{ N}$$

$$\cos^2 15 = 0,9330$$

$$F_d = 8300,04 \text{ N}$$

$$c = 142500 \text{ N/m}$$

Modül 2,5 için deformasyon katsayısı $c = 142,5 \text{ kN/m}$

$$\frac{21 * 6,09(0,04863 * 142500 * 0,9330 + 2705,05)}{21 * 6,09 + \sqrt{0,039 * 142500 * 0,9330 - 2705,5}} + 2705,05 = 7771,39 \text{ N}$$

$$F_d < F_w$$

$$F_d < F_0$$

Yukarıdaki eşitliklerden çıkan sonuçlar şöyledir.

$$Z = 12$$

$$B = 48,63$$

$$\text{Dişli sertliği} = 600 \text{ BHN}$$

$$M = 2,5$$

Yani bizim dişlimiz modülü 2,5 ,kalınlığı 48,63 , dişliye uygulanacak sertlik derecesi 600 BHN olarak seçilmiştir. Burada dişli kalınlığı biraz fazla görünebilir yukarıda hesapladığımız yöntemlerde şunu söyleyebiliriz; statik kontrol ,aşınma kontrolü ve dinamik kontrol değerleri birbirine yaklaştırılarak dişli kalınlığı düşürülebilmektedir.

3.1.3. Ana Şanzıman 1.Vites Dişli Seti Hesaplamaları

Ana şanzıman 1 vites dişli seti olan 12/36 dişli setinin pinyon dişlisi olan 12 dişliye göre dişlinin modülü, kalınlığı ve sertlik derecesi belirlenmiştir.

$$Z = 12$$

$$Y = 15^\circ$$

$$y = 0,088^\circ$$

Lewis faktörü seçimi,

$$Z_{eş} = x = \frac{Z}{\cos y} = \frac{12}{\cos 15} x = 13,31 \approx 14$$

$$T=52,52 * \frac{36}{12} = 157,56 = 157560 Nmm$$

$$\text{Devir} = 3000 * \frac{12}{36} = 1000 \text{ dev/dk}$$

Modül hesabı [33].

$$Mn^3 = \frac{2 * T}{\partial * k * \pi^2 * y * z * \cos y}$$

V=10 olarak alındı

$$\partial = \frac{1000}{3} * \frac{5,6}{5,6 + \sqrt{10}} = 213,03 \text{ N/mm}^2$$

Not: Malzeme olarak 20 Mn Cr5 kullanılmıştır

$$T=157560 \text{ N mm}$$

Devir sayısı; 1000 dev/dk

$$\partial_0=213,03 \text{ N.mm}^2$$

k = 6 (helisel dişli için)

y= 0,088 (Z_{eş}=14 için)

cos y = cos 15 (helisel açı)

$$Mn^3 = \frac{2 * 157560}{213,03 * 6 * \pi^2 * 0,088 * 12 * \cos 15}$$

$$Mn=2,9$$

m=2,9 bulundu , en yakın değer 3 olduğunda dolayı, m= olarak seçilmiştir.

m=6 için sağlama

$$m = \frac{mn}{\cos y} = \frac{3}{\cos 15} = 3,10 \text{ olarak alınmıştır.}$$

$$d=m*z=3,10*12=37,26 \text{ mm}$$

$$V=w*\frac{d}{2} = 3000 * \frac{n}{30} * \frac{0,03726}{2} = 1,95 \text{ m/s}$$

$$\sigma_{em} = \frac{1000}{3} * \frac{5,6}{5,6 + \sqrt{1,95}} = 266,80 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_0 = \frac{2 * 157560}{3,1^3 * 6 * \pi^2 * 0,088 * 12 * \cos 15} = 175,11 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_{em} \geq \sigma_0$ olduğundan dolayı m=3 güvenilir olduğuna karar verilir.

Aşınma kontrolü [36].

$$F_w = \frac{dp * b * k * Q}{\cos y^2}$$

$$D_p = 3,1 * 12 = 37,26 \text{ mm}$$

$$b = \pi * 6 * 3,1 = 58,43 \text{ mm}$$

$$k = \text{BHN600 için } (6007227,12 \text{ N/mm}^2)$$

$$Q = \frac{2 * 36}{12 + 36} = 1,5$$

$$\frac{0,02884 * 0,03845 * 6007227,13 * 1,5}{\cos^2 15} = 21026,27 \text{ N}$$

$$F_w = 21026,27 \text{ N}$$

Statik yük taşıma kapasitesi [37].

$$F_0 = \frac{1000}{3} * 58,43 * 0,088 * \pi * 3,1 * \cos 15 = 16123,25 \text{ N}$$

Dinamik yük kontrolü [38].

$$F_t = \frac{157560}{\frac{37,26}{2}} = 8457,32 \text{ N}$$

$$\cos^2 15 = 0,9330$$

$$F_d = 12315,27 \text{ N}$$

Modül 3 için deformasyon katsayısı c=148,2 kN/m

$$\frac{21 * 1,95(0,05843 * 148200 * 0,9330 + 8457,32)}{21 * 1,95 + \sqrt{0,05843 * 148200 * 0,9330 - 8457,32}} + 8457,32 = 12315,27 \text{ N}$$

$$F_d < F_w$$

$$F_d < F_0$$

Dinamik yük , statik yük ve aşınma kontrolünün aşağısında kaldığından dolayı dişli güvenlidir, dişli için belirlenen özellikler şunlardır.

$$Z=12$$

$$B=58,43$$

$$\text{Dişli sertliği} = 600 \text{ BHN}$$

$$M=3$$

3.1.4. Orta Şanzıman Takviye Dişli Seti Hesaplamaları

Orta şanzıman aslında traktörlerde takviye/seri vites değişiklerinin yapıldığı bölümdür, bizim orta şanzımanımızda belirlediğimiz dişli seti 11/39 dişli setidir, bu dişli setinin pinyon dişlisi olan 11 dişliye göre hesaplamalar yapılmıştır.

$$Z = 11$$

$$Y = 15^\circ$$

$$y = 0,088^\circ$$

Lewis faktörü seçimi,

$$Z_{eş} = x = \frac{Z}{\cos y} = \frac{11}{\cos 15} x = 11,38 \approx 12$$

$$Z_{eş}=12 \text{ için Lewis faktörü} = 0,078$$

$$T = 157,6 * \frac{36}{12} = 472,68 = 472680 \text{ Nmm}$$

$$\text{Devir} = 1000 * \frac{12}{36} = 333,33 \text{ dev/dk}$$

Modül hesabı [33].

$$Mn^3 = \frac{2 * T}{\sigma * k * \pi^2 * y * Z * \cos y}$$

V=10 olarak alındı

$$\sigma = \frac{1000}{3} * \frac{5,6}{5,6 + \sqrt{10}} = 213,03 \text{ N/mm}^2$$

Not: Malzeme olarak 20 Mn Cr5 kullanılmıştır

$$T=472680 \text{ N mm}$$

$$\text{Devir sayısı; } 333,33 \text{ dev/dk}$$

$$\partial_0=213,03 \text{ N.mm}^2$$

$$k = 6 \text{ (helisel dişli için)}$$

$$y = 0,078 \text{ (Z}_{eş}=14 \text{ için)}$$

$$\cos y = \cos 15 \text{ (helisel açısı)}$$

$$Mn^3 = \frac{2 * 472680}{213,03 * 6 * \pi^2 * 0,078 * 11 * \cos 15}$$

$$Mn=4,49$$

m=4,49 bulundu , en yakın değer 4,5 olduğundan dolayı, m= 4,5 olarak seçilmiştir.

m=5 için sağlama

$$m = \frac{mn}{\cos y} = \frac{4,5}{\cos 15} = 4,65 \text{ olarak alınmıştır.}$$

$$d=m*z=4,65*11=51,24 \text{ mm}$$

$$V_w = \omega * \frac{d}{2} = 3000 * \frac{n}{30} * \frac{0,05124}{2} = 0,89 \text{ m/s}$$

$$\partial_{em} = \frac{1000}{3} * \frac{5,6}{5,6 + \sqrt{0,89}} = 285,27 \text{ N/mm}^2$$

$$\partial_0 = \frac{2 * 472680}{4,65^3 * 6 * \pi^2 * 0,078 * 11 * \cos 15} = 191,6 \text{ N/mm}^2$$

$\partial_{em} \geq \partial_0$ olduğundan dolayı m=4,5 değerinin güvenilir olduğuna karar verilmiştir.

Aşınma kontrolü [36].

$$F_w = \frac{dp * b * k * Q}{\cos y^2}$$

$$D_p=4,65*11=51,24 \text{ mm}$$

$$b = \pi * 6 * 4,65 = 87,65 \text{ mm}$$

$$k = \text{BHN600 için } (6007227,12 \text{ N/mm}^2)$$

$$Q = \frac{2*39}{11+39} = 1.56$$

$$\frac{0,05124 * 0,08765 * 6007227,13 * 1,56}{\cos^2 15} = 45031,3 \text{ N}$$

$$F_w = 45031,3 \text{ N}$$

Statik yük taşıma kapasitesi [37].

$$F_0 = \frac{1000}{3} * 87,65 * 0,078 * \pi * 4,65 * \cos 15 = 96470,11 \text{ N}$$

Dinamik yük kontrolü [38].

$$F_t = \frac{472680}{\frac{51,15}{2}} = 18482,11 \text{ N}$$

$$\cos^2 15 = 0.9330$$

$$F_d = 12315,27 \text{ N}$$

Modül 4,5 için deformasyon katsayısı $c = 162,45 \text{ kN/m}$

$$\frac{21 * 0,89(0,08765 * 162450 * 0,9330 + 18482,11)}{21 * 0,89 + \sqrt{0,08765 * 162450 * 0,9330 - 18482,11}} + 18482,11 = 21394,3 \text{ N}$$

$$F_d < F_w$$

$$F_d < F_0$$

Dinamik yük, statik yük ve aşınma kontrolünün aşağısında kaldığından dolayı dişli güvenlidir ve dişli için belirlenen özellikler şunlardır:

$$Z = 11$$

$$B = 87,65$$

$$\text{Dişli sertliği} = 600 \text{ BHN}$$

$$M = 4,5$$

Burada dişlinin kalınlığı her ne kadar değer olarak büyük görünse de, dişlinin modülü minimum 4,5 olarak seçilmek zorunda olduğundan ve daha düşük bir değer seçilmesi durumunda dişli modülü güvenli bölgede olmayacağı için söz konusu değer alınmıştır. Fakat incelendiğinde dinamik yük ile statik ve aşınma yükü arasında büyük fark mevcuttur. Dolayısıyla dişlinin kalınlığı düşürülerek bu fark birbirine yaklaştırıldığında dişlinin kalınlığı da otomatik olarak düşecektir. Öncelikle diferansiyele giren momentumu belirlemek istenirse;

$$T=472680 \text{ N.mm}$$

$$\text{Devir} = 333,33 \text{ dev/dk}$$

Bu değerler orta şanzımana giren değerlerdir. Orta şanzımandan çıkan değerler diferansiyele gireceği için, orta şanzımanın çıkış değerlerini hesaplamak gerekmektedir. Diferansiyeldeki dişli modülleri orta şanzımandan çıkan modüllerle aynı olarak seçilmiştir.

$$T=472,68 * \frac{39}{11} = 1675,86 \text{ Nm} = 1675860 \text{ Nmm}$$

$$\text{Devir} = 333,333 * \frac{11}{39} = 94 \text{ dev/dk}$$

Bu değerler sistemin diferansiyele giriş değerleridir ve sonlu elemanlar analizi için bu değerler kullanılacaktır.

Aks milinde gerekli olan momentum 4.846.000 N.mm olarak bulunmuştu. Yapılan tasarımda diferansiyelden aks millerine çıkan momentumu hesaplayalım;

$$T=472,68 * \frac{39}{11} * \frac{36}{11} = 5484,650 \text{ Nm} = 5484650 \text{ Nmm}$$

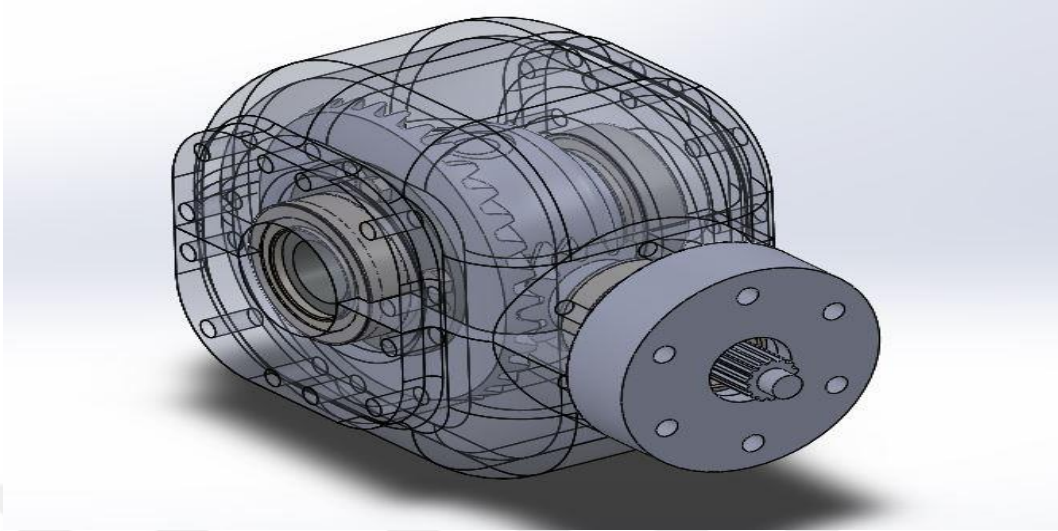
Sisteme düşen momentum 4846000 N mm'dir. Buna diferansiyel verimi eklendiğinde

$$N=0,9$$

$$\text{Toplam momentum} = \frac{4846}{0,9} = 5384,44 \text{ Nm} = 5384440 \text{ Nmm} \text{ olarak bulunur.}$$

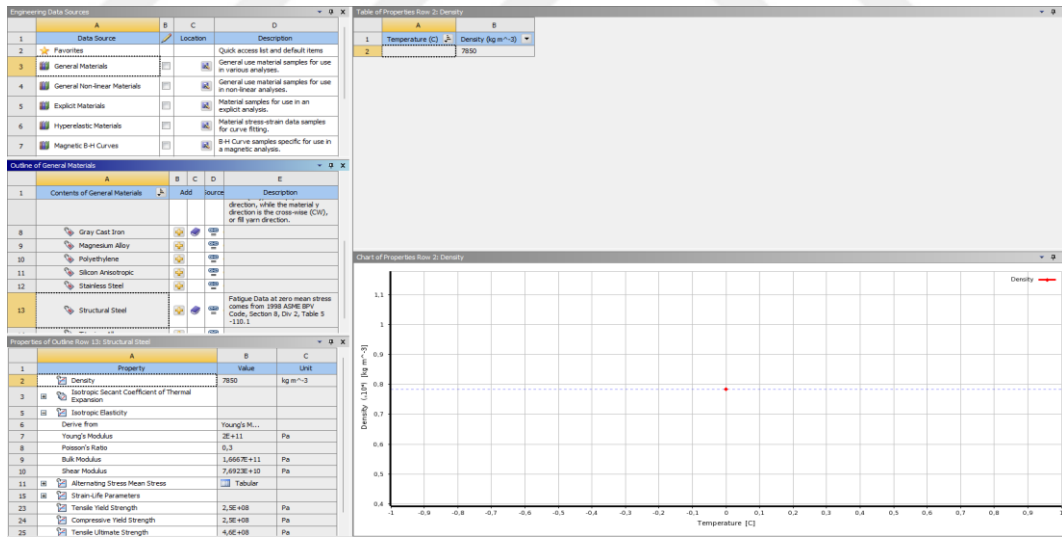
İki hesaplanan değer arasındaki bu farkın dişlilerin üretimleri ve f_r yani yuvarlanma direnci gibi kayıplardan dolayı olduğu varsayılarak analize devam edilmiştir. Yukarıdaki hesaplamalardan sonra diferansiyelin Şekil 3.3'te görüldüğü gibi 3D tasarımı

hazırlanmıştır.



Şekil 3.15. Diferansiyel montajı.

Yapılan bu montaj sonrasında diferansiyel IGES formatıyla kaydedilerek sonlu elemanlar programında aktarılmıştır. Aktarılan dosyanın ilk olarak Şekil 3.16’da gösterilen malzeme tanımlaması yapıldı



Şekil 3.16. Malzeme tanımlaması.

Malzeme tanımlaması aslında oldukça önemli bir adımdır. Sonlu elemanlar programının kütüphanesinde gri dökme demir malzemesi bulunurken, 20 MN CR5 bulunmamaktadır. Bu yüzden bu malzemenin genel özellikleri TOTAL MATERIA adlı siteden sonlu elemanlar programı uzantısında indirilerek, programın malzeme bölümüne aktarılmıştır.

Outline of Schematic A2: Engineering Data					
	A	B	C	D	E
1	Contents of Engineering Data			Source	Description
2		Material			
3		Gray Cast Iron			
4		Structural Steel			Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5 -110.1
*	Click here to add a new material				

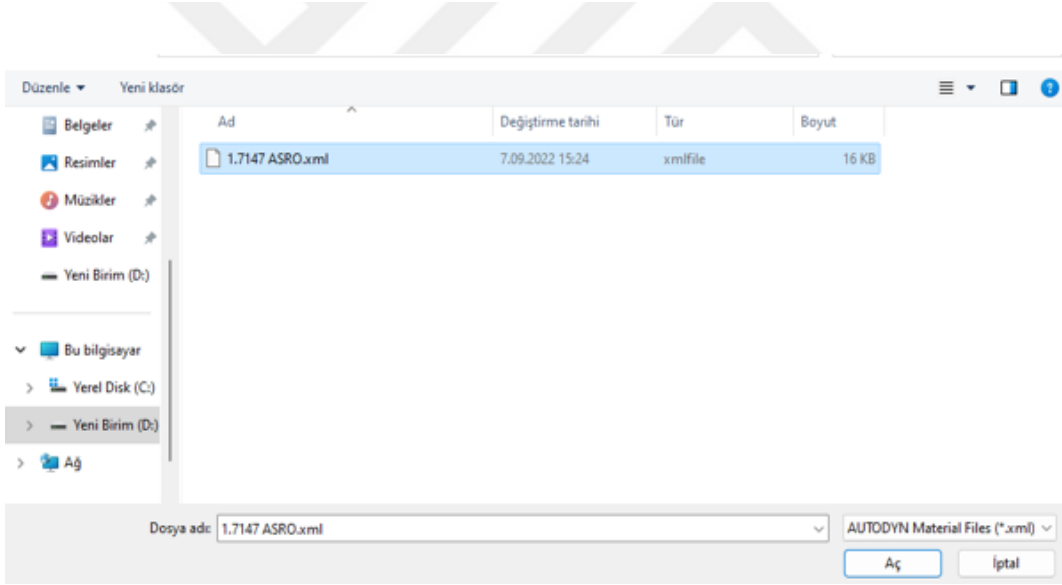
Properties of Outline Row 3: Gray Cast Iron					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2		Material Field Variables		Table	
3		Density	7200	kg m ⁻³	
4		Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
6		Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's ...			
8	Young's Modulus	1,1E+11	Pa		
9	Poisson's Ratio	0,28			
10	Bulk Modulus	8,3333E+10	Pa		
11	Shear Modulus	4,2969E+10	Pa		
12		Tensile Yield Strength	0	Pa	
13		Compressive Yield Strength	0	Pa	
14		Tensile Ultimate Strength	2,4E+08	Pa	
15		Compressive Ultimate Strength	8,2E+08	Pa	

Table of Properties Row 2: Gray Cast Iron Field Variables					
	A	B	C	D	E
1	Variable Name	Unit	Default Data	Lower Limit	Upper Limit
2	Temperature	C	22	Program Controlled	Program Controlled

Chart: No data

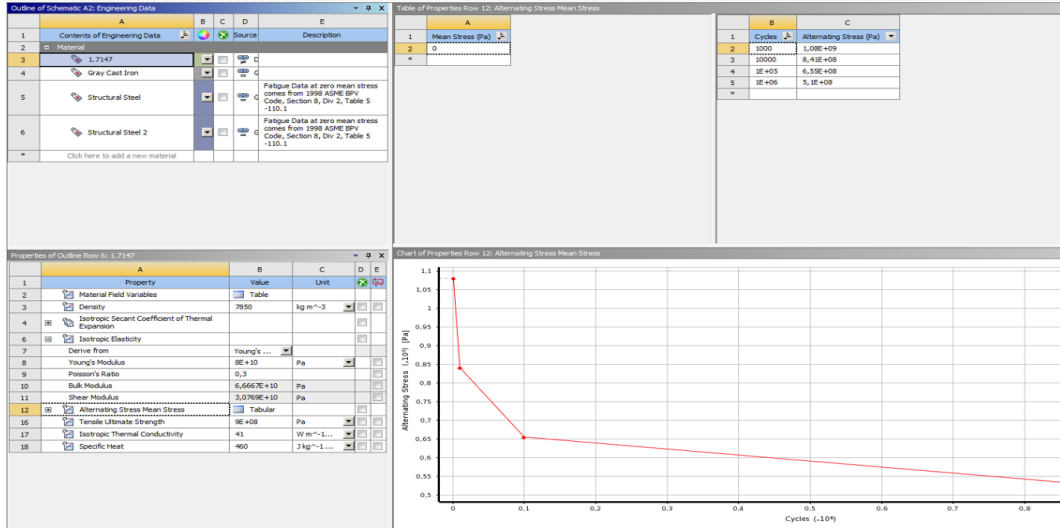
Şekil 3.17. Gri dökme demirin malzeme tanımlaması.

Gri dökme demirin malzemesi tanımlandıktan sonra 20 MN CR5'in malzemesinin sonlu elemanlar ortamına nasıl aktarılacağı Şekil 3.18'de gösterilmiştir.



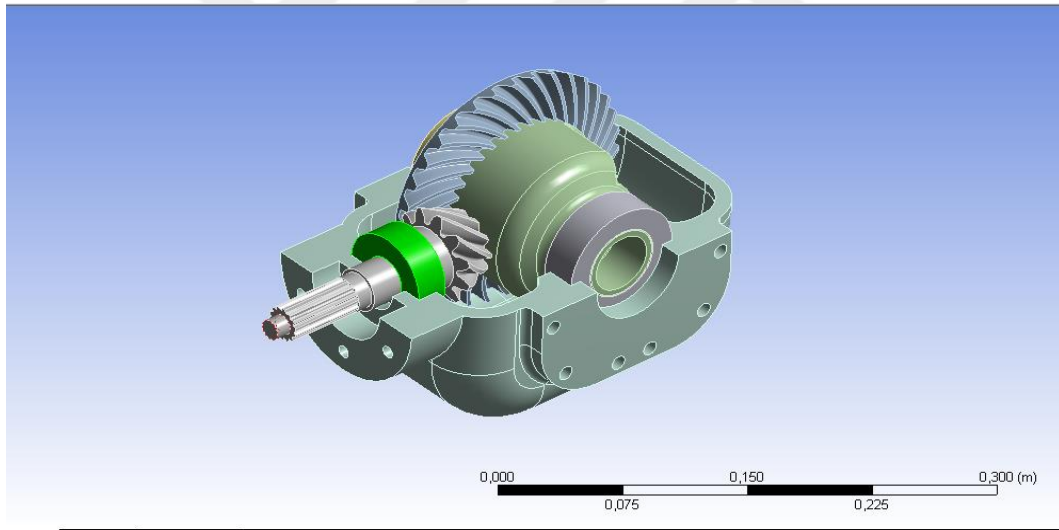
Şekil 3.18. 20 MN CR5'in sonlu elemanlar programına aktarılması.

Şekil 3.18'de gösterilen .xml uzantısı, sonlu elemanlar programına eklenmek istenen malzeme dosyasının uzantısıdır. Bu uzantı sonlu elemanlar ortamında bulunmayan ve TOTAL MATERİA gibi malzeme sitelerinden indirilen malzemenin özelliklerini sonlu elemanlar programına aktaran bir uzantıdır.



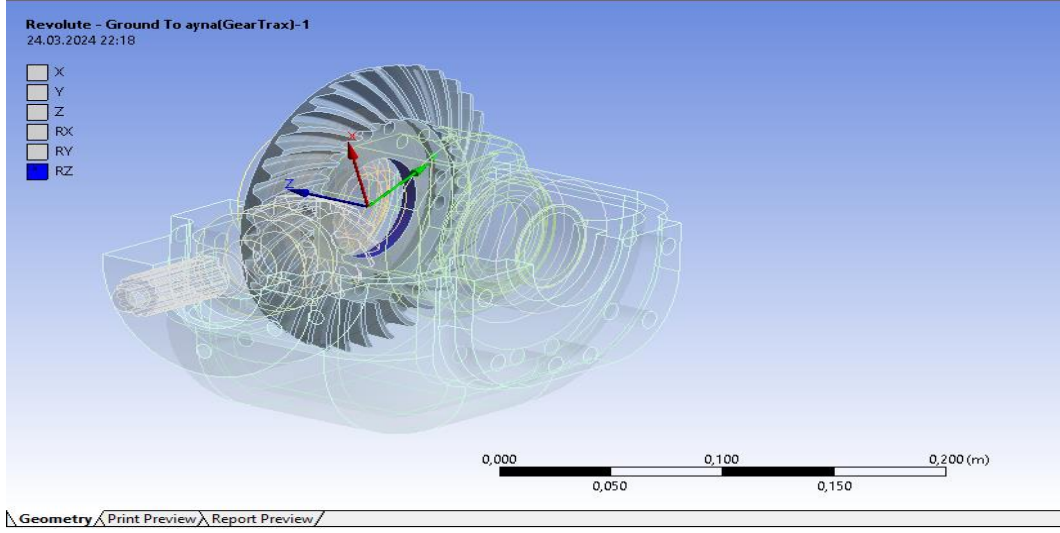
Şekil 3.19. 20 MN CR5'in malzeme tanımlaması.

Şekil 3.19'da gösterilen resimde; Ayna, mahruti ve ayna tutucunun malzemesinin tanımlaması yapılmıştır. Yapılan malzeme tanımlamasından sonra diferansiyel sonlu elemanlar programının arayüzünde açılarak Şekil 3.20'deki gibi son kontrolleri yapıldı.



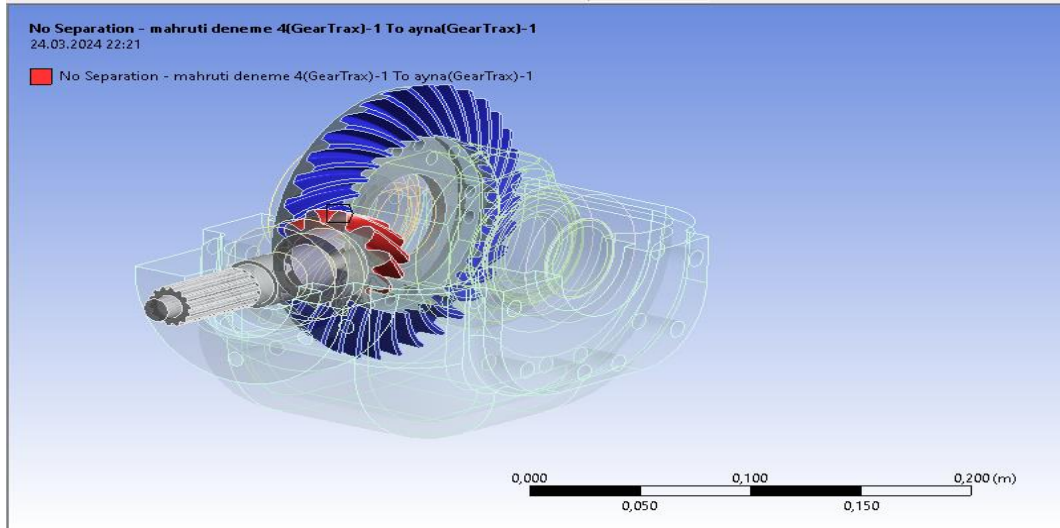
Şekil 3.20. Diferansiyelin sonlu elemanlar arayüzünde açılması.

Arayüzde düzenlenen ayna ve mahruti dişlileri setup sekmesine geçilerek “contact” tanımlaması Şekil 3.21'teki gibi yapılmıştır.



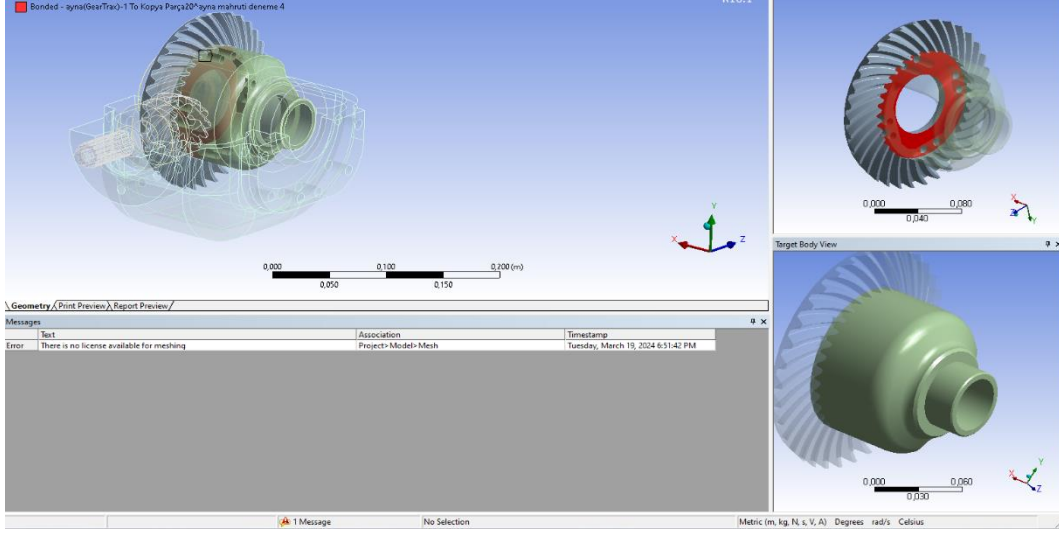
Şekil 3.21. Ayna dişlisinin contact tanımlaması.

“Contact” tanımlaması, analizin önemli bölümlerinden bir diğeridir. Yapılan projede neyin ya da hangi parçanın nasıl çalışacağı belirlenir.



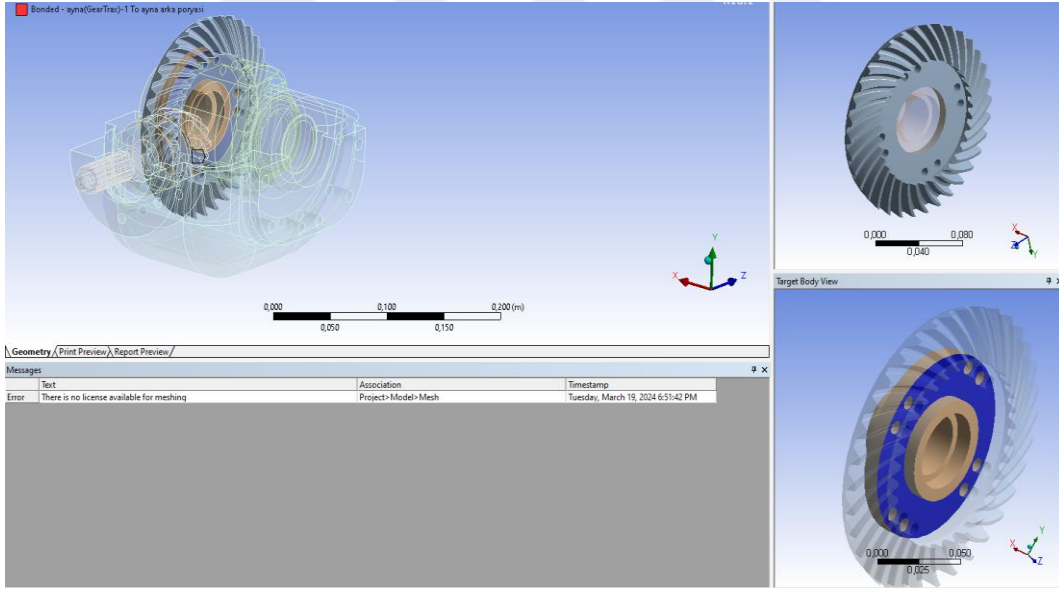
Şekil 3.22. Mahruti ve aynanın contact tanımlaması.

Şekil 3.22’te görüldüğü gibi, diferansiyel ilk giriş olan mahruti ve ayna dişlisinin “contact” tanımlaması yapılmıştır. Bu dişliler birbirinin üzerinde sürünerek çalıştığından dolayı, resimde görülmek üzere “no separation contact” tanımlaması yapılmıştır.



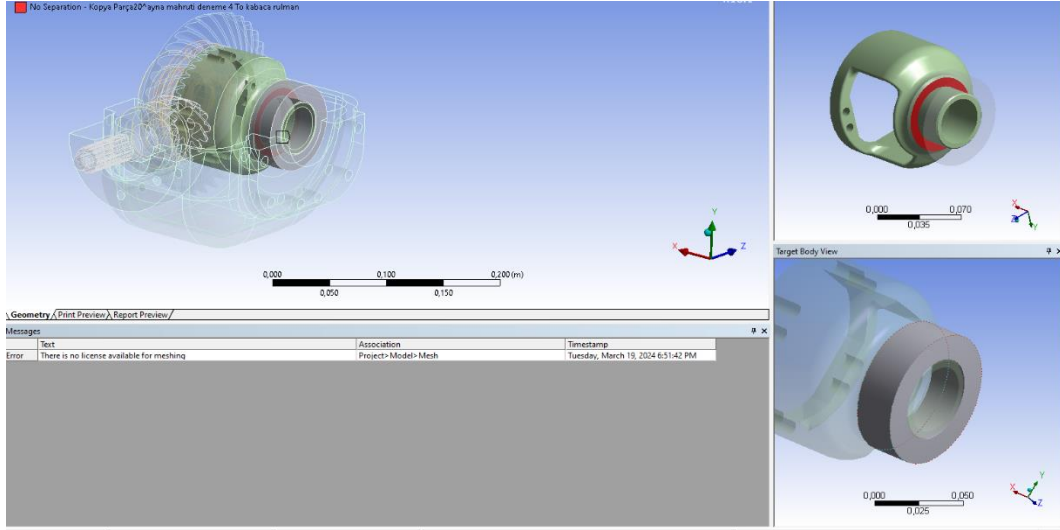
Şekil 3.23 Aynanın ve aks kovanının contact tanımlaması.

Şekil 3.23'te ayna ve aynanın üzerinde bulunan aks kovanının montajı yapılmıştır. Burada belirlenen “contact” ise “bonded contact” olarak yapılmıştır. “Bonded contact” işlemi, bu yüzeylerin hiçbir şekilde birbiri üzerinde dönmemesi anlamına gelmektedir.



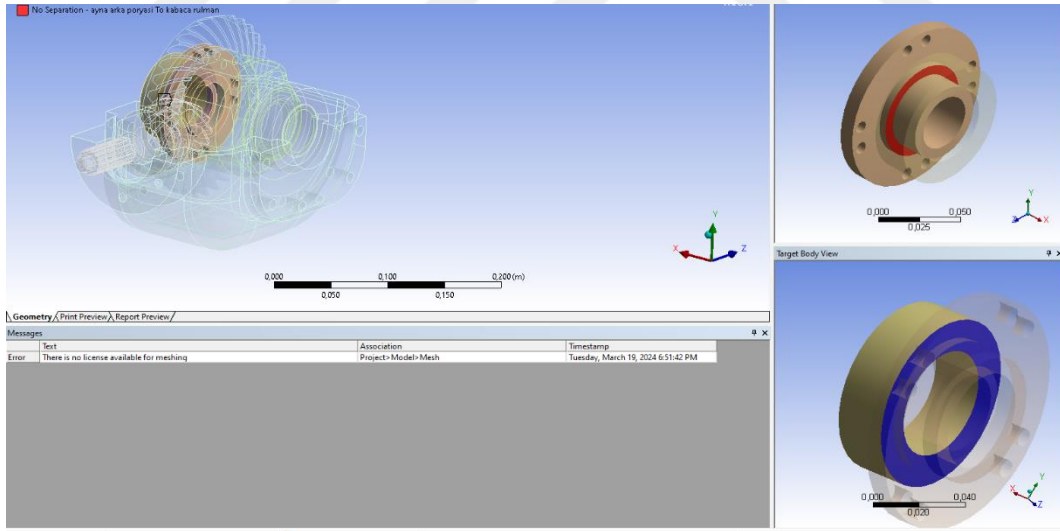
Şekil 3.24 Aynanın ve ayna poryasının contact tanımlaması.

Şekil 3.24'te görülen montaj ise, ayna ve ayna poryasının birbiri üzerinde montajı gösterilmiştir. Bu parçanın asıl amacı diferansiyel üzerinde bulunan ve akslardan gelen milin sabitlenmesi ve rahat dönebilmesi için eklenen rulmanlara aynanın oturmasının sağlanmasıdır.



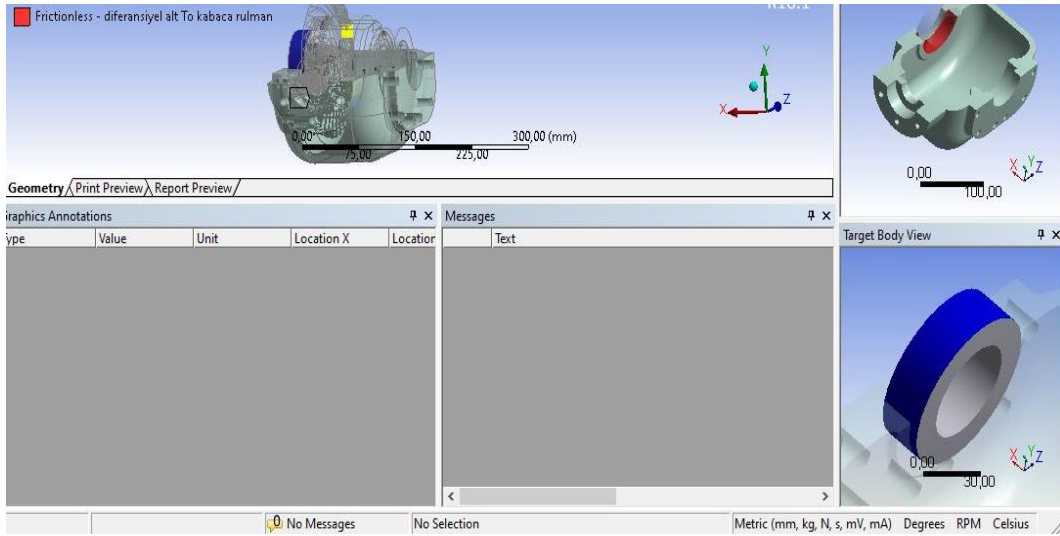
Şekil 3.25 Ayna poyrasının, rulman ile contact tanımlaması.

Şekil 3.25'te görülen ayna poyrasının, rulmanlara oturmasını göstermek amacıyla yapılmıştır. Burada aslında yapılan bu montaj aynanın diferansiyelin akslara giden iki çıkışının merkezinde bulundurularak rahat dönmesi amacıyla eklenilmiştir. Fakat buradaki montaj “frictionless contact” tanımlaması bu yüzeylerin birbiri yüzeyinde kayacak şekilde çalıştığı için eklenilmiştir.



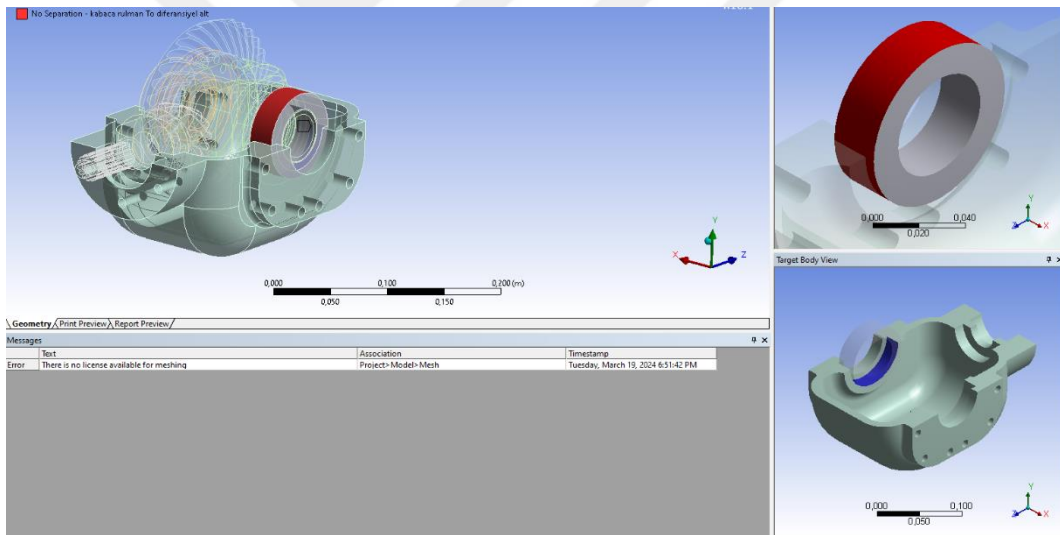
Şekil 3.26 Ayna poyrasının rulman ile contact tanımlaması.

Şekil 3.26'da ise Şekil 3.25'te yapılan contactın arka tarafıdır. Bu montajda yine “frictionless contact” kullanılmıştır.



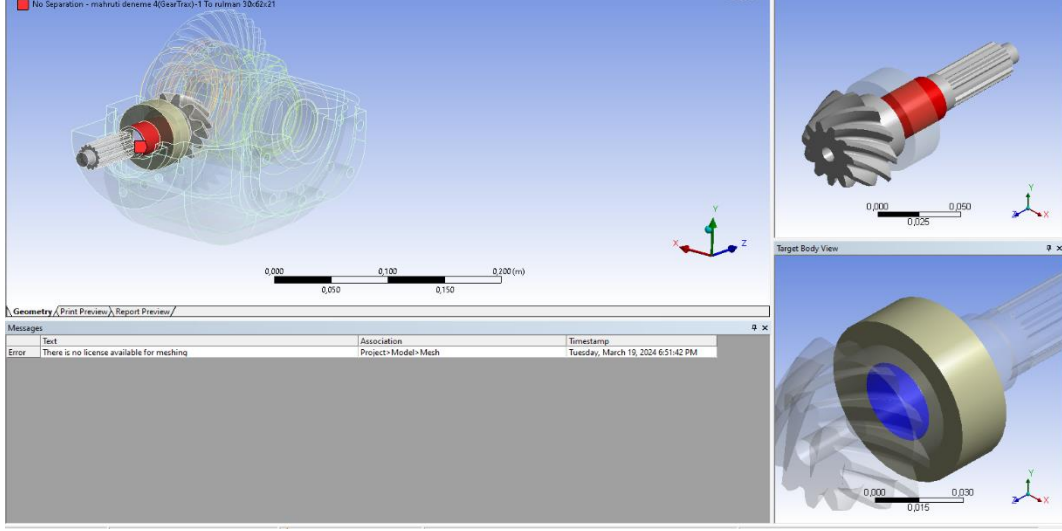
Şekil 3.27 Rulman ile diferansiyelin contact tanımlaması.

Şekil 3.27’deki “contact” tanımlaması, rulmanın diferansiyeldeki montaj tanımlaması olarak yapılmıştır.



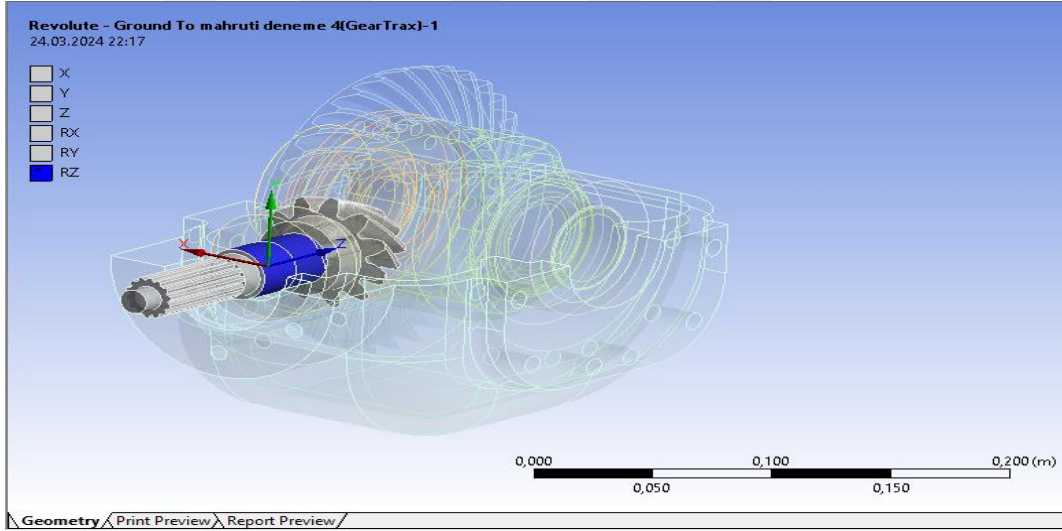
Şekil 3.28 Rulman ile diferansiyelin contact tanımlaması.

Şekil 3.28’deki montajın karşısındaki rulman montajı Şekil 3.27’de gösterilmiştir.



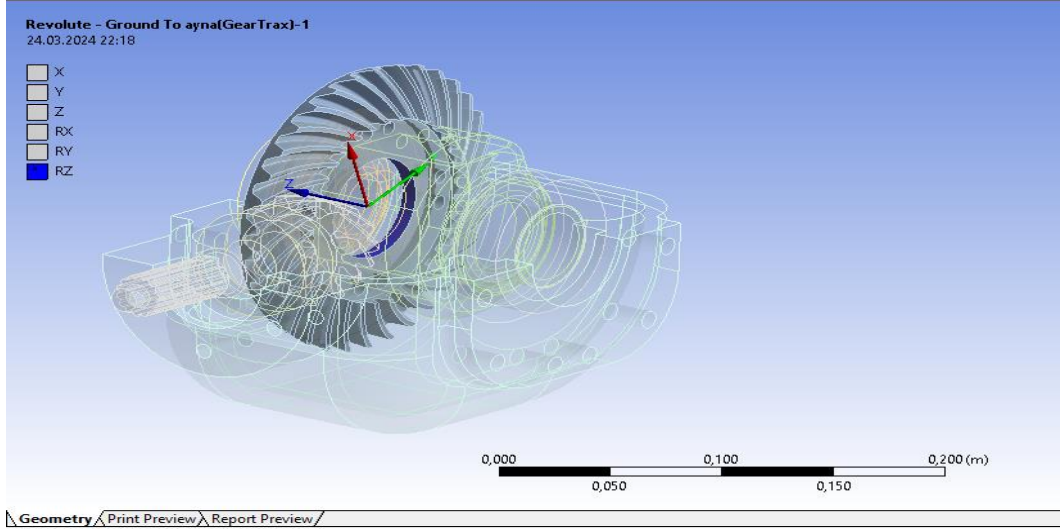
Şekil 3.29 Rulman ile Mahrutinin contact tanımlaması.

Şekil 3.29’da gösterilen montaj ise diferansiyele ilk giriş olan mahrutinin rulman ile montajını göstermektedir.



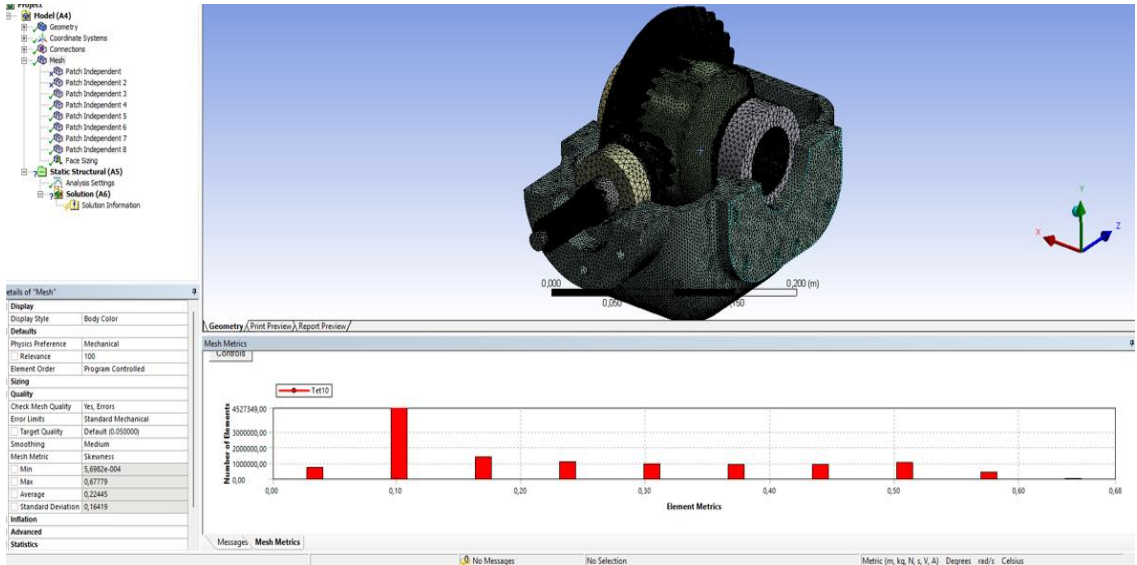
Şekil 3.30. Mahrutinin contact tanımlaması.

Şekil 3.30’da kullanılan montajdaki, “contact” tanımlaması ise “joints contact” tanımlamasıdır. Kendi etrafında döndüğünden dolayı “joints revolute contact” tanımlaması yapılmıştır.

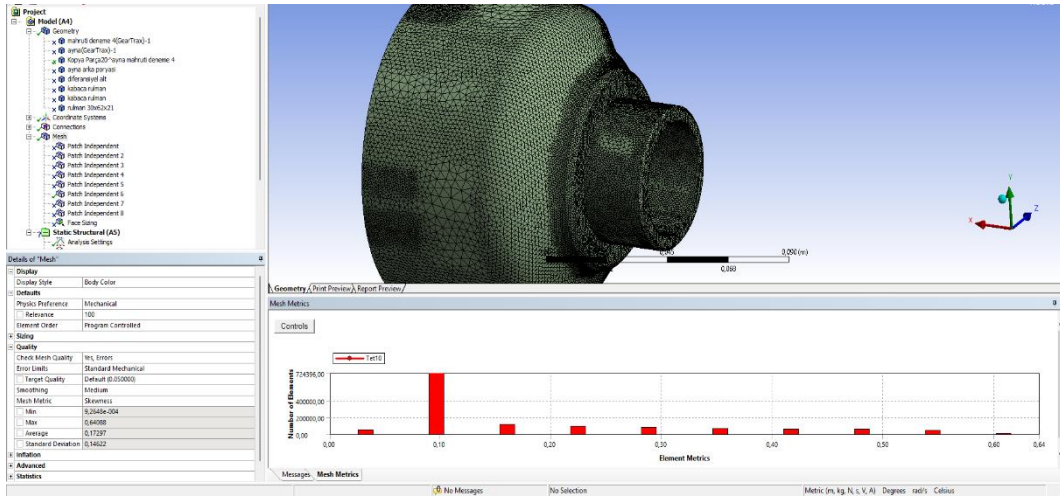


Şekil 3.30 Ayna dişlisinin contact tanımlaması.

Şekil 3.31’de yapılan “contact” tanımlaması Şekil 3.30’da yapılan “contact” tanımlaması ile aynı “contact” tanımlamasıdır. Aynanın rulman ile aynı ekseninde dönmesi için yapılmıştır. Yapılan “contact” tanımlamasından sonra analizin en önemli adımlarından olan mesh tanımlaması Şekil 3.32’de gösterildiği gibi yapılmıştır. Mesh tanımlamasında en önemli etkenlerden biri de kesinlikle mesh kalitesidir. Mesh kalitesi kriterlerinden en az birisinin kontrol edilmesi gerekmektedir. Bu çalışmada en önemli kriterlerden birisi olan “skewness” değeri kontrol edilmiştir. Şekil 3.32’deki genel mesh kalitesine bakıldığında skewness değerinin 0,6974 olduğu görülmektedir. Skewness değeri 0,94’ten küçük olduğu için, buradaki mesh kalitesi uygun kabul edilerek analize devam edilmiştir.

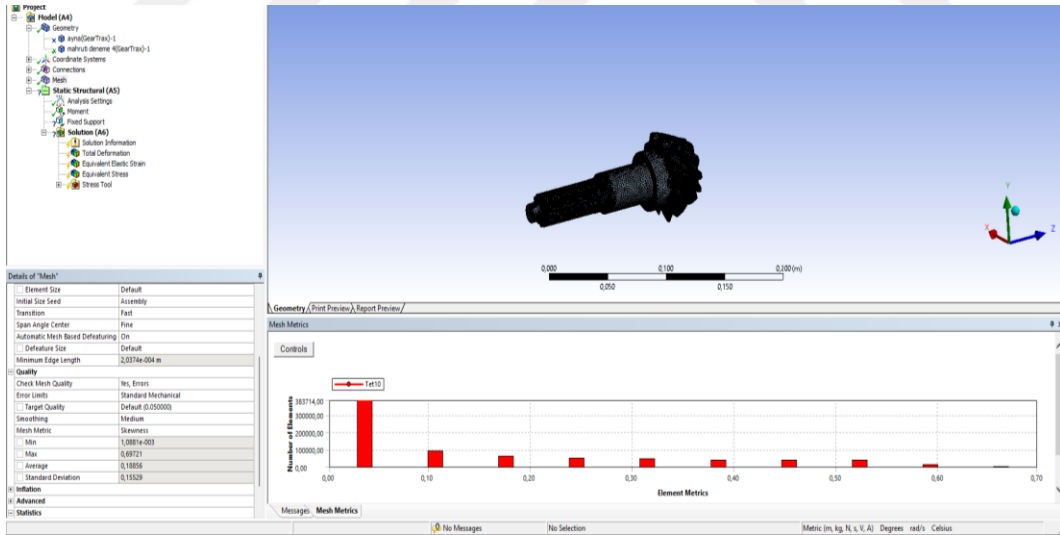


Şekil 3.31 Mesh kalitesi.



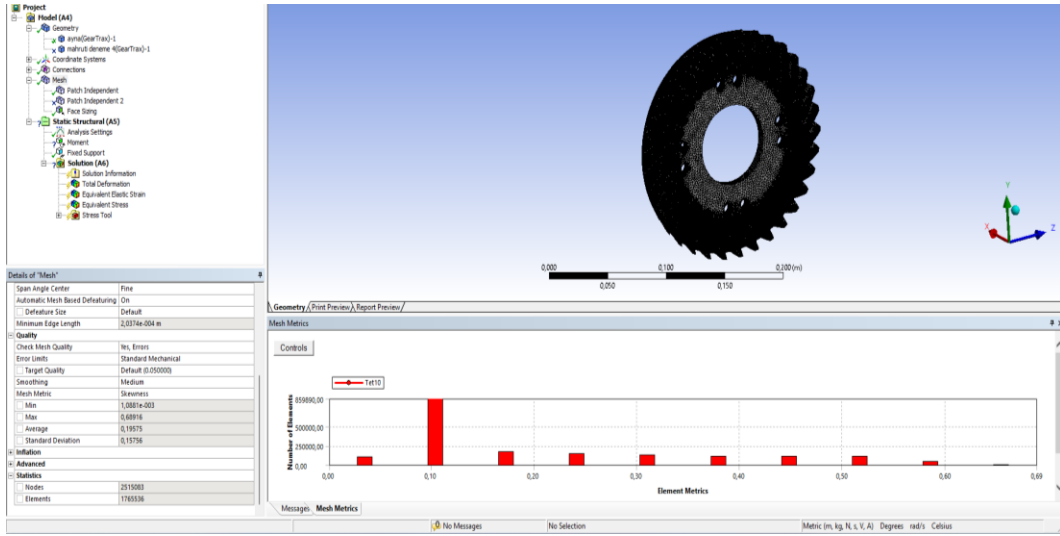
Şekil 3.32 Ansys elements metrics de aks kovanı mesh elemanı göstergesi.

Şekil 3.33'te aks kovanının mesh kalitesi gösterilmektedir bu mesh kalitesi incelendiğinde skewness değerinin maksimum değeri 0,64088 olarak görülmektedir. Burada görünen değerlerin yanı sıra mesh metrics incelendiğinde ağırlıklı ortalamasının 0,10 üzerinde olduğu görülmektedir. Yani mesh kalitesi ağırlıklı olarak mükemmel seviyede olduğundan maksimum değerinin de kabul edilebilir mesh kalitesinde olduğundan dolayı, mesh kalitesi uygun kabul edilerek analize devam edilmiştir.



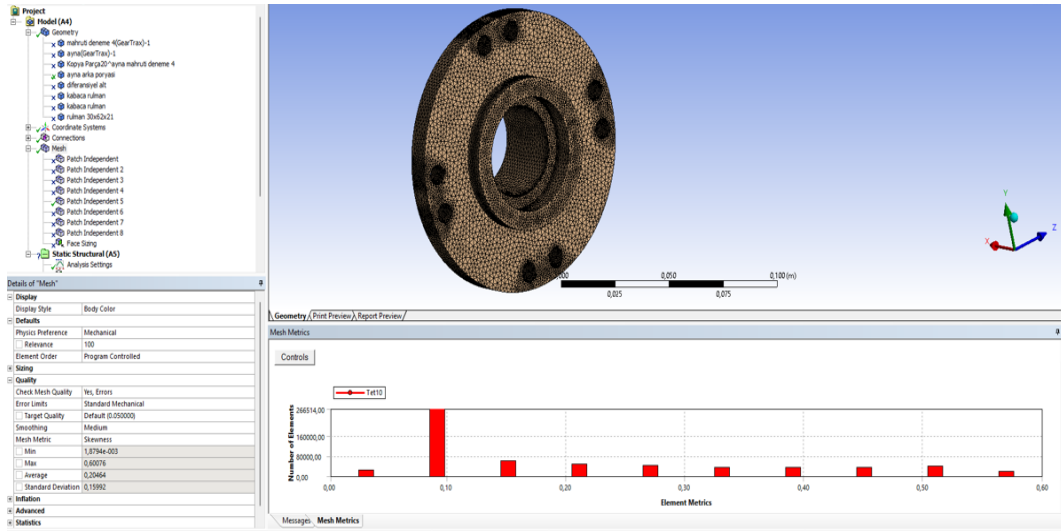
Şekil 3.33 Elements metrics'de Mahruti dişlisinin mesh elemanı göstergesi.

Şekil 3.34'te ayna mahruti dişli setinden olan, mahrutinin mesh kalitesi incelenmiştir. Mesh kalitesinde ekranın solunda görülen skewness değeri kontrol sekmesinde bu değer maksimum 0,69721 olduğu görülmüştür. Skewness değeri 0,94'ten küçük olduğu için, buradaki mesh kalitesi uygun kabul edilerek analize devam edilmiştir.



Şekil 3.34 Elements metrics de aynanın mesh elemanı göstergesi.

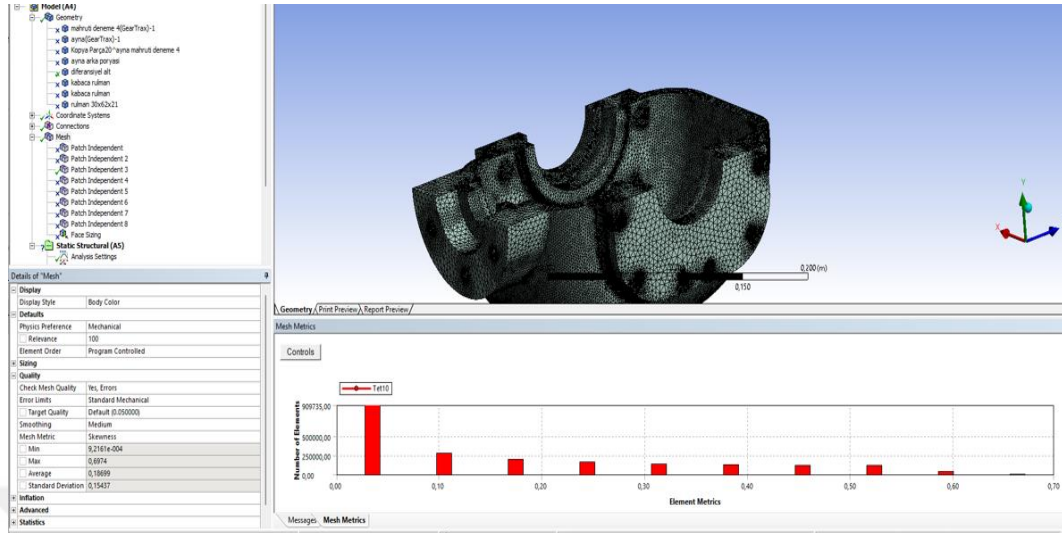
Şekil 3.35'te ise aynanın mesh kalitesi görülmektedir. Burada baktığımızda skewness değeri 0,68916 olarak görülmüştür. Bu değer aslında 0 ile 0,8 arasında olduğunda analize devam edilmektedir. Skewness değerinin 0 ile 0,25 aralığında olması mükemmel, 0,25 ile 0,5 aralığında olması çok iyi bir mesh kalitesi olduğunu, 0,5 ile 0,8 arasında olması ise mesh kalitesinin iyi bir mesh kalitesi olduğunu göstermektedir. Şekil 3.36 incelendiğinde ağırlıklı meshin 0,10 olduğu gözlemlenmekte ve maksimum 0,68916 değerinin olduğu görüldüğü için bu meshe de onay verilerek analize devam edilmiştir.



Şekil 3.35 Ansys elements metrics de ayna poryasının mesh elemanı göstergesi.

Şekil 3.36'de aynanın ve diferansiyel gövdesindeki rulmanlarla bağlanmasını sağlayan ayna poryası verilmiştir. Bu poryanın mesh kalitesi incelendiğinde skewness değerinin 0,60076 olduğu görülmüştür ve bu değer daha önce de belirtildiği üzere mesh kalitesinin

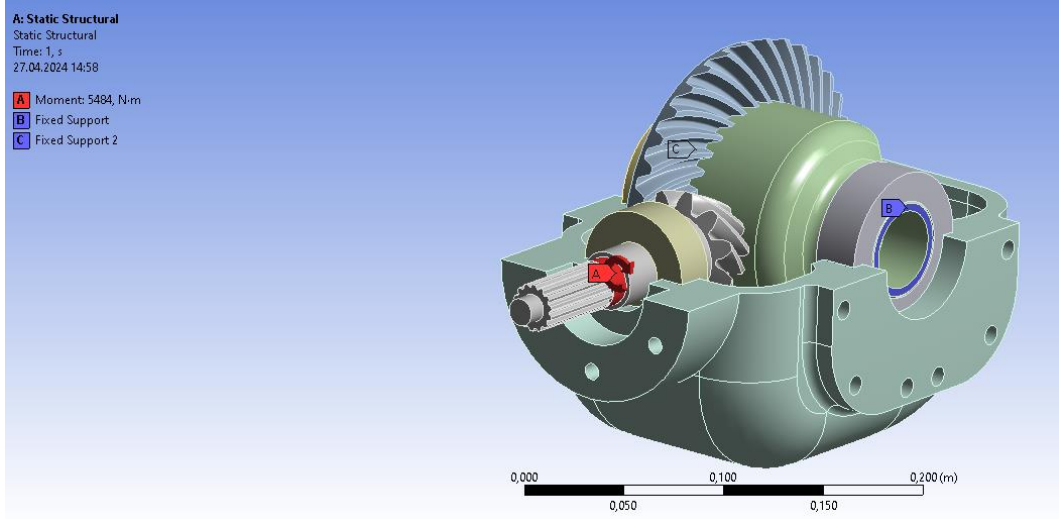
iyi olduğunu göstermektedir. Dolayısıyla bu meshe de onay verilere analize devam edilmiştir.



Şekil 3.36 Ansys elements metrics de diferansiyel gövdesinin mesh elemanı göstergesi.

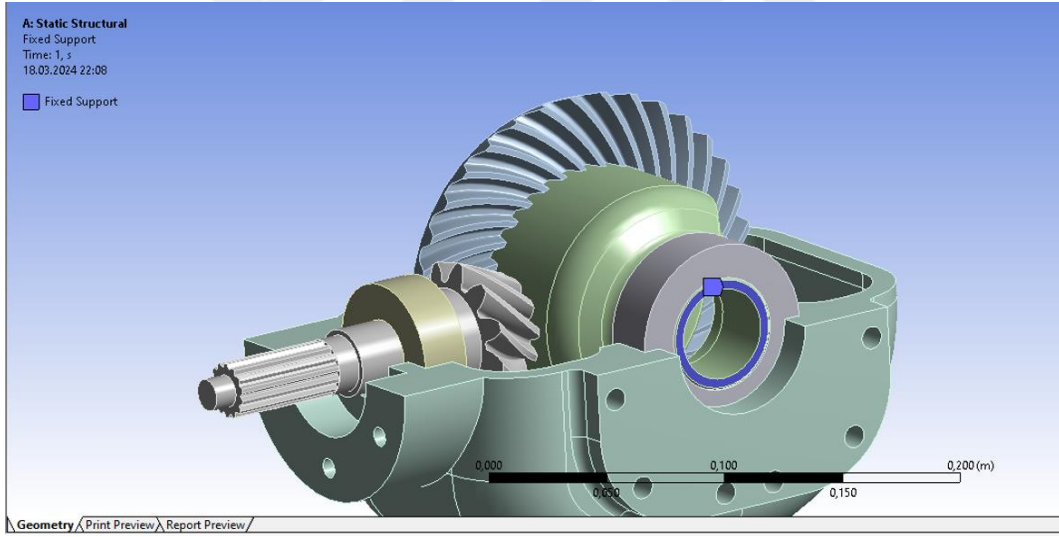
Diferansiyel gövdesi montaj yaparken rahatlık sağlaması amacıyla 2 parça olarak tasarlanmıştır ve mesh kalitesi Şekil 3.37’de görüldüğü gibidir. Skewness değeri maksimum 0,6974 olduğu ve bu değer 0,94’ten küçük olduğu için diferansiyelin mesh kalitesine onay verilerek analize devam edilmiştir.

Bu adımdan sonra, artık diferansiyelin dişlileri olan ayna mahrutıye ne kadar motor tarafından moment gönderildiğinin belirlenmesi gerekmektedir. Gönderilen momente sayfa 40’tan bakılarak veya orta şanzıman takviye setinden çıkan moment değerinden ulaşılabilmektedir.



Şekil 3.37 Hesaplanan momentin analize girilmesi.

Şekil 3.38’de görülen sonlu elemanlar ortamında diferansiyele ilk giriş olan mahrukiye momentin nasıl tanımlandığı gösterilmektedir.



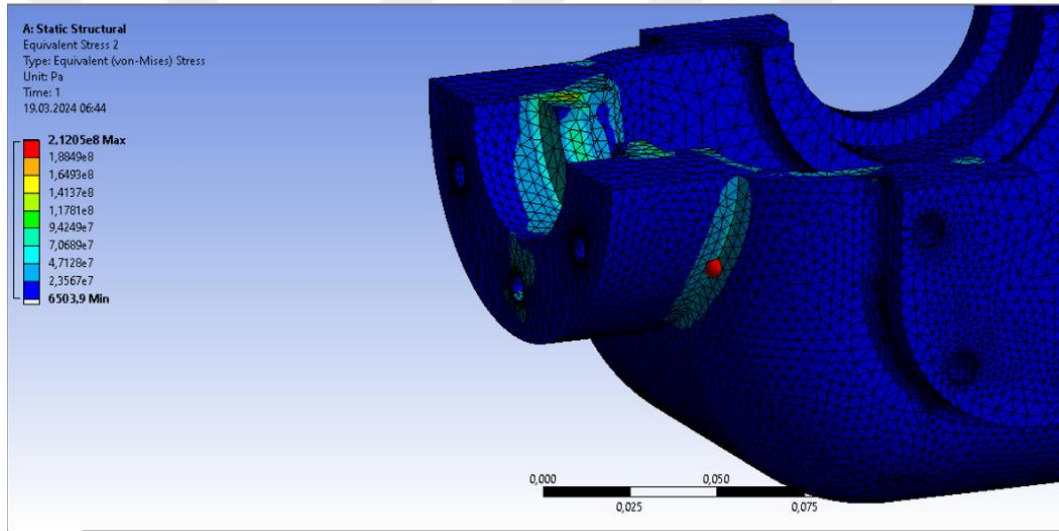
Şekil 3.38 Diferansiyelde sabitlenecek yüzeyler.

Şekil 3.39’da görülen “fixsupport” değerleri aslında motordan ilk gaza basıldığı anda tekerlekleri döndürmek için ilk kuvvetin aktarılacağı aks kovanı ve ayna dişlisi tutucusunun yüzeyleridir. Bu parçalar ilk hareket verildiğinde diferansiyelde karşılaştıkları için, bunların yüzeylerine fixsupport verilerek analiz başlatılmıştır. Analizden istediğimiz şey tam olarak toplam deformasyon ve toplam stres değerleridir. Elde edilen bu değerler, çalışmanın başında belirlenen malzemelerin akma dayanımları ile karşılaştırılıp sonuçlar değerlendirilmiştir.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Traktör gibi ağır makinelerde diferansiyel dişlileri için emniyet katsayısının belirlenmesi, mekanik mühendisliğinde önemli bir konudur. Emniyet katsayısı, genellikle tasarımın maksimum dayanabileceği yüke göre belirlenir ve bu yükün günlük operasyonlarda aşılmaması gerektiğini ifade eder. Genellikle ağır makine ve araçlarda emniyet katsayısı 1,5 ila 3 arasında değişmektedir. Ancak bu değer, traktörün özel kullanım koşulları, dişli malzemesi ve dişli tasarımına bağlı olarak değişiklik gösterebilir.

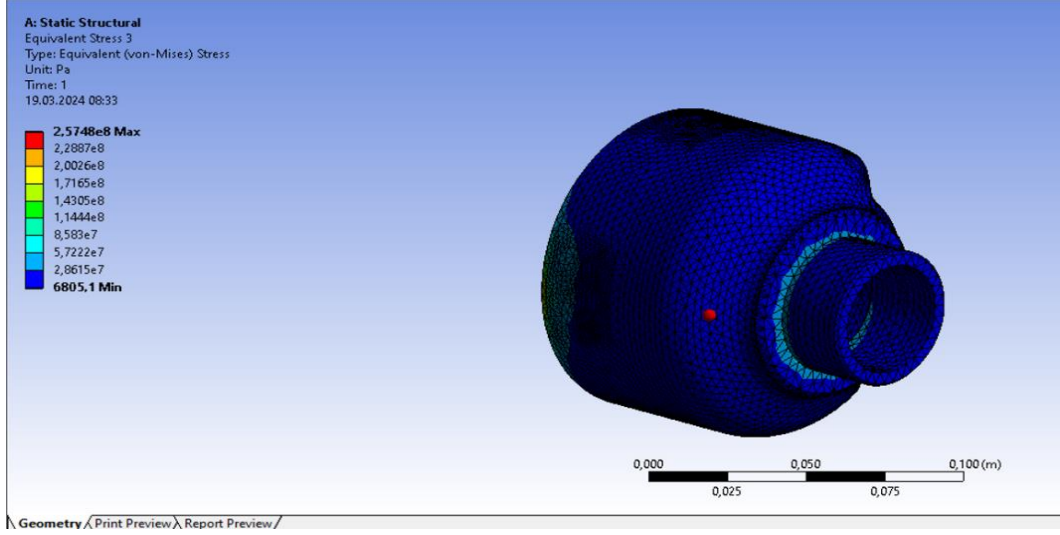
Öncelikle diferansiyelde ana yük çeken en önemli parçası diferansiyeldir. Bu çalışmada diferansiyelin malzemesi EN-JS 1050 olup akma dayanımı 470 MPa değerindedir.



Şekil 4.1 Diferansiyelin stres değeri.

ANSYS sonucuna göre diferansiyelin gövdesinde toplam stres değeri Şekil 4.1’de gösterildiği gibi 212,05 MPa civarındadır. Malzemenin akma dayanımı göz önünde bulundurulduğunda, diferansiyelin EMK’si = 2,2’dir ve bu değer tasarlanılan diferansiyelin çalışma koşullarında güvenli olduğu anlamına gelmektedir.

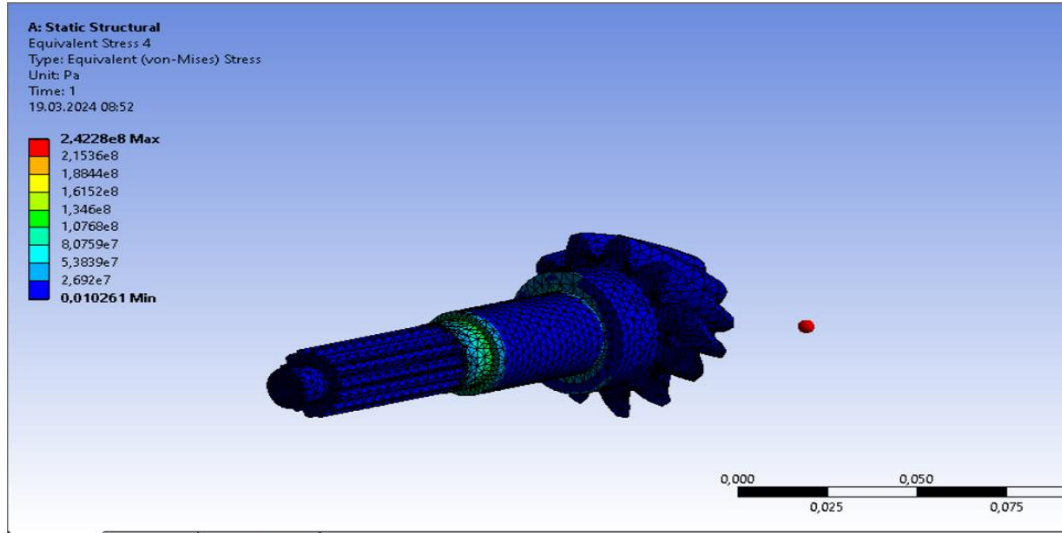
İkinci olarak aks kovanı malzemesi ana gövdeyle aynı olup akma dayanımı 470 MPa’dır. Sonlu elemanlar programıyla elde edilen sonuçlar Şekil 4.2’de görülmektedir.



Şekil 4.2 Aks kovanı stres değeri.

Şekil 4.2’de gösterilen aks kovanı zorlanma değeri 257,48 MPa’dır. Dolayısıyla kullanılan malzemenin akma dayanımına bakılarak EMK’nin =1,85 bulunmasından dolayı bu tasarıma da onay verildiği söylenebilir.

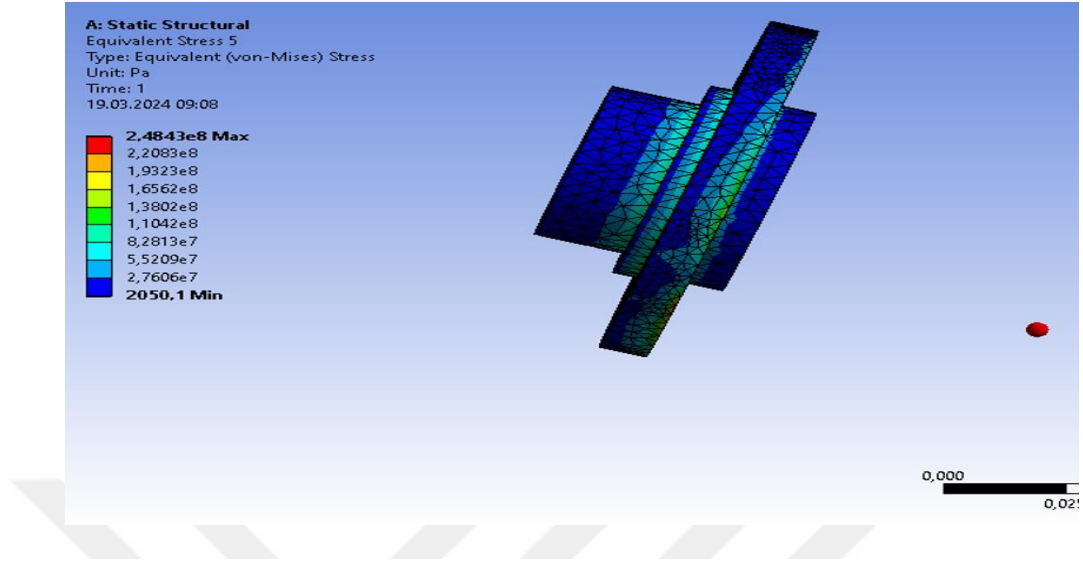
Diferansiyelde en ağır yükü çeken elemanlar ayna ve mahrutidir ve ikisinin de malzemesi aynı olarak 20MNCR5 olarak tanımlanmıştır. Tanımlanan bu sonuçlara göre sonlu elemanlar programından elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Mahruti dişlisi Şekil 4.3’te gösterilmiştir.



Şekil 4.3 Mahruti dişli stres değeri.

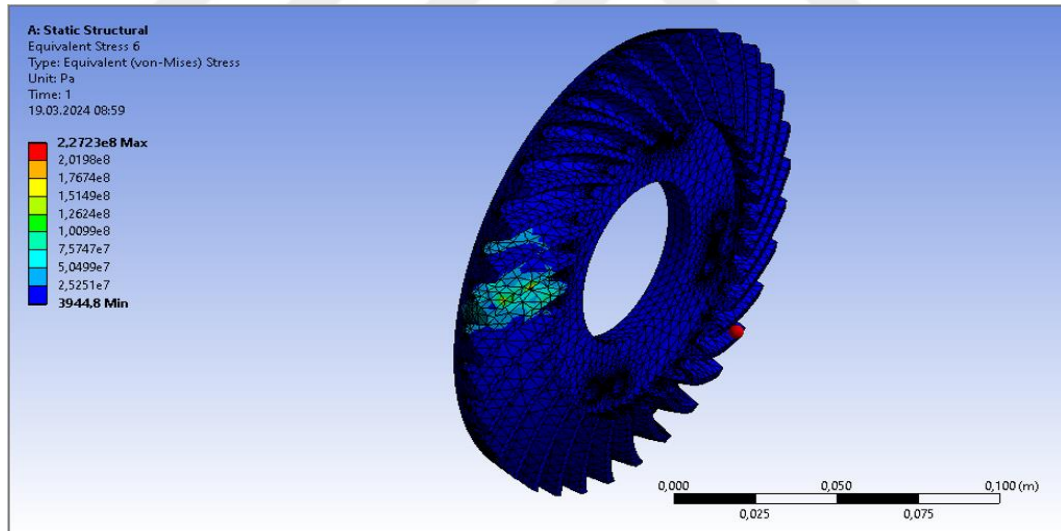
Şekil 4.3’te de görüldüğü üzere mahruti dişlisinin zorlanma değeri 242,8 MPa ve malzeme olarak kullanılması planlanan 20 MNCR 5’ in akma dayanımı 650-900 MPa arasındadır. En düşük akma dayanımı (650 MPa) bile alındığında EMK’nın 2,5 olduğu

görülmektedir. Dolayısıyla mahruti dişlinin de emniyetli bölgede olduğu kararlaştırılmıştır. Şekil 4.4'te ise ayna taşıyıcısının toplam stres değerleri gösterilmiştir.



Şekil 4.4 Ayna tutucusunun stres değeri.

Ayna taşıyıcısında aynı şekilde malzemesi dişlilerle aynı olup aynı olup EMK'si = 2,4 olarak belirlenerek yine emniyetli olduğu belirlenmiştir.



Şekil 4.5 Ayna dişlisinin stres değeri.

Şekil 4.5 'te görüldüğü üzere ayna dişlisinin zorlanma değeri 228 MPa'dır ve yine 20 MN CR 5 malzemesinin akma dayanımı göz önünde bulundurulduğunda EMK'nın 2,65 olduğu hesaplanmıştır.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Gelişen teknoloji ile birlikte artık bir ürünün gerçek ortamda nasıl tepkiler vereceği üretimden önce sanal ortamda belirlenmeye ve buna göre de iyileştirmeler yapılmaya başlanılmıştır. Bu tez çalışmasında, sürücü oturma yeri önde olan traktörün diferansiyeli tasarlanmıştır. Tasarlanırken nelere dikkat edileceği, traktörün özelliklerinin nasıl belirlendiği, motordan çıkan momentumun dişlilerden nasıl aktarıldığı, aktarılma yapılırken dişlilerin kalınlıkları, sertlikleri ve malzemelerinin nasıl belirlendiği ve diferansiyel tasarımının hangi adımlarla yapıldığı gösterilmiş ve gelişen teknolojinin mühendislik yazılımlarından olan Ansys programında sonlu elemanlar analizi yapılmıştır.

Diferansiyel tasarlanırken, en önemli parametrelerin hesapları excelde yapılarak diferansiyele gelen kuvvetler belirlenmiştir. Belirlenen bu parametreler sonucunda diferansiyelin tasarımı 3D tasarım programında yapılarak, sonlu elemanlar programına aktarılmıştır. Sonlu elemanlar programında daha önce hesaplanan diferansiyele gelen moment girilerek analizlere başlanılmıştır. Elde edilen sonuçlarda malzemelerin ne kadar stres altında çalıştığı, belirlenen malzemenin akma dayanımına bakılarak yorumlanmıştır. İlk olarak diferansiyelin gövdesi gri dökme demir olarak belirlenmiş ve sonlu elemanlar analizi neticesinde diferansiyelin maksimum stresinin 212,05 MPa ve EMK'sının 2,2 olduğu belirlenmiştir. Başka bir deyişle diferansiyel, çalışma koşulları içerisinde emniyetli olarak görülmüştür.

Diferansiyelde en fazla kuvvet altında kalan elemanlar diferansiyel dişlileridir. Tasarlanan diferansiyelde ayna ve mahruti olmak üzere iki adet dişli vardır ve bu dişlilerin malzemesi Ansys programında bulunmadığından dolayı, yeni malzeme tanımlaması yapılarak analize başlanılmıştır. Sonlu elemanlar analizi neticesinde, ayna dişlisinin stres değeri 228 MPa ve mahruti dişlisinin stres değeri 242,8 MPa olarak hesaplanmıştır. Bu iki parçanın malzemesi olarak akma dayanımı 650-900 MPa arasında olan 20 MN CR 5 malzemesi kullanılmıştır. Elde edilen veriler neticesinde ayna ve mahrutin minimum EMK'larının 2,5'in üzerinde olduğu görülerek bu iki parçanın da emniyetli olduğuna karar verilmiştir.

Diferansiyelin elemanları arasında, aynanın iki tekere kuvvetleri dağıtması için aks

kovanı bulunmaktadır. Bu aks kovanının sonlu elemanlar analizi sonucu incelendiğinde maksimum stres değerinin 257,48 MPa olduğu görülmüştür, Aks kovanının malzemesi diferansiyelle aynı yani gri dökme demir olarak belirlenmiştir. Gri dökme demirin akma dayanımı 470 MPa olduğu göz önünde bulundurulduğunda aks kovanının EMK'sının 1,85 olduğu ve emniyetli bölgede bulunduğu sonucuna varılmıştır.

Ayna dişlisi, aks kovanına ve ayna tutucu parçasına sabitlenir. Ayna tutucunun sonlu elemanlar analizi sonuçları incelendiğinde ise ayna tutucunun maksimum stres değeri 248 MPa ve EMK'si ise 2,4 olarak hesaplanmış ve yine emniyetli sonucuna varılmıştır.

Bahsi geçen parçaları üretmek, döktürmek ve işletmek başlı başına bir iştir ve büyük bir zaman almaktadır. Solu elemanlar analizi gibi mühendislik yazılımları ise, ürünler tasarlandıktan sonra sanal ortamda test edilerek, bu ürünün piyasaya sürüldüğünde arıza alıp almayacağını önceden tahmin etmek için kullanılan yazılımlardır.

Bu çalışma henüz piyasaya sürülmemiş özgün bir tasarıma sahip diferansiyelin, tasarımının yapılarak sonlu elemanlar ortamında test edilmesi, üzerine gelen yüklerden dolayı parçaların nasıl tepkiler vereceğini önceden belirleyip hasara yol açabilecek kısımları tahmin etmek amacıyla yazılmış olup literatürde bu konu hakkında yapılacak olan çalışmalara katkı sağlamayı hedeflemektedir.

6. KAYNAKLAR

- [1] Kemal Dalgıç, "Traktördeki eğitmen koltukları için katlanır mekanizma tasarımı ve analiz çalışmaları," Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi, Bursa, Türkiye ,2016.
- [2] Galip Keçecioğlu ve Ercan Gülsöylü, *Tarım Traktörleri*, Ege Üniversitesi Basım Evi, Bornova-İzmir, 323.
- [3] Belgüley Savaşır, "Elektrikle Tahrikli Bir Tarım Traktörünün Tasarım ve Analizi," Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü İstanbul Teknik Üniversitesi, 2013.
- [4] Öter Âdem, "Köylünün Alternatif Tarım ve Ulaşım Aracı: 'Modern Eşek Patpat'," *Tarım Bilimleri Araştırma Dergisi*, cilt 11, sayı 1, ss. 32-38, 2018
- [5] Recep Ağcı, "Türkiye’de Tarımsal Mekanizasyon, Tarım Makineleri ve Traktör Parkı Üzerine Bir İnceleme," Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul Teknik Üniversitesi,2002.
- [6] Sarp Korkut Sümer, Mete Has, Alaettin Sabancı, “Türkiye’de üretilen tarım traktörlerine ait teknik özellikler,” *Çukurova Üniversitesi Ziraat Fakültesi Dergisi*, cilt 19, sayı 1, 2004, sayfalar 17-26.
- [7] Fatih Karanfil, "Traktör hidrolik kaldırıcılarında üç nokta askı sisteminin kaldırma kapasitesi hesabı ve alt kolların tasarımının incelenmesi," Yüksek Lisans Tezi, Namık Kemal Üniversitesi, 2013.
- [8] Keçecioğlu, & Gülsoylu, *Tarım traktörleri* . Ege Üniversitesi Basım Evi: Bornova-İzmir,323
- [10] Sümer, Sarp Korkut, Değişik lastik ve tekerlek düzenlemelerinin traktör çeki verimine etkileri üzerinde bir araştırma, Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Çanakkale Onsekiz Mart Üniversitesi ,2005
- [11] Selim Şentürk, "Spor tesislerindeki çim alanlarında kullanılan tarım alet ve makinelerinin işletme parametrelerinin saptanması,"Yüksek Lisans Tezi, Tekirdağ Namık Kemal Üniversitesi, 2020.

- [12] Belgütey Savaşır, "Elektrikle Tahrikli Bir Tarım Traktörünün Tasarım ve Analizi," Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, 2013.
- [13] Osman Hamdi Mete, "Başak 17 bahçe traktörünün şanzıman mekanizmasının bilgisayar destekli analizi," Doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi, 2001.
- [14] Davut Akbolat, Neslihan Evren ve Şevket Yılmaz, "Isparta il sınırları içinde 1995-2003 yılları arasında meydana gelen traktör ve tarım iş makineleri kazalarının değerlendirilmesi," *Ziraat Fakültesi Dergisi*, cilt 2, sayı 1, 2007, ss. 7-14.
- [15] Galip Keçecioğlu ve Ercan Gülsoylu, "*Tarım Traktörleri*," Ege Üniversitesi Basım Evi, Bornova-İzmir, Sayı 323.
- [16] Hasan Silleli, "Traktörlerin Uzunlamasına Eksende Kütlesel Atalet Momenti ve Ağırlık Merkezinin Salınım Yöntemiyle Belirlenmesi," *Tarım Makinaları Bilimi Dergisi*, cilt 3, sayı 4, 2007, ss. 217-224.
- [17] Gökhan Cen, "Ön aks kovanlarının sonlu elemanlar yöntemi ile gerilme analizi ve test değerleri ile karşılaştırılması," Yüksek Lisans Tezi, Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2018.
- [18] Hasan Silleli, "Traktörlerin Uzunlamasına Eksende Kütlesel Atalet Momenti ve Ağırlık Merkezinin Salınım Yöntemiyle Belirlenmesi," *Tarım Makinaları Bilimi Dergisi*, cilt 3, sayı 4, ss. 217-224, 2007
- [19] Ercan Gülsoylu ve Bülent Çakmak, "Traktör ve Makina Üç-Nokta Askı Düzeni Boyutlarının Yük Kaldırma Kapasitesine Etkisi," *Tarım Makinaları Bilimi Dergisi*, cilt 12, sayı 4, ss. 235-242, 2016
- [20] Erman Aydın, "Traktörler için kanca tipi 3 noktadan pratik bağlanabilir askı düzeneği tasarımı ve imalatı," Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Adnan Menderes Üniversitesi, 2018
- [21] Hulusi Acar ve Necmettin Şentürk, "Dağlık orman alanlarındaki üretim çalışmalarında mekanizasyon," *Journal of the Faculty of Forestry Istanbul University*, cilt 46, sayı 1-2-3-4, 2000, ss. 77-94.
- [22] Ahmet Saral ve Ayten Onurbaş Avcıoğlu, "*Motorlar ve Traktörler*," Yayın No: 1529, Ders Kitabı, sayfa 235.

- [23] Şerafettin Ekinci, "Bahçe traktörlerinde kullanılan bazı muharrik lastiklerin yapısal ve işletme özelliklerinin çeki performansına etkisi," Yüksek Lisans Tezi , Fen Bilimleri Enstitüsü, Selçuk Üniversitesi, 2011.
- [24] Gökhan Cen, "Ön aks kovanlarının sonlu elemanlar yöntemi ile gerilme analizi ve test değerleri ile karşılaştırılması," Yüksek Lisans Tezi, Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2018.
- [25] AKIN Engin ve Bahattin Akdemir, "Traktör şanzıman tasarım parametrelerinin belirlenmesi," *Tarım Makinaları Bilimi Dergisi*, cilt 8, sayı 1, ss. 107-115, 2012.
- [26] Mesut Doğan, "Taşıt elemanlarında yorulma analizi," Doktora Tezi, Bursa Uludağ Üniversitesi, 2007.
- [27] Naci Kalkan, Naci Kalkan ve Osman Yiğid, "Mühendislik Problemlerinde Boyut Analizi ve Buckingham Pi Teoreminin Önemi," *Sinop Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, cilt 1, sayı 1, 2016, ss. 1-6.
- [28] Fırat Elhüseyni, "Ağır ticari araç arka süspansiyon braketini dizaynı ve analizi," Doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi, 2006.
- [29] Gökhan Ötnü, "Bağımsız süspansiyonlu halk otobüsünde ağırlık merkezi değişiminin dönme karakteristiğine etkisinin analizi," Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Afyon Kocatepe Üniversitesi, 2015.
- [30] AKIN Engin ve Bahattin Akdemir, "Traktör şanzıman tasarım parametrelerinin belirlenmesi," *Tarım Makinaları Bilimi Dergisi*, cilt 8, sayı 1, ss. 107-115, 2012.
- [31] Özlem Kaya, "Buğday ekilişlerinde traktör tekerlek iz boyutlarının insansız hava aracı görüntüleriyle belirlenmesi üzerine bir araştırma," Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Uşak Üniversitesi, 2020.
- [32] Bilal PAR ve Salim Tolga Bostancı, "Türkiye'de İmal Edilen Damper Kaldırma Mekanizmalarının Karşılaştırılması ve Uygulaması," *Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi*, cilt 12, sayı 1, ss. 77-105, 1999.
- [33] Akif Duman, "Silindirik helisel dişli çarklarda gerilmelerin sonlu elemanlar yöntemiyle incelenmesi," Yüksek Lisans Tezi, Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2015.

- [34] Murat Eş, "Dişli çark malzemelerinin aşınma karakteristiklerinin incelenmesi," Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya Üniversitesi, 2004.
- [35] Fatih Karpat, "Asimetrik evolvent dişe sahip düz dişli çarkların analizi," Doktora Tezi, Bursa Uludağ Üniversitesi, 2005.
- [36] Hasan Ali Civelek, "Dişli çarklarda kırılma davranışının deneysel incelenmesi," Yüksek Lisans Tezi, Bursa Uludağ Üniversitesi, 2019.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Çağlar ÇAKMAK

Yabancı Dili : İngilizce

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Makine Müh.	Düzce Üniversitesi	2024
Lisans	Makine Müh.	Düzce Üniversitesi	2020
Ön Lisans	Makine	Düzce Üniversitesi	2017
Lise		Hanak Ç.P.L	2014

TEZDEN ÇIKAN YAYINLAR

- 1- Assoc. Prof. Dr. Fikret Polat ve Çağlar Çakmak, “Özel bir traktörün diferansiyel tasarımı ve analizi, ” 2. *International Scientific Research Congress* , ss. 534-538, 2024