



T.C.
İSTANBUL ÜNİVERSİTESİ-CERRAHPAŞA
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ



YÜKSEK LİSANS TEZİ

BİR TELESKOPIK YÜKLEYİCİ İÇİN TRANSFER KUTUSU
TASARIMI VE SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZİ

Ahmet ALUÇ

DANIŞMAN
Prof. Dr. M.Cüneyt FETVACI

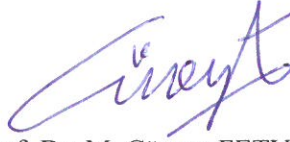
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Makine Mühendisliği Programı

İSTANBUL-2019

Bu çalışma 02.07.2019 Tarihinde aşağıdaki jüri tarafından
Makine Mühendisliğı Anabilim Dalı, Makine Mühendisliğı Programı Yüksek Lisans Tezi
olarak kabul edilmiştir.

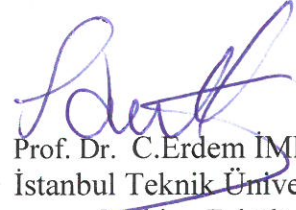
TEZ JÜRİSİ



Prof. Dr. M. Cüneyt FETVACI
İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa
Mühendislik Fakültesi



Prof. Dr. M. Hüsnü DİRİKOLU
İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa
Mühendislik Fakültesi



Prof. Dr. C. Erdem İMRAK
İstanbul Teknik Üniversitesi
Makina Fakültesi



20.04.2016 tarihli Resmi Gazete’de yayımlanan Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin 9/2 ve 22/2 maddeleri gereğince; Bu Lisansüstü teze, İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa’nın aboneli olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Lisansüstü Eğitim Enstitüsü’nün belirlemiş olduğu ölçütlere uygun rapor alınmıştır.

Bu tez, İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa Bilimsel Araştırma Projeleri Yürütücü Sekreterliğinin numaralı projesi ile desteklenmiştir.

Bu tez, numaralı projesi ile desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

İş makineleri günümüzde insan eliyle yapılamayacak bir çok işi kolaylaştırmaktadır. Ve gün geçtikçe iş makineleri ve yaptıkları işler büyümektedir. Bu iş makinelerinden biri olan teleskopik yükleyici, bir çok iş yapabilme fonksiyonu olan yani birkaç iş makinesinin özelliklerini içinde barındıran fonksiyonlu bir makinedir. Günümüzde teleskopik yükleyiciler tarım ve inşaat alanında uygun aparatlar ile kullanılmaktadır.

Teleskopik yükleyicilerde en yaygın kullanılan hareket tahrik sistemi hidromekanik sistemdir. Hidromekanik sistem içerisinde çalışma esnasında kullanılacak modül ve yol esnasında kullanılacak modülü kademelendirmek için transfer kutusu kullanılır.

Bu çalışmada iki kademeli bir transfer kutusunun tasarımını gerçekleştirmek için gerekli parametrelerin belirlenmesi ve bu parametrelerin hesaplanarak transfer kutusu tasarımı için verilerin ortaya çıkartılması sağlanmıştır. Çıkan bu veriler sonucunda bir transfer kutusu tasarımı yapılmış ve bu transfer kutusunun elemanlarının statik analizi, bir sonlu elemanlar programı olan Ansys ile gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmada bana yol gösteren, yardımlarını esirgemeyen değerli hocam Prof.Dr.M.Cüneyt FETVACI' ya teşekkürü borç bilirim.

Ve tabi ki her zaman yanımda olan, sevgilerini ve emeklerini üzerimden eksik tutmayan değerli aileme teşekkür ederim.

Mayıs 2019

Ahmet ALUÇ

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖNSÖZ	iv
İÇİNDEKİLER.....	v
ŞEKİL LİSTESİ	ix
TABLO LİSTESİ.....	xii
SİMGE VE KISALTMA LİSTESİ	xiii
ÖZET	xv
SUMMARY	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1. TELESKOPIK YÜKLEYİCİLERİN TANIMI.....	1
1.2. TELESKOPIK YÜKLEYİCİLERDE HAREKET DİRENÇLERİ	2
1.2.1. Yuvarlanma Direnci	2
1.2.2. Hava Direnci.....	2
1.2.3. Eğim Direnci	2
1.2.4. İvmelenme Direnci	3
1.3. TELESKOPIK YÜKLEYİCİLERDE HİDROSTATİK GÜÇ AKTARMA SİSTEMİ	3
1.3.1. Kapalı Çevrim Hidrolik Devre	4
1.3.2. Transfer Kutusu	5
1.3.3. Akslar	6
1.3.3.1. Diferansiyel.....	7
1.3.3.2. Son Redüksiyon Dişlisi	8
1.4. TEZİN AMACI.....	9
2. GENEL KISIMLAR.....	10
2.1. LİTERATÜR TARAMASI.....	10
3. MALZEME VE YÖNTEM.....	12
3.1. MALZEME	12
3.1.1. Teleskopik Yükleyici.....	12
3.1.2. SolidWorks, Catia, Ansys Programları	12
3.2. YÖNTEMLER	13
3.2.1.1. Yuvarlanma Direnci.....	13

3.2.1.2. Hava Direnci	15
3.2.1.3. Yokuş Direnci.....	16
3.2.1.4. İvmelenme Direnci.....	16
3.2.2. Hareket Sistemi Güç Hesabı.....	17
3.2.3. Kapalı Çevrim Hidrolik Devre	17
3.2.3.1. Hidrolik Pompa Ve Motor Hesabı.....	18
3.2.4. Transfer Kutusu Elemanlarının Hesaplanması.....	19
3.2.4.1. Dişli Modül Hesaplamaları	19
3.2.4.2. Mil Ve Rulman Yataklara Gelen Kuvvet Hesabı	25
3.2.4.3. Mil Çapı Hesabı.....	26
3.2.4.4. Senkromeç Tasarımı Ve Mukavemet Hesaplaması.....	26
3.2.4.5. Kama Hesabı	28
3.2.4.6. Rulman Yatak Seçimi	29
3.2.5. Sonlu Elemanlar Yöntemi	29
3.2.5.1. Sonlu Elemanlar Yönteminde İşlem Adımları.....	29
3.2.5.2. Sonlu Eleman Kavramı	30
3.2.5.3. Sonlu Eleman Çeşitleri	30
3.2.6. Sonlu Elemanlar Yöntemi Kullanılarak Bilgisayarla Analiz	31
3.2.6.1. Analiz Gerçekleştirme Adımları	32
4. BULGULAR.....	34
4.1. ARAÇ ÖZELLİKLERİNİN BELİRLENMESİ	34
4.2. ARACIN HAREKET DİRENÇLERİ	34
4.3. LASTİK SEÇİMİ	38
4.4. LASTİK DEVİRLERİNİN ÇIKARTILMASI.....	39
4.5. HAREKET İÇİN GEREKLİ OLAN MOTOR GÜÇ HESABI	39
4.6. AKSLARIN SEÇİMİ	40
4.7. HİDROLİK DEVRE ELEMANLARININ HESAPLANMASI VE SEÇİMİ	41
4.7.1. Hidrolik Pompa Hesabı	41
4.7.2. Hidrolik Motor Hesabı	41
4.8. TRANSFER KUTUSUNUN ÖZELLİKLERİNİN BELİRLENMESİ VE ÖN TASARIMI.....	42
4.9. TRANSFER KUTUSU ELEMANLARININ TASARIM HESAPLAMALARI	44
4.9.1. Dişli Modül Hesaplamaları.....	44
4.9.2. Dişli Boyutlandırması.....	47
4.9.3. Mil Mukavemet Hesaplaması Ve Boyutlandırılmaları.....	48

4.9.3.1 Moment Giriş Mili, Mil Çapı Ve Mukavemet Hesabı	48
4.9.3.2. Moment Çıkış Mili, Mil Çapı Ve Mukavemet Hesapları	52
4.9.4. Rulman Yatakların Hesaplaması	53
4.9.5. Kama Hesabı Ve Seçimi.....	55
4.9.6. Çıkış Mili Üzerinde Senkromeç Sistemi Tasarımı.....	56
4.10. TRANSFER KUTUSU ELEMENLARININ STATİK ANALİZİ.....	57
4.10.1. Moment Giriş Mili Analizi Ve Analiz Adımları	57
4.10.1.1. Malzeme Özelliklerinin Girilmesi.....	57
4.10.1.2. Geometrinin Tanımlanması	59
4.10.1.3. Sonlu Elemanlara Ayırma.....	59
4.10.1.4. Sınır Koşulların Tanımlanması.....	60
4.10.1.5. Çözümleme.....	60
4.10.1.6. Sonuçların Değerlendirilmesi.....	61
4.10.2. Moment Çıkış Mili Analizi	61
4.10.2.1. Malzeme Özelliklerinin Girilmesi.....	62
4.10.2.2. Geometrinin Tanımlanması	62
4.10.2.3. Sonlu Elemanlara Ayırma.....	62
4.10.2.4. Sınır Koşulların Tanımlanması.....	63
4.10.2.5. Çözümleme.....	63
4.10.2.6. Değerlendirme	64
4.10.3. Birinci Kademe Dişli Çifti Analizi.....	64
4.10.3.1. Malzeme Özelliklerinin Girilmesi.....	64
4.10.3.2. Geometrinin Tanımlanması	65
4.10.3.3. Sonlu Elemanlara Ayırma.....	65
4.10.3.4. Sınır Koşulların Tanımlanması.....	65
4.10.3.5. Çözümleme.....	66
4.10.3.6. Değerlendirme	67
4.10.4. İkinci Kademe Dişli Çifti Analizi.....	67
4.10.4.1. Malzeme Özelliklerinin Girilmesi.....	67
4.10.4.2. Geometrinin Tanımlanması	67
4.10.4.3. Sonlu Elemanlara Ayırma.....	68
4.10.4.4. Sınır Koşulların Tanımlanması.....	68
4.10.4.5. Çözümleme.....	69
4.10.4.6. Değerlendirme	70

4.10.5. Dişli Kutusu Gövdesi Analizi.....	70
4.10.5.1. Malzeme Özelliklerinin Girilmesi.....	70
4.10.5.2 Geometrinin Tanımlanması.....	70
4.10.5.3. Sonlu Elemanlara Ayırma.....	71
4.10.5.4. Sınır Koşulların Tanımlanması.....	71
4.10.5.5. Çözümleme.....	72
4.10.5.6. Değerlendirme.....	72
5. TARTIŞMA VE SONUÇ	73
KAYNAKLAR.....	75
EKLER	77
Ek 1. Dişli Çark Malzemelerinin Mekanik Özellikleri.	77
Ek 2.İşletme Katsayısı Tablosu.	77
Ek 3. Bosch A4VM Hidrolik Motor Özellikler Tablosu.....	78
Ek 4. Bosch A6VG Hidrolik Pompa Özellikler Tablosu.	79
Ek 5. Tümosan 3 Silindir 75 BG Motor Özellikleri.	80
Ek 6. Spicer Model 212 Aks Broşürü.....	81
Ek 7. SKF NU2307 Rulman Ölçüleri Ve Yük Değerleri.	82
Ek 8.SKF NU308 Rulman Ölçüleri Ve Yük Değerleri.	83
Ek 9.SKF İğne Rulman Ölçüleri Ve Yük Değerleri.....	84
Ek 10.Transfer Kutusu Montaj Resimleri	84
Ek 11.AISI9MnMg Mekanik Özellikleri.....	87
ÖZGEÇMİŞ	88

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa No
Şekil 1.1 : Telehandler [1].	1
Şekil 1.2 : Teleskopik yükleyici hidrostatik güç aktarma sistemi [2].	4
Şekil 1.3 : Kapalı devre hidrolik sistem [3].	5
Şekil 1.4 : Yapılarına göre transfer kutuları kategorisi [5].	6
Şekil 1.5 : Aksın genel yapısı [6].	7
Şekil 1.6 : Diferansiyel sistemi genel yapısı [6].	7
Şekil 1.7 : Planet dişli sistemi genel yapısı [6].	8
Şekil 3.1 : Teleskopik yükleyici özellikleri.	12
Şekil 3.2 : Tekerleğin dinamik kuvvet diyagramı.	14
Şekil 3.3 : Genel araç yapılarına bağlı olarak hava direnci (C_w) tablosu [8].	15
Şekil 3.4 : Yokuş direnci kuvveti.	16
Şekil 3.5 : Mil üzerine açılan standart diş geometrileri [19].	27
Şekil 3.6 : Sonlu eleman geometrileri [22].	31
Şekil 4.1 : Birinci koşul durumu.	35
Şekil 4.2 : İkinci koşul durumu.	36
Şekil 4.3 : Üçüncü koşul durumu	36
Şekil 4.4 : Dördüncü koşul durumu.	37
Şekil 4.5 : Özka lastik kataloğu.	38
Şekil 4.6 : Aktarma organları-aktarma oranları.	42
Şekil 4.7 : Transfer kutusu ön tasarımı.	43
Şekil 4.8 : Düşey düzlem kesme kuvveti ve eğilme momenti diyagramı.	49
Şekil 4.9 : Yatay düzlem kesme kuvveti ve eğilme momenti diyagramı.	50
Şekil 4.10 : Düşey düzlem kesme kuvveti ve eğilme momenti diyagramı.	51

Şekil 4.11 : Yatay düzlem kesme kuvveti ve eğilme momenti diyagramı.	52
Şekil 4.12 : Senkromeç sistemi [20].	56
Şekil 4.13 : Ansys analiz türü seçimi.	58
Şekil 4.14 : Ansys malzeme özelliklerinin tanımlanması.	58
Şekil 4.15 : Hazır datanın Ansys içerisine aktarılması.	59
Şekil 4.16 : Sonlu elemanlara ayrılmış giriş mili.	59
Şekil 4.17 : Giriş milinin sınır şartları.	60
Şekil 4.18 : Giriş mili toplam deformasyon.	60
Şekil 4.19 : Giriş mili maksimum gerilme.	61
Şekil 4.20 : Çıkış mili geometrisi.	62
Şekil 4.21 : Sonlu elemanlara ayrılmış çıkış mili.	63
Şekil 4.22 : Çıkış mili sınır şartları.	63
Şekil 4.23 : Çıkış mili maksimum gerilme.	63
Şekil 4.24 : Çıkış mili toplam deformasyon.	64
Şekil 4.25 : Birinci kademe dişlileri 3D geometrisi.	65
Şekil 4.26 : Sonlu elemanlara ayrılmış birinci kademe dişlileri.	65
Şekil 4.27 : Birinci kademe dişlileri sınır şartları.	66
Şekil 4.28 : Birinci kademe dişlileri toplam deformasyon.	66
Şekil 4.29 : Birinci kademe dişlileri maksimum gerilme.	67
Şekil 4.30 : İkinci kademe dişli çifti 3D geometrisi.	67
Şekil 4.31 : İkinci kademe dişli çifti sonlu elemanlara ayrılması.	68
Şekil 4.32 : İkinci kademe dişli çifti sınır koşulları.	68
Şekil 4.33 : İkinci kademe dişli çifti toplam deformasyon.	69
Şekil 4.34 : İkinci kademe dişli çifti maksimum gerilme.	69
Şekil 4.35 : Gövde 3D geometrisi.	70
Şekil 4.36 : Sonlu elemanlara ayrılmış gövde.	71
Şekil 4.37 : Gövde sınır koşulları.	72

Şekil 4.38 : Gövde toplam deformasyon.	72
Şekil 4.39 : Gövde toplam deformasyon.	72
Şekil 5.1 : 16MnCr5 yorulma eğrisi [18].	73



TABLO LİSTESİ

	Sayfa No
Tablo 3.1 : Zemin türüne göre yuvarlanma direnci katsayıları.	14
Tablo 3.2 : Dişli çark malzemelerinin mekanik özellikleri [10].	20
Tablo 3.3 : Sıfır dişlilerin form faktörünün değerleri [10].	21
Tablo 3.4 : Dinamik faktörü değerleri [10].	22
Tablo 3.5 : Yük dağılımı faktörünün değerleri [10].	22
Tablo 3.6 : Çalışma faktörü değerleri [10].	23
Tablo 3.7 : Yağlama faktörü değerleri [10].	23
Tablo 3.8 : Boyut faktörü değerleri [10].	23
Tablo 3.9 : Ömür faktörü değerleri [10].	24
Tablo 3.10 : Güvenilirlik faktörü değerleri [10].	24
Tablo 3.11 : DIN 5471 Kamalı mil standart kama ölçüleri [10].	27
Tablo 3.12 : Kama malzemesi tablosu [11].	28
Tablo 3.13 : Standart kama ölçüleri tablosu [12].	28
Tablo 4.1 : Araç özellikleri tablosu	34
Tablo 4.2 : Araç hareket dirençleri tablosu.	38
Tablo 4.3 : Dana Spicer Model 212 Özellikleri	40
Tablo 4.4 : Dişli boyutlandırma tablosu.	47
Tablo 4.5 : Sonlu eleman yaklaşımı	61

SİMGE VE KISALTMA LİSTESİ

Simgeler	Açıklama
F_R	Yuvarlanma Direnci
F_L	Hava Direnci
F_{st}	Yokuş Direnci
F_B	İvmelenme Direnci
F_{max}	Maksimum Kuvvet
f_R	Yuvarlanma Direnç Katsayısı
m_f	Efektif Kütle
m	Kütle
g	Yer Çekimi İvmesi
r_{dyn}	Dinamik Yarıçap
ρ_L	Hava Yoğunluğu
v	Hız
A	Alan
C_w	Hava Direnci Katsayısı
λ	Efektif Kütle Katsayısı
\ddot{x}	İvme
P_{HDC}	Dişli çarkların yüzey basıncı mukavemet sınırı
P_{HD}	Deney çubuğu yüzey basıncı mukavemet sınırı
P	Güç
T	Tork
n	Devir
R	Çevrim Oranı
η_{hid}	Hidrolik Verim
η_{mek}	Mekanik Verim
η_v	Volümetrik Verim
η_m	Dizel Motor Verimi
Q_p	Pompa Debisi
D_p	Pompa Deplasmanı

V_{max}	Maksimum Hız
ΔP	Basınç Farkı
m_n	Modül
K_f	Form Faktörü
K_o	Çalışma Faktörü
K_v	Dinamik Faktör
K_m	Kuvvet Dağılım Faktörü
K_E	Malzeme Faktörü
K_a	Yuvarlanma Noktası Faktörü
K_i	Çevrim Oranı Faktörü
K_y	Yağlama Faktörü
K_{CHB}	Karşı dişlinin sertlik faktörü
K_R	Güvenilirlik Faktörü
L_h	Ömür Faktörü
K_c	Çentik Faktörü
K_b	Boyut Faktörü
σ_{em}	Emniyet Gerilmesi
σ_D	Tam Değişken Mukavemet Sınırı
σ_{GD}	Genel Değişken Mukavemet Sınırı
Ψ_d, Ψ_m	Genişlik Faktörü
C	Dinamik Yük Değeri

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

BİR TELESKOPIK YÜKLEYİCİ İÇİN TRANSFER KUTUSU TASARIMI VE SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZİ

Ahmet ALUÇ

İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman : Prof. Dr. M.Cüneyt FETVACI

Bu çalışmada motorlu taşıtlarda, motorun ürettiği tork ve deviri aracın performansına bağlı olarak istenen oranlarda tekerleklere iletme görevini sağlayan dişli kutularının tasarım parametrelerinin çıkarılması işlemi için izlenecek yolun belirlenmesi sağlanmıştır. Bu kapsamda aracın günümüzde, piyasalarda kullanıcılar tarafından beklenen performansları referans alınmıştır. Bir çok firmanın ürün gamı incelenerek uygun bir ürün referans alınmış ve bu ürünün performans değerleri(Hız,Güç,Ve Yük kapasitesi v.b.) doğrultusunda aracın hareket tahrik sistemi elemanları olan, Motor , Hidrolik devre elemanları , aksların seçimi yapılmış ve bu tahrik elemanları ile aracı istenen devir ve torklarda çalıştıracak bir dişli kutusu tasarımına gidilmiştir.

Dişli kutusu tasarımında parametrik yöntemler kullanılarak , dişli hesaplamaları, shaft hesaplamaları, yataklama elemanları hesaplamaları , senkromeç seçimi ve hesaplaması , kama hesaplaması ve seçimi yapılmıştır.

Yapılan bu hesaplamalarla SolidWorks ve Catia programları yardımı ile bir dişli kutusu tasarımı yapılmış ve Ansys programı yardımı ile Dişli kutusunun mukavemet analizleri yapılmıştır.

Mayıs 2019, 88 sayfa.

Anahtar kelimeler: Telehandler, Teleskopik yükleyici, Dişli Kutusu, Transfer Kutusu, Gerilme Analizi



SUMMARY

M.Sc. THESIS

DESIGN OF TRANSFERBOX AND ANALYSIS WITH FINITE ELEMENT METHOD FOR A TELESCOPIC LOADER

Ahmet ALUÇ

Istanbul University-Cerrahpasa

Institute of Graduate Studies

Department of Mechanical Engineering

Supervisor : Prof. Dr. M.Cüneyt FETVACI

In this study, it is provided to determine the way to follow the design parameters of the gearboxes which provide the task of transmitting torque and speed of the motor to the wheels according to the performance of the vehicle in motor vehicles. This context is based on the performance expectation of the users in the current market. The product range of many companies have been researched and the study have been based on a suitable product. According to the performance values (Speed, power, load capacity etc.) of this product the product's motion drive system elements such as motor, hydraulic circuit elements, axes were selected. With these drive elements; a gearbox design have been made which is able to drive the vehicle at the desired speeds and torques.

The design have been made by using parametric methods; gear calculations, shaft calculations, calculation of bearing elements, selection and calculation of synchronesh, shaft key calculation and selection have been made.

With the help of SolidWorks and Catia programs, a gear box design was made and the strength of the gear box was analyzed with the help of Ansys program.

May 2019, 88 pages.

Keywords: Telehandler , Telescopic Loader , Gearbox , Transferbox , Stress Analysis



1. GİRİŞ

1.1. TELESKOPIK YÜKLEYİCİLERİN TANIMI

Telehandler veya diğer isimleriyle teleskopik yükleyici, teleporter, platform forklifte benzer bir makinedir ama onu vinç yapan bir bomu vardır. Tek bir teleskop veya eklemli bomun artırılmış çok yönlülüğü, araçtan öne ve yukarıya doğru uzanabilir. Bomun ucuna bir ataşman oturtulur. Teleskopik yükleyiciler genellikle dört tekerden çekişli bir şasi üzerine monte edilir ve kaldırma yüksekliği 15 m veya daha fazla olan teleskopik bir bom ile donatılmıştır.

Telehandlerlar yaygın olarak tarım ve inşaat endüstrisinde kullanılırlar. Çoğunluğunda materyalleri taşımak için ataşman olarak palet çatalları kullanılır. Kullanılan ataşman aralığı telehandlerın tasarımı ve kapasitesine göre değişmektedir.



Şekil 1.1 : Telehandler [1].

Endüstride telehandlerlarda en yaygın kullanılan ataşman palet çatallardır. Telehandlerlar genellikle bir yükü ulaşılamayacak bir yerden alıp, yüklemek için kullanılır. Örneğin; Telehandler ile paletlenmiş bir kargoyu tır kasası içersinden alıp yüksek bir rafa koyarak depolamak için kullanılır. Bir diğer alanıda vinçtir. Araç mobil bir vinç olarak daha verimli bir şekilde kullanılabilir.

Tarım endüstrisinde ise en yaygın kullanılan ataşman kepçe kovasıdır. Telehandlerlar bir çok ataşmanları farklı fonksiyonlarda kullanabilirler. Kazıyıcı olarak veya yükleyici olarak veya bom ucuna takılan bir platformla, vinç olarak kullanılırlar [1].

1.2. TELESKOPIK YÜKLEYİCİLERDE HAREKET DİRENÇLERİ

Teleskopik yükleyicinin, hareket etmek için statik ve dinamik hallerde ağırlığından, sürtünmeden, rüzgar direncinde vb. sebeplerden dolayı oluşan kuvvetleri yenmesi gerekmektedir. Bu kuvvetler yenildiği zaman hareket başlar. Bu bölümde teleskopik yükleyicinin iş yapabilmesi için yenmesi gereken direnç kuvvetleri hakkında bilgi verilecektir.

1.2.1. Yuvarlanma Direnci

Bir araca güç verildiği zaman, tekerlekler ile zemin arasındaki sürtünmeden kaynaklı gücü yenmesi gerekir.

Tekerleğin ağırlığından dolayı şekil değiştirmesi, zemin ile olan temas miktarını arttırmaktadır. Dolayısı ile zemin ve tekerlek arasındaki sürtünme kuvvetinde bir artış meydana gelir. Yuvarlanma direncini, araç ağırlığı, tekerleğin temas ettiği zemin cinsi ve şekli, tekerlek malzemesi ve tasarımı etkiler.

1.2.2. Hava Direnci

Hava direnci, hareket halindeki aracın yüzey alanına etki eden rüzgarın oluşturduğu direnç kuvvetidir.

Hava direnci, aracın yüzey alanına, araç hızına bağlı olarak değişir. Bir çok çalışmada iş makinelerinde ki araç hızı çok düşük olduğu için hesaplamalarda ihmal edilmiştir .Ama bu çalışmada hava direnci direnç kuvvetlerine eklenmiştir.

1.2.3. Eğim Direnci

Eğimli yüzeylerde hareket eden araçların, ağırlığından dolayı hareket yönü tersinde bir kuvvet oluşur. Bu kuvvete, eğim direnci kuvveti denir.

Eğimli yüzeyde hareket eden araçların bu kuvveti yenmesi gerekmektedir. Eğim direnci araç ağırlığı ve eğim açısıyla doğru orantılı bir şekilde artar.

1.2.4. İvmelenme Direnci

Hareket halindeki bir aracın hareket hızını artırmak için yenmesi gereken direnç kuvvetidir. $F=m.a$ dan yola çıkarak araç ağırlığı ve ivmelenme hızına bağlı olarak orantılı bir şekilde değişir.

1.3. TELESKOPIK YÜKLEYİCİLERDE HİDROSTATİK GÜÇ AKTARMA SİSTEMİ

Teleskopik yükleyicilerde, motorun ürettiği gücü tahrik tekerlerine kadar ileten sistemin tümüne güç aktarma sistemi denir.

Bu sistem tamamen mekanik ve hidrolik+mekanik(Hidrostatik) sistemlerden oluşabilir. Bu çalışmada incelenen sistem hidrostatik sistemdir.

Hidrostatik sistemin çalışma şekli; Motorun ürettiği güç kapalı devre bir hidrolik sistem ile transfer kutusuna iletilir. Transfer kutusu bu gücü şaftlar ile aks sistemi içerisindeki diferansiyel dişlilerine iletir. Aynı şekilde aks sistemi içerisindeki son redüksiyon dişlilerine iletterek tahrik tekerlerine hareket verilir.

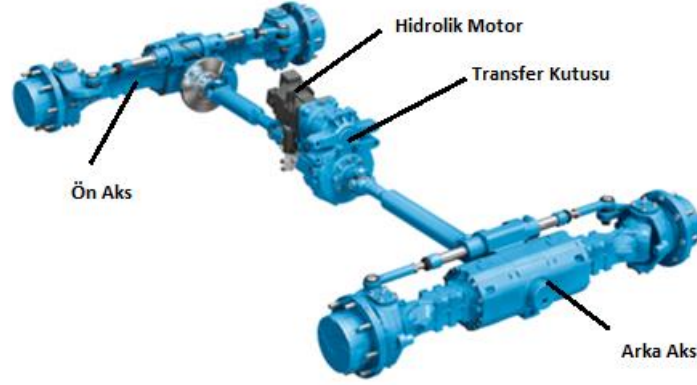
Bu sistem içerisinde;

Kapalı Hidrolik Devre

Transfer kutusu

Diferansiyel

Son redüksiyon dişlilerinde moment ve devir dönüşümleri meydana gelir.



Şekil 1.2 : Teleskopik yükleyici hidrostatik güç aktarma sistemi [2].

1.3.1. Kapalı Çevrim Hidrolik Devre

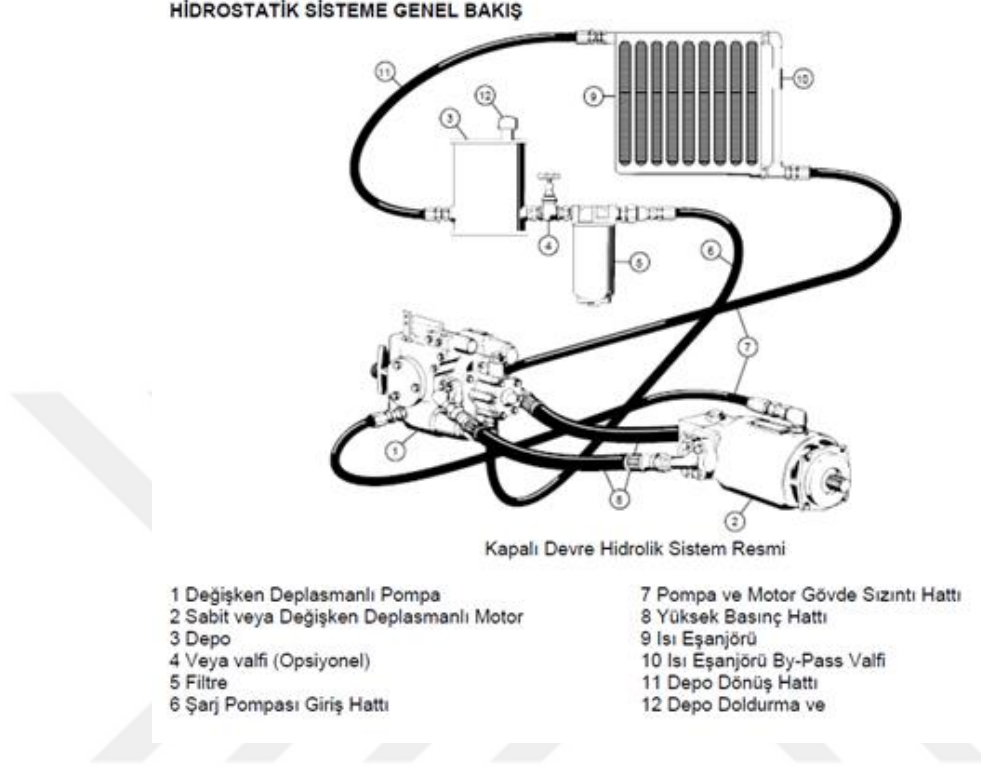
Hidrolik sistemlerde kapalı devre tekniği günümüzün en hızlı ve yaygın gelişen teknoloji dallarından biridir. Özellikle mobil hidrolik uygulamalarında çok büyük bir ağırlığı olan bu teknoloji, kontrol sistemlerinin çeşitliliği ve karmaşıklığı ile sektörümüzün teknik açıdan en gelişmiş alanıdır demek fazla abartı olmaz[4].

İş makineleri , reaktörler, vinç ve denizcilik uygulamaları başlıca uygulama teknikleridir. Mobil hidrolikte çok yaygın olarak kullanılan hidrostatik tahrik sisteminin alternatiflerine göre başlıca avantajları şöyle sıralanabilir;

- Tek bir parametre ile, örneğin sistem basıncı, tüm hareket alanının kontrol edilebilmesi, vites değişimi v.b. duraksamaların olmaması,
- Kapalı - açık sarmal kontrol teknikleri ile gücün - yakıtın - yapılan işe ve gereksinime göre optim kullanılması ve dağıtılması,
- Kapalı devre tekniğindeki frenleme torkunun geri kazanılabilmesi, özellikle iş makinalarında hidrostatik frenlemenin kullanılması sayesinde, yakıt, balata v.b. giderlerin neredeyse % 50 azaltılması,
- Kontrollü ve yüksek ivmelenebilme kabiliyeti ve çekim gücü, (uzun lastik ömrü)
- Dizel motorun optimum devirde çalıştırılarak verimliliğin yükseltilmesi, gürültü ve yıpranmanın azaltılabilmesi,

Elbette tüm avantajları bu sayılanlardan ibaret değildir, bunların türevleri olan ve özellikle kontrol teknolojisinin - elektroniğin - bu alandaki uygulama teknikleri geliştikçe, güvenlik,

kullanım rahatlığı , büyük güçlerin basit parametrelerle dizginlenmesi gibi bir çok avantajlarda, sayılanların beraberinde elde edilmektedir [4].



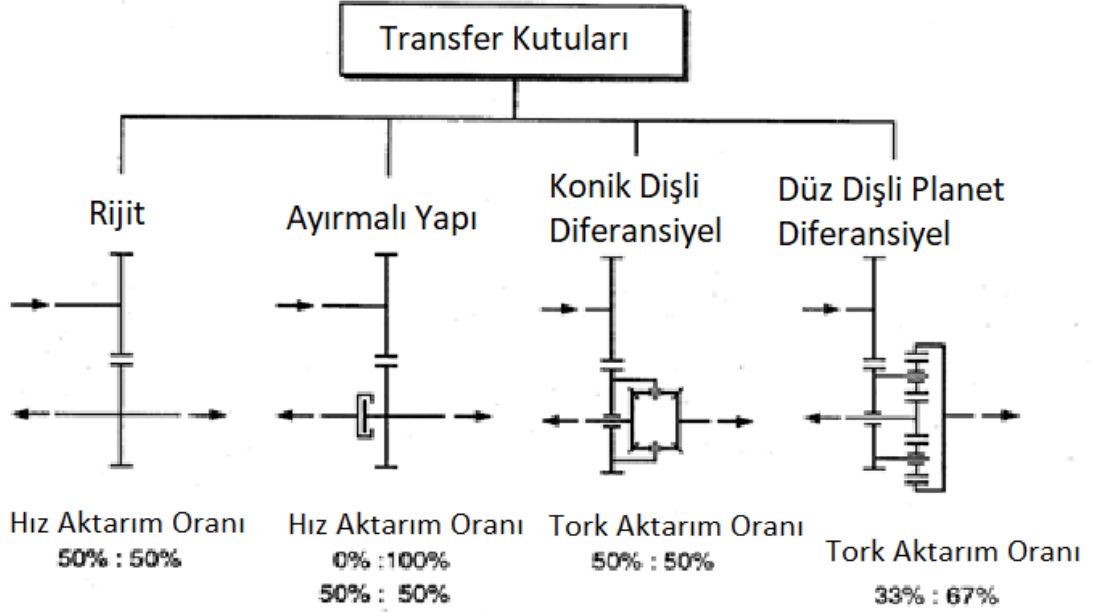
Şekil 1.3 : Kapalı devre hidrolik sistem [3].

1.3.2. Transfer Kutusu

Hidrostatik güç tahrikli aktarma sistemindeki devre elemanlarından birisi de transfer kutusudur. transfer kutusu dişli çarklar, miller rulmanlar dan oluşan manuel vites kutularına benzer tasarımdadır. Transfer kutusunun hidrostatik tahrikli devrede ki görevleri;

- Maksimum araç hızını kademelendirmek
- Hidrolik motordan aldığı momenti arttırarak akslara iletmek.
- 4 teker tahrikli sistemlerde,tahriği ön ve arka akslara iletmek.
- Ön ve arka tekerlek çapı farklı olan iş makinelerinde devir farklılığını sağlayarak, ön ve arka tekerleğin aynı yolu almasını sağlamak.

Transfer kutuları genellikle arazi araçları ve iş makinelerinde kullanılmakla beraber otomobillerde de kullanılmaktadır.İşlevlerine göre transfer kutuları aşağıdaki şekilde ki gibi gruplandırılır.



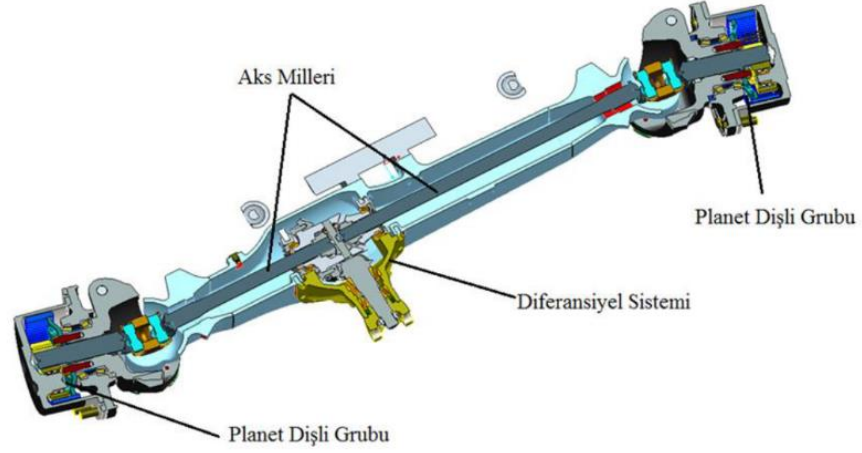
Şekil 1.4 : Yapılarına göre transfer kutuları kategorisi [5].

1.3.3. Akslar

Akslar teleskopik yükleyicilerde araç ağırlığını yüklenen ve transfer kutusundan gelen moment ve devri redüksiyon oranlarına bağlı olarak tahrik tekerlerine aktaran , güç aktarma sisteminin son güç aktarma organıdır.

Akslarda ilk devir ve moment dönüşümü diferansiyel sisteminde gerçekleşir. Diferansiyel sistemi son hareketi alan ayna dişlisi aks millerini hareket ettirerek, hareketin planet dişli grubuna bir diğer adıyla son redüksiyon dişlilerine aktarır.

Son redüksiyon dişlileri planet dişli yapısındadır. Bu yapıda tekrar bir moment devir dönüşümü meydana gelir. Buradaki son hareket tahrik tekerlerine iletilir. İş makinelerinde kullanılan aksların görseli Şekil 1.5 de gösterilmiştir.

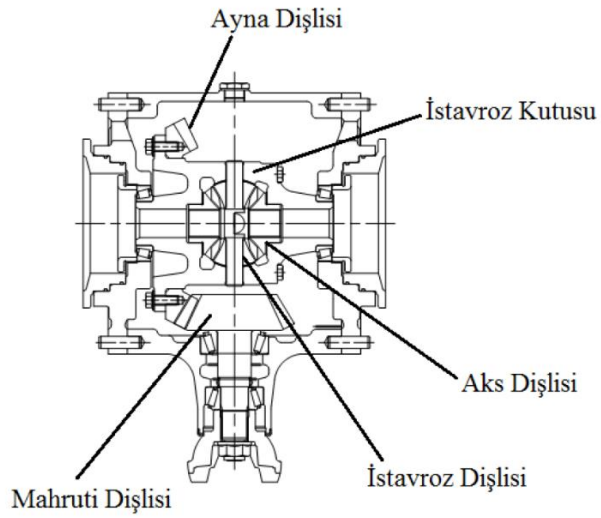


Şekil 1.5 : Aksın genel yapısı [6].

1.3.3.1. Diferansiyel

Diferansiyelin temelde iki farklı görevi vardır. Şaftlar yardımıyla iletilen deviri ayna-mahruti oranında azaltarak ve momenti aynı oranda artırarak ve dönme yönünü tekerleklerin yönüne doğru 90° çevirerek son redüksiyon dişlisine iletir.

Bir diğer görevi ise araç viraja girdiğinde dıştaki tekerlek içteki tekerleğe oranla daha fazla yol alması gerekmektedir. Yani devirlerinde bir farklılık meydana gelir. Diferansiyel viraj esnasında bu devirlerin farklılaşmasını sağlar.

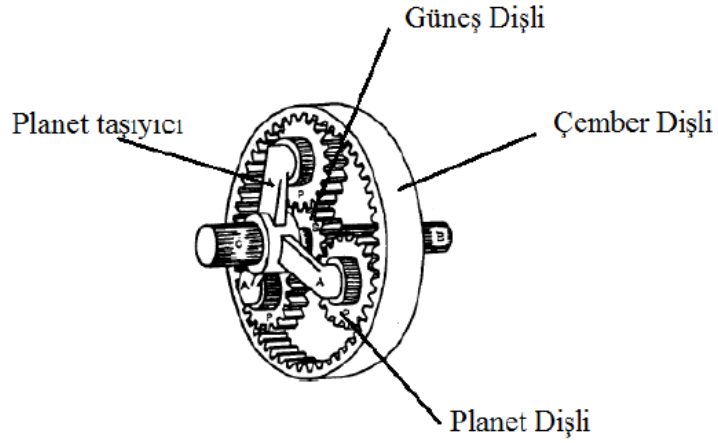


Şekil 1.6 : Diferansiyel sistemi genel yapısı [6].

1.3.3.2. Son Redüksiyon Dişlisi

Diferansiyelden iletilen moment ve devir, tahrik tekerleklerine iletilmeden önce son bir kez daha son redüksiyon dişlisinde redüksiyona uğrar.

Diferansiyelden gelen hareket planet dişli mekanizmasının güneş dişlisine gelir. Güneş dişli aks milinin bir parçasıdır ve onunla birlikte döner. Güneş dişli planet dişlilerle temas halindedir. Planet dişliler ise planet dişli taşıyıcıya monte edilmiştir. Güneş dişli dönünce planet dişlileri içten dişli olan ve hareketsiz duran çember dişli üzerinde yuvarlanmaya zorlar. Planet dişli taşıyıcı bu durumda güneş dişli ile aynı yönde olmak üzere dönmeye zorlanır ve böylece motor gücü tahrik tekerleklerine aktarılmış olur. Aktarma organlarında en büyük redüksiyon bu grupta yapılmaktadır [7].



Şekil 1.7 : Planet dişli sistemi genel yapısı [6].

1.4. TEZİN AMACI

Yapılan araştırmalar sonucunda, genelde bu tarz çalışmalarda belli bir tork ve iletim oranına bağlı kalarak dişli kutusu tasarımı yapıldığı görülmüştür. Bu çalışmada ise teleskopik yükleyicisi üreten firmaların piyasa da ki ürün gamları araştırılarak belirlenen araç performanslarına bağlı, uygun bir transfer kutusu tasarım parametrelerinin belirlenmesi ve tasarımının yapılması amaçlanmıştır.

Bu tasarımı yaparken aracın performans değerleri referans seçilmiş ve bu performans değerlerine bağlı kalarak transfer kutusunun tasarım parametreleri çıkartılmıştır.

Çıkartılan tasarım parametreleri ile aracın tahrik elemanları seçimi yapılması ve bu elemanlarla eş çalışacak transfer kutusunun tasarımı ve yapılan tasarımların statik analizi yapılması amaçlanmıştır.

2. GENEL KISIMLAR

2.1. LİTERATÜR TARAMASI

Kutay 'ın , Dişli Çarklar Ve Redüktörleri adlı eseri [11], Redüktörler de kullanılan dişli çarkların tasarımı için gerekli olan bütün mukavemet değerleri ve standart tabloları içeren bir eserdir. Bu eser içerisinde ayrıca tasarımda izlenecek yollar hakkında geçmişte yapılan çalışmalardan esinlenerek bazı değerlerin hangi aralıklarda alınması gerektiği konusunda da yazar bilgi vermektedir. Eserinde örnek uygulamalar ile örnek tasarımların hesaplamaları bulunmaktadır.

Akın, Traktör Şanzıman Tasarım Parametrelerinin Belirlenmesi adlı çalışmasında [12] , Orta segment bir tarım traktörünün verileri doğrultusunda, tarım traktörü için gerekli transmisyon tasarımının parametrelerini çıkartmış ve bu parametreler doğrultusunda iki farklı hesap yöntemi ile traktör hızlarını çıkartmıştır. Harmonik dizilim hesap yöntemi Ve Geometrik dizilim ile hızları belirlemiştir. Çıkarttığı parametrelerle orta seğmen bir tarım traktörünün transmisyon dişlilerinin tasarımını gerçekleştirmiştir.

Ayçiçek , İki Kademeli Düz Dişli Kutusu Tasarımı adlı çalışmasında [13],bir hız kutusunun elemanlarının tasarımında kullanılan mukavemet hesapları denklemlerini belirtip, bu hesaplamalarla örnek bir tasarım gerçekleştirmiştir .Bilindiği gibi bu hesaplamalar esnasında bir çok kere istenen değerleri elde etmek adına hesaplamalar baştan yapılır. Bu geriye dönüşlerde değişen değerlerin girildiği bir excel yazılımı yapıp bu yazılım sayesinde, sonuçların elde edildiği bir program oluşturmuştur. Bu program hız kutusunun mukavemet hesaplamalarında bütün hesaplamaları baştan yapma yükünü ortadan kaldırmıştır. İstenen tasarıma ulaşma süresi kısalmıştır. Yazılımda kapalı eşitsizlikler yöntemini kullanarak belli aralıklarda girilen verilerin, o aralıklardaki çıktılarını almayı hedeflemiştir.

Kurt ,Özel Redüktör Tasarımı adlı çalışmasında [14];Bantlı konveyör sistemi için verilen güç doğrultusunda mukavemet hesapları ile iki kademeli bir redüktör tasarımını gerçekleştirmiş ve Autocad programında modellemesini yapmıştır. Bu hesaplamalar için gerekli adımları sırasına göre çalışması içerisinde açıklayarak belirtmiştir.

Altan , Hidrostatik Tahrikli, Çok Amaçlı Havaalanı Yer Hizmet Aracı Tasarımı Ve Prototip İmalatı adlı çalışmasında [15], Havaalanlarında kullanılan merdiven aracının hidrostatik

tahrikli bir güç sistemi ile tasarlamasını gerçekleştirmiştir. Tasarım detaylarında hidrostatik tahrik ünitesinin gerekli güç hesapları, ve tahrik elemanlarının seçimini gerçekleştirmiş. Tasarımını yaptığı araç parçalarının statik analizlerini gerçekleştirmiştir. Ve imalatını yapmıştır.

Yılmaz, Traktörlerin Güç Aktarma Organı Tasarımı adlı çalışmasında [16],12 Vitesli bir tarım traktörünün bütün güç aktarma organlarının dişli ve mil tasarımı için, her kademedeki hızları çıkartmış ve ihtiyaç duyulan momentleri belirlemiştir. Bu veriler ışığında, dişli malzemeleri seçerek; Vites kutusu, diferansiyel ve son redüksiyon dişlilerinin modül hesaplarını yaparak, boyutlandırılmasını gerçekleştirmiştir. Yani traktör üzerinde bulunan tüm aktarma organlarının dişlilerinin istenen güçler doğrultusunda tasarımını gerçekleştirmiştir.

Savaşır , Elektrikle Tahrikli Bir Tarım Traktörünün Tasarım Ve Analizi adlı çalışmasında [17],Traktör tasarımı için gerekli bütün parametreleri çıkartıp bu parametreler doğrultusunda uygun araç komponentlerini seçerek, elektrikli bir traktör tasarımını gerçekleştirmiştir.

3. MALZEME VE YÖNTEM

3.1. MALZEME

3.1.1. Teleskopik Yükleyici

Geniş atışman seçeneğine sahip teleskopik yükleyicilerin 2,5 ton yük taşıma kapasitesine sahip bir ürün düşünülüp, bu ürünün teknik özellikleri belirlenerek aracın güç aktarma organlarının tasarımı gerçekleştirilir.

Piyasada ki ürünler incelendiğinde 2,5 ton yük kapasiteli bir teleskopik yükleyicinin tasarım için referans alınan değerleri Şekil 3.1’de verilmiştir.



Araç Ağırlığı	4500 kg
Yüklü Araç Ağırlığı	7000 kg
Tahrik Sistemi	Hidrostatik
Vites Kademesi	2 Kademeli
1.Vites Maksimum Hız	25 Km/h
2.Vites Maksimum Hız	8 Km/h
Tırmanma Kabiliyeti	20%
Araç Yüksekliği	1900 mm
Araç Genişliği	1800 mm
Araç Dingil Mesafesi	2300 mm

Şekil 3.1 : Teleskopik yükleyici özellikleri.

3.1.2. SolidWorks, Catia, Ansys Programları

Güç ve moment aktarmak amacıyla tasarlanan dişli kutularının tasarımı mukavemet değerleri doğrultusunda, mukavemet hesaplamaları ile yapılır. Yapılan bu hesaplamalar, bu parçaların tasarım kriterlerini oluşturur.

Tasarım parametreleri çıkarılmış komponentlerin 3D tasarımları Solidworks ve Catia gibi 3 boyut modelleme programları ile modellenir. Bu programların bir çok arayüzü vardır.İmalat yöntemlerine bağlı olarak sac malzemeler, kompozit malzemeler, talaşlı imalat yöntemi ile imal edilen malzemeler bu programlar içerisinde farklı arayüzlerden uygun modül seçilerek 3 boyutlu tasarımları gerçekleştirilir.

Aynı şekilde bu programların bazı katalog ürünler için hazır kütüphaneleri vardır. Solidworks programında olan dişli çarklar modülü yardımıyla, tasarımı yapılan transfer kutusunun dişli çarkları modellenmiştir.

Modellenen dişli çarklar, Catia programına aktarılarak burada dişli kutusunun diğer parçalarının 3 boyutlu modellemesi yapılmıştır.

3 Boyutlu modellemesi yapılan transfer kutusunun parçaları, sonlu elemanlar yönteminin en yaygın kullanıldığı program olan Ansys'e aktarılarak statik analizleri Ansys programında gerçekleştirilmiştir.

3.2.YÖNTEMLER

3.2.1. Araç Hareket Dirençlerinin Hesaplanması Ve Güç İhtiyacı Hesabı

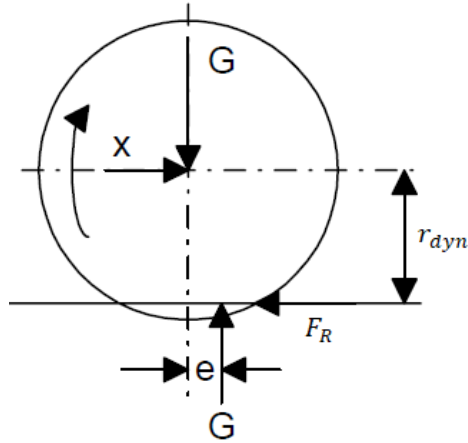
Aracın hareket edebilmesi için yenmesi gereken dirençler vardır. Bu dirençler ;

- Yuvarlanma Direnci
- Hava Direnci
- Yokuş Direnci
- İvmelenme Direncidir.

3.2.1.1. Yuvarlanma Direnci

Yuvarlanma direnci, araç tahrik tekerleğinin yük sebebi ile temas alanında şekil değiştirmesi ve yolun sürtünme direncinden meydana gelen dirençtir.

$$F_R = f_R \cdot m_f \cdot g. \quad (3.1)$$



Şekil 3.2 : Tekerleğin dinamik kuvvet diyagramı.

Lastik zemin yüzeyinde hareket ederken, temas yüzeyinde bir miktar şekil değişimi meydana gelir. Bu şekil değişiminden kaynaklı lastiğin basınç merkezi hareket yönüne doğru bir miktar kayar. Kuvvet etkisinde kayma miktarı hesaba katılarak

$$f_R = \frac{e}{r_{dyn}} \quad (3.2)$$

formülü ile hesaplanır. e değeri bilinmeyen durumlarda, hesaplamalarda $f_R=0.02$ alınabilir.

Yuvarlanma direncini etkileyen faktörler;

- Lastik geometrisi(diş yapısı,diş kalınlığı vb.)
- Lastik malzemesi
- Lastik basıncı
- Zemin türü
- Lastik çapıdır. Ortam sıcaklığına da dolaylı bir şekilde bağlıdır. Ortam sıcaklığı artarsa lastik iç basıncı da artacaktır.

Tablo 3.1 : Zemin türüne göre yuvarlanma direnci katsayıları.

Zemin Türü	Yuvarlanma Direnci Katsayısı (fr)
Asfalt Zemin	0,02
Kuru,Düz Toprak Yol	0,05
Islak,Yapışkan Tarla Toprağı	0,2-0,35
Gevşek Toprak,Kumlu Yol	0,1-0,35
Şose Yol	0,05

3.2.1.2. Hava Direnci

Bir akışkan içerisinde hareket eden cisimlere, hareket yönü tersinde kuvvet etkir. Havanın da bir akışkan olması sebebiyle, hareket eden araca hareket yönü tersinde bir kuvvet etkiyecektir.

Hava direnci ;

$$F_L = 1/2 \cdot \rho_L \cdot v^2 \cdot A \cdot C_w \text{ formülü ile hesaplanır.} \quad (3.3)$$

F_L = Hava direnç kuvveti

ρ_L = Hava Yoğunluğu

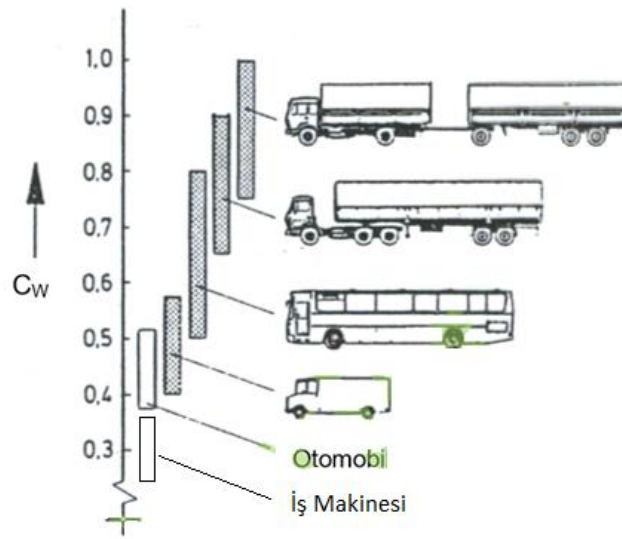
v = Araç hızı

A = Araç Yüzey Alanı

C_w = Hava Direnç Kat Sayısı

20 °C derece de hava yoğunluğu 1.22 kg/m³ alınabilir.

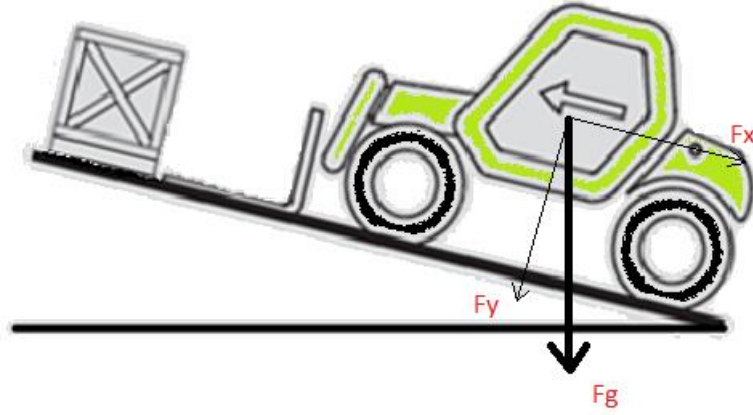
C_w hava direnci katsayısı ise rüzgar tünellerinde ölçülür. Ve genel araç yapılarına bağlı olarak Şekil 3.3 den seçilebilir.



Şekil 3.3 : Genel araç yapılarına bağlı olarak hava direnci (C_w) tablosu [8].

3.2.1.3. Yokuş Direnci

Yokuş tırmanan bir araçta, ağırlığından kaynaklı hareket yönü tersinde bir kuvvet meydana gelir. Bu kuvvet eğim açısı ve araç ağırlığına bağlıdır.



Şekil 3.4 : Yokuş direnci kuvveti.

$$F_{st} = G \cdot \sin \alpha = (\text{Yokuş Direnci}) \quad (3.4)$$

3.2.1.4. İvmelenme Direnci

İvmelenen cisimlerin, ivme kazanması için ihtiyaç duyduğu direnç kuvvetidir. Dönen ve öteleme hareketi yapan cisimler için ayrı ayrı hesaplanır.

Araçlarda ivmelenme direnci hesabı için dönen cisimlerin araç ağırlığı üzerine oranı λ hesaplanarak formüle dahil edilir.

$$\lambda = 1.04 + 0.0025 \times i^2 = (\text{efektif kütle katsayısı}) \quad (3.5)$$

\ddot{x} = ivme

$$F_B = \lambda \cdot m \cdot \ddot{x} \quad (\text{İvmelenme Direnci Kuvveti}) \quad (3.6)$$

3.2.2. Hareket Sistemi Güç Hesabı

İlerleme hareketi yapan bir iş makinesinin son aktarma organı olan son redüksiyon dişlisi ile tahrik tekerlekleri arasındaki ilişkiden, aracın hareketi için gerekli olan güç hesabı yapılır.

Tork-Güç Formülünden ;

$$P(\text{kW}) = \frac{T(N.m) \times n(\text{rpm})}{9550} \quad (3.7)$$

Son redüksiyon dişlisinin toplam dirençler ve tahrik tekeri yarıçapı ile çarpımından elde edilen moment-tork değeri ile tekerleğin, dolaylı olarak son redüksiyon dişlisinin devir sayısı hesaba katılır. Ve maksimum güç koşulunda ihtiyaç duyulan güç hesaplanır.

Bu hesabı hidrostatik devre içerisindeki hidrolik devrenin ve mekanik sistemlerin aldıkları gücün bir miktarını iletim esnasında sıcaklık ve sürtünme gibi istenmeyen sebeplerden dolayı kaybettiği kabul edilerek, bu sistemlerin toplam verimleri dahil edilerek motor gücü hesabına gidilir.

Genellikle hidrolik devrelerin toplam verimi 0.80 kabul edilir. Mekanik verim ise 0.90 kabul edilir.

$$\eta_{hid} = 0.80$$

$$\eta_{mek} = 0.90$$

3.2.3. Kapalı Çevrim Hidrolik Devre

Kapalı çevrim sistemlerde, akışkan sürekli sistem içerisinde kalır. Yani son kullanıcı olan hidrolik motordaki akışkan direkt olarak devre içerisinde ilk kullanıcı olan hidrolik pompaya gönderilir [4].

Kapalı çevrim sistem elemanlarından olan hidrolik pompa ve hidrolik motor tahrik sisteminin komponentleridir. Bu elemanların tayini için gerekli hesaplamalar hakkında aşağıda bilgi verilmiştir. Bu elemanlarını seçimini ve hesaplamasını yapmadan önce toplam çevrim oranı tayini yapılmalıdır [4].

Toplam çevirim oranı (R) hareketin bütününde oluşan maximum itme/ çekme kuvvetinin (F_{max}) yine tüm hareket süresince istenen maximum hızla (V_{max}) olan çarpımının, kurulu güce (P) olan oranıdır [4].

Yani;

$$R = \frac{F_{max} \times V_{max}}{P \times \eta_{hid} \times \eta_m \times 100} \quad (3.8)$$

F_{max} =Maksimum itme kuvveti

V_{max} =Maksimum Hız

P=Güç

η_{hid} =Toplam Hidrolik Verim

η_m =Dizel Motor Verimi

Toplam çevrim oranı (R), hareketi sağlayan gücün üst köşe noktasına olan oranı olarakta adlandırılır. Ve hidrostatik tahrikte temel komponentlerin seçiminde değerlendirilmesi gereken başlıca faktörlerdendir.

Şöyle ki;

$R \leq 3,5$ hareketin tümü değişken debili bir pompa ve sabit debili motorla

$3 \geq R \geq 9$ aralığında ise hem pompa hem motor değişken deplasmanlı

$R \leq 9$ ise değişken debili motora ilave olarak değişik hız ve çekme kuvveti kademelerini sağlayan dişli kutusu (vites) veya çok motorlu ve çoklu kavramalı sistemlerin kullanılması gerekmektedir [4].

3.2.3.1. Hidrolik Pompa Ve Motor Hesabı

Sisteme verilen gücü istenen sistem basıncında hangi debi ile elde edildiğini hesaplamak gerekmektedir. Bu hesaplama hidrolik devrelerde güç formülü ile hesaplanır.

$$P = \frac{Q_p \times \Delta P \times \eta_T}{600} \quad (3.9)$$

Sistem debisini pompaya verilen devirlerde sağlayan deplasman değeri ise ;

$$Q_p = \frac{D_p \times n_m}{1000 \cdot \eta_v} \quad (3.10)$$

Debi formülünden çıkartılır.

Hidrolik komponentler (Hidrolik Motor ve Hidrolik Pompa) sahip oldukları deplasman değerlerine göre seçilir.

3.2.4. Transfer Kutusu Elemanlarının Hesaplanması

3.2.4.1. Dişli Modül Hesaplamaları

Dişli çarkların tasarımı esnasında üzerine binen yüklerden dolayı doğan kuvvetler dişli türüne göre değişir. Düz dişli çarklarda geometrik yapılarından dolayı radyal ve teğetsel kuvvetler etkir.

Dişli boyutlandırması yapılırken bu kuvvetler ve moment yardımıyla modül hesaplaması yapılır.

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2xM_b}{\Psi_d \times Z_1^2 \times \sigma_{em}^*} \times K_f \times K_o \times K_v \times K_m} \quad (3.11)$$

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2xM_b}{\Psi_d \times Z_1^3 \times P_{em}^2} \times K_o \times K_v \times K_m \times K_E^2 \times K_d^2 \times K_i^2} \quad (3.12)$$

Modül hesaplamasında eğer malzeme sertliği $HB \leq 350$ den küçükse dişli çarklarda yorulma aşınması meydana geleceği için kritik değer yüzey basıncına göre hesaplanan modül değeridir. Dolayısıyla hesaplama yüzey basıncına göre yapılır ve mukavemet bakımından modül kontrolü yapılır.

Eğer tam tersi bir durum söz konusuysa yani $HB \geq 350$ HB ise kırılma olayı gerçekleşmesi yüksek olduğundan mukavemet modül hesabına göre hesaplama yapıp, yüzey basıncı modül hesabına göre modül kontrolü yapılır.

Bu tasarım çalışmasında dişli çark malzemeleri 16MnCr5 seçilmiş ve $HB > 350$ HB olduğu için ikinci senaryo hesaplamalarda uygulanır.

Modül formülünde kullanılan;

$$\sigma_{em} = \sigma_D / S \quad (3.13)$$

Bu formüldeki σ_D =malzemenin sürekli mukavemet değeridir. Bu değer genel değişken gerilmeler için Tablo 3.2’de verilmiştir. Tam değişken gerilmeler için mukavemet sınırı;

$$\sigma_D = 0,7 \times \sigma_{GD} \quad (3.14)$$

bağıntısı ile hesaplanabilir.

Tablo 3.2 : Dişli çark malzemelerinin mekanik özellikleri [10].

Malzeme Grubu	Malzeme Simgesi	Yanak sertliği	σ_{GD} N/mm ²	P_{HD} N/mm ²	Isıl işlem
Dökme demir	GG 20	180 HB	80	300	
	GG 25	220 HB	110	360	
Temper döküm	GTS 35	150 HB	330	320	
	GTS 65	220 HB	410	460	
Sfero döküm	GGG 40	180 HB	370	370	
	GGG 60	250 HB	450	490	
	GGG 80	320 HB	500	600	
Çelik döküm	GS 52	160 HB	280	320	
	GS 60	180 HB	320	380	
İmalat çeliği	St 50	160 HB	320	370	
	St 60	190 HB	350	430	
	St 70	210 HB	410	460	
İslah çelikleri	C 45	190 HV10	410	530	Sertleştirilmiş
	34CrMo4	270 HV10	520	530	
	42CrMo4	300 HV10	570	600	
	34CrNiMo6	310 HV10	610	630	
Sementasyon çelikleri	16MnCr5	720 HV10	860	1470	Sertleştirilmiş
	15CrNi4	730 HV10	920	1490	
	17CrNiMo6	740 HV10	1000	1510	
İslah ve sementasyon	42CrMo4	550 HV10	770	1070	Gazo-nitrurasyon
	16MnCr5	550 HV10	810	1100	
	31CrMoV4	700 HV10	840	1230	
	14CrMoV6.9	770 HV10	860	1270	
İslah ve sementasyon	Ck 45	420 HV10	620	710	Nitro-karbonizasyon
	16MnCr5	560 HV10	650	770	
	42CrMo4	610 HV10	680	830	Karbo-nitrurasyon
	34Cr4	650 HV10	900	1350	

Aynı şekilde;

$$P_{em} = \frac{P_{HDC}}{S} \quad (3.15)$$

formülü ile bulunur.

P_{HDC} Dişli çarkların yüzey basıncı mukavemet sınırı olarak tanımlanır. Formülü ise;

$$P_{HDC} = P_{HD} \cdot K_L \cdot K_y \cdot K_{bp} \cdot K_{CHB} \cdot K_R \quad (3.16)$$

P_{HD} yine aynı malzemenin yüzey basıncı sınır değeridir ve tablolarda verilmiştir fakat deney çubuğundan elde edilen değerdir. Dişli çark hesaplamalarında yukarıda ki formüle konularak P_{HDc} değeri hesaba katılır.

Modül hesabında kullanılan faktörlerin açıklaması aşağıda verilmiştir.

Genişlik Faktörü (Ψ_d, Ψ_m): Genişlik faktörü iki farklı formül ile hesaplanır.

1.si $\Psi_d=b/d$ dişli genişliğinin dişli çapına olan oranıdır.

2.si $\Psi_m=b/m$ dişli genişliğinin modüle olan oranıdır. Genişlik faktörü dişli çarkın yük taşıma kabiliyeti, genişlik boyunca yük dağılımı ve çalışma kabiliyetini etkiler. Formülden de anlaşıldığı gibi dişli genişliği arttıkça yük taşıma kabiliyeti de artar. Fakat fazla kalınlıklarda mil deformasyonu söz konusudur.

Genel amaçlar için kullanılan dişli çarklarda genişlik faktörü $\Psi_d=0,8-1,2$; $\Psi_m=14-18$ ve hacmin sınırlı olduğu sistemlerde, örneğin vites kutularında; $\Psi_d=0,25-0,8$; $\Psi_m =6-12$ değerleri arasında seçilmesi önerilir.(9)

Form Faktörü (K_f)=Form faktörü diş sayısı ve profil kaydırma miktarına bağlı olarak değişmektedir. Tablo 3.3'de profil kaydırmaz dişlilerin diş sayısına bağlı olarak form faktörü verilmiştir.

Tablo 3.3 : Sıfır dişlilerin form faktörünün değerleri [10].

z(ze)	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
Kf	3,3	3,2		3,0	3,0	2,9	2,9	2,8	2,8		2,7	2,7		2,6	2,6
	6	5		9	2	6	1	7	3	2,8	5	2	2,7	7	4
z(ze)	29	30	35	40	45	50	60	65	70	80	90	100	200	400	∞
Kf	2,6		2,5	2,4	2,4	2,3	2,3	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,1		2,0
	2	2,6	1	5	1	6	2	9	8	5	3	1	4	2,1	7

Dinamik Faktörü(K_v)= Dinamik faktörü dişli malzemesinin kalitesi ve çevre hızına bağlı olarak değişmektedir. Tablo 3.4'de çevre hızı ve dişli kalitesine bağlı olarak dinamik faktör değerleri verilmiştir.

Tablo 3.4 : Dinamik faktörü değerleri [10].

Kalite	Yüzey sertliği HB	Çevre hızı v, m/s				
		<3	3-8	8-12	12-18	18-25
6	≤350	-	1	1,1	1,2	1,4
	>350	-	1	1	1,1	1,2
7	≤350	1	1	1,2	1,3	1,5
	>350	1	1	1,1	1,2	1,3
8	≤350	1,1	1,3	1,4	-	-
	>350	1,1	1,2	1,3	-	-
9	≤350	1,2	1,4	-	-	-
	>350	1,2	1,3	-	-	-

Kuvvet Dağılımı Faktörü = Dişlinin genişliği boyunca kuvvet dağılımı, dişlinin yatakladığı millerin şekil değiştirmelerinden dolayı eşit değildir. Bu olaydan dolayı oluşan K_m faktörü millerin yataklanma ve dişlilerin mil üzerine konumlandırılmasına bağlı olarak Tablo 3.5’de verilmiştir.

Tablo 3.5 : Yük dağılımı faktörünün değerleri [10].

Ψ	Yataklara göre simetrik olarak yerleştirilmiş dişli	Asimetrik olarak yerleştirilmiş dişli		Karışık yerleştirme
		Çok rijit mil	Az rijit mil	
0,2	1	1	1,05	1,15
0,4	1	1,04	1,1	1,22
0,6	1,03	1,08	1,16	1,32
0,8	1,06	1,13	1,22	1,45
1	1,1	1,18	1,29	-
1,2	1,14	1,23	1,36	-
1,4	1,19	1,29	1,45	-
1,6	1,25	1,35	1,55	-

Çalışma Faktörü=Çalışma faktörü motor tipi ve tahrik edilen makinenin çalışma şekline göre Tablo 3.6’dan alınır.

Tablo 3.6 : Çalışma faktörü değerleri [10].

İş makinası (Yük ifadesi ile)	Motorun cinsi		
	Elektrik veya türbin	Çok silindirli iç- ten yannalı	Tek silindirli içten yannalı
Düzgün	1,00	1,25	1,5
Orta darbeli	1,25	1,50	1,75
Ağır darbeli	1,75	2,00	2,25

Düzgün ifadesi : santrifüj pompalar, sıvı karıştırıcı;
Orta darbeli ifadesi : körüklü pompalar, katı ve yarı katı karıştırıcılar,
bantlı konveyörler;
Ağır darbeli ifadesi : haddelme, presleme, değirmenler gibi makineler için
geçerlidir.

Yağlama Faktörü(K_y)=Tablo 3.7’de, yağ vizkositesine bağlı olarak seçilir.

Tablo 3.7 : Yağlama faktörü değerleri [10].

v	63	38	100	200	300
K_y	0,7	0,9	1	1,2	1,35

Boyut Faktörü (K_b)=Dişlilerin malzemeleri ve modüllerine bağlı olarak Tablo 3.8’den okunur.

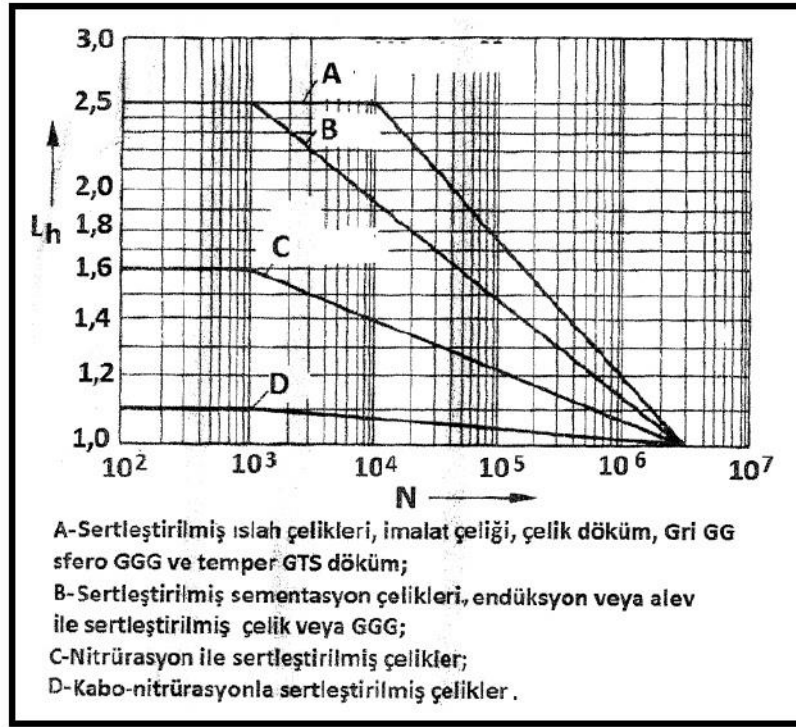
Tablo 3.8 : Boyut faktörü değerleri [10].

Malzeme ve Isıl işlem	Faktör	modül m, mm					
		m ≤ 5	10	15	20	25	≥ 30
İmalat çeliği, ıslah edilmiş çelikler ve temper döküm GTS	K _b	1	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85
	K _{bp}	1	1	1	1	1	1
Sementasyon, edüksiyon veya alevle sertleştirilmiş çelikler ve dökme demir	K _b	1	0,95	0,9	0,85	0,8	0,8
	K _{bp}	1	1	0,98	0,95	0,93	0,9
Nitrürasyon ve karbo-nitrürasyon ile sertleştirilmiş çelikler	K _b	1	0,95	0,9	0,85	0,8	0,8
	K _{bp}	1	0,98	0,91	0,86	0,8	0,75
Gri GG ve sfero GGG dökme demir	K _b	1	0,93	0,85	0,78	0,7	0,7
	K _{bp}	1	1	1	1	1	1

Çentik Faktörü (K_c)=Diş tabanının yuvarlatma değerine bağlı olarak değişmektedir. Standart kabul edilen $\rho=2m-2,5m$ değerleri içerisinde olursa $K_c = 1$ alınır.

Ömür Faktörü(L_h)=Sonsuz ömürlü malzemelerde yük değişim sayısı 10^7 den büyük ise $L_h = 1$ alınır.Eğer yük sayısı 10^3 ile 10^6 arasında ise Tablo 3.9'dan okunur.

Tablo 3.9 : Ömür faktörü değerleri [10].



Güvenilirlik Faktörü(K_R)=Güvenilirlik faktörü değerleri Tablo 3.10'da verilmiştir. Tasarımlarda bir çok kaynak tarafından %90 alınması önerilir.

Tablo 3.10 : Güvenilirlik faktörü değerleri [10].

Güvenilirlik (%)	Kr
50	1,0
90	0,897
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659

Malzeme Faktörü (K_E) :

$$0,59.\sqrt{E} \quad (3.17)$$

formülü ile hesaplanır.

Yuvarlanma Noktası Faktörü (K_α)

$$K_\alpha = \sqrt{\frac{1}{\sin \alpha_o \cos \alpha_o}} \quad (3.18)$$

formülü ile hesaplanır. K_α değerleri toplam profil kaydırması ve toplam diş sayısına bağlı olarak aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Çevrim Oranı Faktörü (K_i)

$$K_i = \sqrt{\frac{i_{12}+1}{i_{12}}} \quad (3.19)$$

bağıntısı ile hesaplanır.

3.2.4.2. Mil Ve Rulman Yataklara Gelen Kuvvet Hesabı

Düz dişlilerden oluşan bir sistemde, eş çalışan dişliler birbirine teğetsel ve radyal kuvvet uygular. Ve;

$$T = F_t \times \frac{d_d}{2} \quad (3.20)$$

$$F_r = F_t \times Tga \quad (3.21)$$

Formülleri ile hesaplanırlar.

Bu kuvvetler dişli kutusu sisteminde rulman yataklar ve miller tarafından karşılanırlar. Bu kuvvetlerin oluşturduğu eğilme ve kesme momentleri, herhangi bir rulman yatak noktasında toplam moment alınarak tesbit edilir.

Çıkarılan bu momentlerin bileşkeleri dikkate alınarak hesaplamalara katılır.

3.2.4.3. Mil Çapı Hesabı

Mil çapı hesabında, milin maruz kaldığı zorlama şekillerine bağlı olarak formüle dahil edilen katsayılar vardır. Bu tasarım çalışmasında ki mil malzemeleri burulma ve eğilmeye maruz kalmaktadır.

Kamalı, Burulma ve Eğilmeye maruz kalan milin çap hesabı;

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \chi \tau_{ak} \chi 0.18 \chi 0.75} \chi \sqrt{M_e^2 + M_b^2}} \quad (3.21)$$

Kamasız , Burulma ve Eğilmeye maruz kalan milin çap hesabı;

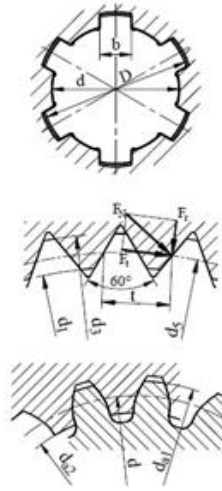
$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \chi \tau_{ak} \chi 0.18} \chi \sqrt{M_e^2 + M_b^2}} \quad (3.22)$$

3.2.4.4. Senkromeç Tasarımı Ve Mukavemet Hesaplaması

Senkromeçler dişliler arasındaki güç geçişlerini devreye alıp devreden çıkarmaya yarayan dişli sistemlerdir.

Bu çalışmada mil üzerine açılan kama ve aynı şekilde iç dişli sistemden oluşan bir senkromeç tasarımı yapılmıştır. Bu tasarımdaki senkromeç dişlileri standart tablodan seçilmiş ve min. diş genişliği hesaplanmıştır.

Mil üzerine açılan kamalar benzeri şekilde dişlilerde, kama hesabındaki gibi standart bir seçim yapıp boy hesabı yapılır. Şekil 3.5'de Mil üzerine açılan diş geometrileri ve Tablo 3.11'de DIN 5471 e göre mil üzerine açılan kama geometrili diş ölçüleri verilmiştir..



Şekil 3.5 : Mil üzerine açılan standart diş geometrileri [19].

Tablo 3.11 : DIN 5471 Kamalı mil standart kama ölçüleri [10].

Boyutlar mm dir.

Hafif seri ISO 14				Orta seri ISO 14				Ağır seri DIN 5464						
z	d ₁	d ₂	b	Merkezleme	z	d ₁	d ₂	b	Merkezleme	z	d ₁	d ₂	b	Merkezleme
6	23	26	6	İç çapa	6	18	22	5	İç çapa	10	21	26	3	İç veya yan yüzeylere
	26	30	6			23	28	6			23	29	4	
	28	32	7			26	32	6			26	32	4	
8	32	36	6	İç veya yan yüzeylere	8	32	38	6	İç veya yan yüzeylere	16	36	45	5	Yan yüzeylere
	36	40	7			42	48	8			42	52	6	
	42	46	8			46	54	9			46	56	7	
	46	50	9			52	60	10			52	62	7	
	52	58	10			56	65	10			56	65	6	
10	62	68	12	İç veya yan yüzeylere	10	62	72	12	İç veya yan yüzeylere	20	72	82	7	Yan yüzeylere
	72	78	12			72	82	12			82	92	6	
	82	88	12			82	92	12			92	102	7	
	92	98	14			102	112	14			102	115	8	
	102	108	16			102	112	16			112	125	9	
	112	120	18			112	125	18			112	125	9	

Gösterme şekli: z x d₁ x d₂
 Mil: Kamalı mil profili DIN 5471 - ISO 14 - 8 x 42 x 46
 Göbek: Kamalı mil profili DIN 5471 - ISO 14 - 8 x 42 x 46

$$\frac{2 \cdot c_B \cdot M_t}{0,75 \cdot d \cdot h' \cdot L \cdot i} \leq P_{em} \quad (3.23)$$

$$h' = 0.4 \cdot (D - d)$$

c_B = İşletme katsayısı (Ek 2 deki tablodan uygun katsayı seçilir.)

3.2.4.5. Kama Hesabı

Kama hesabında ilk adım olarak mil çapına göre kama boyu ve eni standart tablodan seçilir.

Seçilen en ve yükseklikte kama kesme ve eğilme kuvveti yardımıyla L boyu hesaplanır.

Formüllerden elde edilen en uzun boy seçilerek kama hesabı tamamlanır.

$$\tau = \frac{F}{b.L} \quad (3.24)$$

$$\sigma = \frac{F}{\frac{a}{2}xL} \quad (3.25)$$

Tablo 3.12 : Kama malzemesi tablosu [11].

	Statik Malzeme Değerleri (N/mm ²)				Dinamik Malzeme Değerleri (N/mm ²)		
	Çekme $\sigma_{\text{çK}}$ (R _M)	Basma $\sigma_{\text{çAk}}$ (R _{p0.2})	Eğilme σ_{eAk}	Burulma σ_{bAk}	$\sigma_{\text{çD}}$	σ_{eD}	τ_{bD}
St 37	370	240	340	140	170	190	110
St 42	420	270	380	150	190	220	120
St 50	500	320	450	180	220	250	150
St 60	600	380	540	220	260	320	180
St 70	700	450	620	260	320	370	200

Tablo 3.13 : Standart kama ölçüleri tablosu [12].

Mil çapı d		Uygu kama b h		boy sınırları L	Toleranslar		Kanal derinliği				d ₁ *)1
Bü- yük	Ka- dar	h9	h9 h11		min.	max.	Mil		Göbek		
							t ₁	Tol.	t ₂	Tol.	
6	8	2	2	6 ... 20	0,2	0,42	1,2		1,0		d + 2,5
8	10	3	3	6 ... 36	0,2	0,42	1,8	+0,1	1,4	+0,1	d + 3,5
10	12	4	4	8 ... 45	0,3	0,53	2,5	0	1,8	0	d + 4,0
12	17	5	5	10 ... 56	0,3	0,53	3,0		2,3		d + 5,0
17	22	6	6	14 ... 70	0,3	0,53	3,5		2,8		d + 6,0
22	30	8	7	18 ... 90	0,3	0,79	4,0		3,3		d + 8,0
30	38	10	8	22 ... 110	0,3	0,79	5,0		3,3		d + 8,0
38	44	12	8	28 ... 140	0,3	0,79	5,0		3,3		d + 8,0
44	50	14	9	36 ... 160	0,3	0,79	5,5		3,8		d + 9,0
50	58	16	10	40 ... 180	0,3	0,79	6,0	+0,2	4,3	+0,2	d + 11
58	65	18	11	50 ... 200	0,4	0,91	7,0	0	4,4	0	d + 11
65	75	20	12	63 ... 220	0,4	0,91	7,5		4,9		d + 12
75	85	22	14	63 ... 250	0,4	0,91	9,0		5,4		d + 14
85	95	25	14	70 ... 280	0,4	0,91	9,0		5,4		d + 14
95	110	28	16	80 ... 320	0,4	0,91	10		6,4		d + 16

3.2.4.6. Rulman Yatak Seçimi

Rulman yatak seçimi C dinamik yük sayısı hesabına göre kataloglardan seçilir. Tasarımı yapılan dişli kutusunun dişli çarkları düz dişliler olduğu için aksenal yük yoktur. Yataklara gelen bileşke kuvvet yardımıyla ömür formülünden C dinamik yük değeri elde edilir.

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^m \quad (3.26)$$

$$L=L_h \cdot n \cdot 60 / 10^6 \quad (3.27)$$

Eşitliğinden elde edilir.

3.2.5. Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemi karmaşık matematik problemlerinin basite indirgenerek parçalar halinde çözümlenmesidir. Parçalara bölünen analiz parçası üzerinde düğüm noktaları oluşturulur ve düğüm noktaları üzerinde yapılan hesaplamalar birleştirilerek bütünü analiz ortaya çıkartılır. Bu basite indirgeme işlemi yani analiz parçasını bölümlere ayırma işlemi çeşitli sonlu elemanlar programı ile deneysel olarak arttırılıp gerçek sonuçlara yaklaşım sağlanır.

3.2.5.1. Sonlu Elemanlar Yönteminde İşlem Adımları

Sonlu elemanlar yönteminde izlenen adımlar aşağıda kısaca anlatılmıştır.

1. İncelenmesi kararlaştırılmış olan fiziksel olay için kullanılacak olan matematiksel model

hazırlanır veya hazır olarak alınır.

2. Ele alınmış olan matematiksel modele ait olan matematiksel varyasyonel, yani

‘Varyasyonel Formülasyon’ kurulur.

3. Elde edilen çözüm bölgesi ‘sonlu eleman’ adı verilen alt bölgelere ayrıştırılır. Yapılan bu işlem ‘ayrıştırma’, ‘sonlu eleman ağı’ veya ‘mesh’ olarak da adlandırılabilir. Çözüm bölgesinin geometrisine uygun olarak bir boyutlu problemlerde çizgi eleman, iki boyutlu problemlerde üçgen ve dikdörtgen şeklinde elemanlar, üç boyutlu problemlerde ise küp, piramit vb. şekilde elemanlar seçilir.

4. Çözüm için her bir sonlu eleman polinom olarak kabul edilir.
 5. Her bir sonlu elemanda kabul edilen bu çözümler varyasyonel formülasyonda yerine yazılarak her bir sonlu eleman için K_{ij} şeklinde cebrik denklem takımı kurulur. Bu denklem takımlarının uygun şekilde birleştirilmesiyle global sisteme ait lineer denklem takımı elde edilir.
- $$k.\mu = f$$
- Burada k katsayılar matrisi olup adı rijidlik (stiffnes) matrisi olarak bilinir. μ bilinmeyenleri içeren vektör ve f sağ taraf vektörü olarak bilinir.
6. Elde edilen denklem sistemine sınır koşulları, satır-sütun işlemleri ile dahil edilir. Elde edilen bu son sisteme 'indirgenmiş sistem' adı verilir. Bu sistemin çözülmesi ile her bir nodda aranan büyükler bulunmuş olur.
 7. Elde edilen son çözüm tablo, grafik veya fotoğraf şeklinde sunulur [21].

3.2.5.2. Sonlu Eleman Kavramı

SEY temelinde parçadan bütüne gitme prensibi bulunmaktadır. Bu prensip ilk önce kiris-kafes yapıları üzerinde uygulanmıştır. Daha sonra iki ve üç boyutlu sürekli ortamlar, değişik boyutlarda kiris elemanlarından meydana gelmiş olarak düşünülmüş ve bu yaklaşıma 'Parçalı Eleman Yöntemi' adı verilmiştir. Sonlu eleman kavramı, fiziksel bakımdan kiris-kafes yaklaşımından farklıdır. Sonlu eleman, iki veya üç boyutlu sürekli ortamın iki veya üç boyutlu bir parçası yada bir bölgesidir. Fiziksel sistemin davranışı sonlu elemanların geometrileri ve malzeme özellikleri ile belirlenir. Bu yüzden öncelikle sonlu elemanın özellikleri bilinmelidir[21].

3.2.5.3. Sonlu Eleman Çeşitleri

Yapılan analiz sonuçlarının sağlıklı olabilmesi için analiz parçası uygun sonlu elemanlara bölünmelidir. Buda analizi yapan kişinin bilgisine bağlıdır. Örneğin analiz esnasında gerilme yığılmalarının fazla olduğu bölgeler uygun sonlu eleman yapısında daha fazla sıklıkta sonlu elemanlara bölünmelidir. Bu işlemi sağlıklı bir şekilde gerçekleştirmek için mühendislik bilgileri ön plana çıkar. Sonlu eleman çeşitleri analizi yapılan parçanın geometrisine göre 1 boyutlu, 2 boyutlu veya 3 boyutlu olabilir [21].






Sonlu eleman çeşitleri geometrik olarak 4 gruba ayrılır. Bunlar aşağıdaki gibidir.

Bir boyutlu elemanlar: Bir boyutlu eleman seçimi, analizi yapılan problemin tek boyutta incelenmesi gereken durumlarda seçilir. Yani analiz çeşidi burada eleman seçiminde etkindir.

İki Boyutlu Elemanlar: İki boyutlu elemanlar, iki boyutlu parça analizi yapıldığı durumlarda kullanılır. Genellikle üçgen ve dörtgen şekilli iki boyut elemanlar vardır.

Üç boyutlu Elemanlar: Yine analizi yapılan parçaya bağlı olarak eleman çeşidi de üç boyutlu seçilir.

İzoparametrik eleman Tipleri : Çözüm bölgesinin eğri kenarlı olduğu durumlarda gerçeğe yakın olması amacıyla izoparametrik elemanlar kullanılır. Elemanı geometrik olarak tanımlayan fonksiyon ile alan değişkeninin çözüm bölgesi içerisindeki değişimini tanımlayan fonksiyonun aynı dereceden olmasından dolayı bu tür elemanlara izoparametrik elemanlar denir [21].

Basit Eleman Geometrileri		
Boyut	Tip	Geometri
Nokta	Kütle	
Çizgi	Yay, kiriş, çubuk, direk, boşluk, bükülme	
Alan	2B süreklilik, eksensimetrik süreklilik, düz kabuk	
Eğrisel Alan	Genelleştirilmiş kabuk	
Hacim	3B süreklilik	

Şekil 3.6 : Sonlu eleman geometrileri [22].

3.2.6. Sonlu Elemanlar Yöntemi Kullanılarak Bilgisayarla Analiz

Bu çalışmada sonlu elemanlar yöntemi mantığı ile çalışan ansys programı kullanıldı. Ansys programında aşağıda ki adımlar izlenerek dişli kutusu parçalarının birer birer statik analizleri gerçekleştirildi.

3.2.6.1. Analiz Gerçekleştirme Adımları

1.Malzeme özelliklerinin Ansys programına girilmesi;

İlk adım olarak analizi yapılacak parçanın mekanik özelliklerinin programa tanımlanması gerekmektedir. Bir çok parçanın mekanik özellikleri Ansys malzeme kütüphanesinde mevcuttur. Fakat analizini yapılacak;

16MnCr5 ve AlSi9MnMg parçalarının akma mukavemeti,Kopma mukavemeti,Yüzey basınç mukavemeti, Poisson oranı programa elle tanımlanmıştır.

2.Analizi yapılacak parçanın geometrisinin Ansys e tanımlanması;

Bu aşamada program içerisinde geometri çizilebildiği gibi, farklı 3D tasarım programları ile yapılan 3D tasarımlar Ansys içerisine aktarılabilir. Bu çalışmada CATİA da yapılan 3D tasarımlar step uzantısı ile Ansys içerisine aktarılmıştır.

3.Sonlu elemanlara bölme işlemi;

Sonlu elemanlara bölme işlemi yine programın içerisinde bulunan bir modül ile yapılır. Sonlu eleman sayısı arttıkça gerçek sonuçlara yaklaşım ihtimali artmaktadır.

4.Sınır koşulların tanımlanması;

Statik analizlerde denge koşulu vardır. Analizi yapılacak parça maksimum yük koşulunda maruz kaldığı moment ve kuvvetler Ansys arayüzünde tanımlanarak analize hazır hale getirilir.

5.Çözümleme;

Çözümleme arayüzünde, yapmak istenilen analiz yöntemleri tanımlanır.

Statik analizde malzeme üzerinde meydana gelen maksimum şekil değiştirme miktarı ve malzeme üzerinde meydana gelen maksimum gerilme bölgesel olarak program yardımı ile bulunur.

6.Sonuçların Değerlendirilmesi;

Çözümleme ara yüzüne tanımlanan isterler program tarafından çözümlenerek grafik halinde sunulur. Bu grafiklerde kritik bölgeler tanımlanır. Ve bu bütün bölgelerde meydana gelen deformasyonların sayısal değerleri verilir. Verilen değerlerin uygunluğu kullanıcı tarafından yorumlanır.



4. BULGULAR

4.1 ARAÇ ÖZELLİKLERİNİN BELİRLENMESİ

Teleskopik yükleyicinin genel özellikleri üretici firmaların ürün gamları araştırılarak piyasada bulunan ürünlerinden referans alınmıştır. Bu genel özellikler;

Aracın Ebatları,

Lastik Ebatı,

Yol Koşulunda Maksimum Hız

Yük Koşulunda Maksimum Hız

Araç Ağırlığı

Yük Kapasitesi

Ve Maksimum Tırmanma Kabiliyetidir.

Tablo 4.1 : Araç özellikleri tablosu

Aks Mesafesi		2.30 m
Araç Boyu		3.75 m
Araç Yüksekliği		1,90 m
Araç Genişliği		1,80 m
Boş Ağırlık		4500 kg
Dolu Ağırlık		7000 kg
Lastik Ölçüleri		12-16.5
Maksimum Hız		25 km/h
2.Maksimum Hız		8 km/h
Maksimum Tırmanma Kabiliyeti		20%
Taşıt Yüzey Ön Yüzey Alanı		3.42 m ²

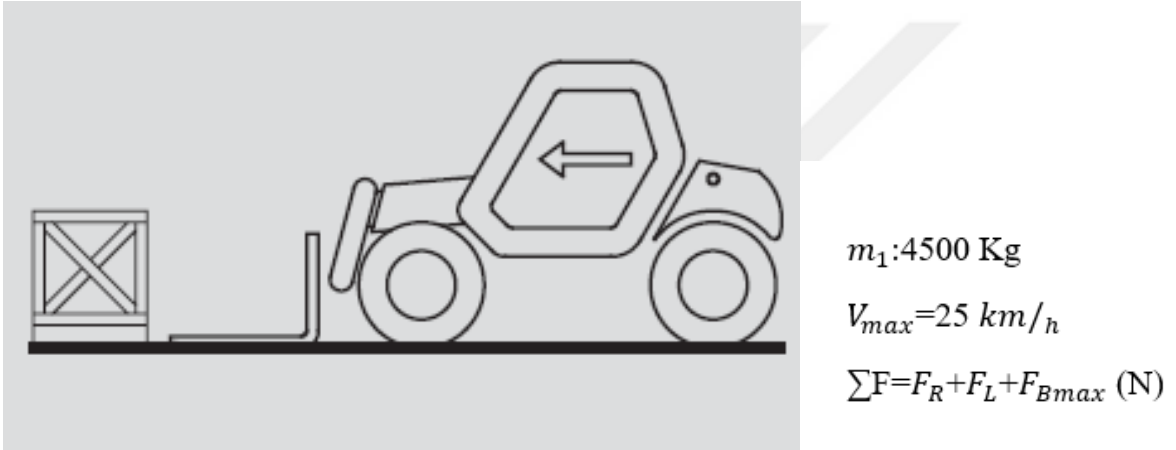
4.2. ARACIN HAREKET DİRENÇLERİ

Araç üzerinde kullanılacak motorun belirlenmesi için hareket dirençlerinin hesaplaması gerekmektedir. Maksimum direnç kuvvetinin olduğu koşula göre, araç motoru seçilir.

Araç hareket dirençleri 4 koşul için hesaplanacaktır.

- 1.Koşul;Tavşan modunda düz yolda yüksüz çalışma koşulunda
- 2.Koşul;Tavşan modunda düz yolda yüklü çalışma koşulunda
- 3.Koşul;Kaplumbağ modunda düz yolda yüklü çalışma koşulunda
- 4.Koşul;Kaplumbağ modunda eğimli yolda yüklü çalışma koşulunda

1.KOŞUL



Şekil 4.1 : Birinci koşul durumu.

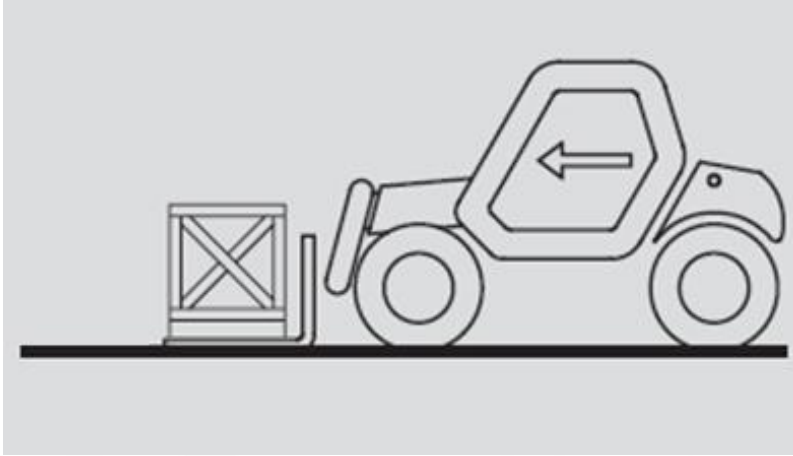
$$F_R=f_R \cdot m_f \cdot g = 4500 \text{ (kg)} \cdot 9.81 \text{ (N/kg)} \cdot 0.025 = 1103,625 \text{ N (Yuvarlanma Direnci)}$$

$$F_L=1/2 \cdot \rho_L \cdot v^2 \cdot A \cdot C_w = 0,5 \cdot 1,169 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \cdot 6,944 \text{ (m/s)} \cdot 3,42 \text{ (m}^2) \cdot 0.3 \left(\frac{\text{Ns}^2}{\text{m}^4} \right) = 28,91 \text{ N (Hava Direnci)}$$

$$F_{Bmax}=\lambda \cdot m \cdot \ddot{x} = 1,65 \cdot 4500 \text{ (kg)} \cdot 0,35 \text{ (m/s}^2) = 2598 \text{ N (İvmelenme Direnci)}$$

$$\Sigma F=F_R+F_L+F_{Bmax}=3730,5 \text{ (N)}$$

2.KOŞUL



$$m_2=7000 \text{ Kg}$$

$$V_{max}=25 \text{ km/h}$$

$$\Sigma F=F_R+F_L+F_{Bmax} \text{ (N)}$$

Şekil 4.2 : İkinci koşul durumu.

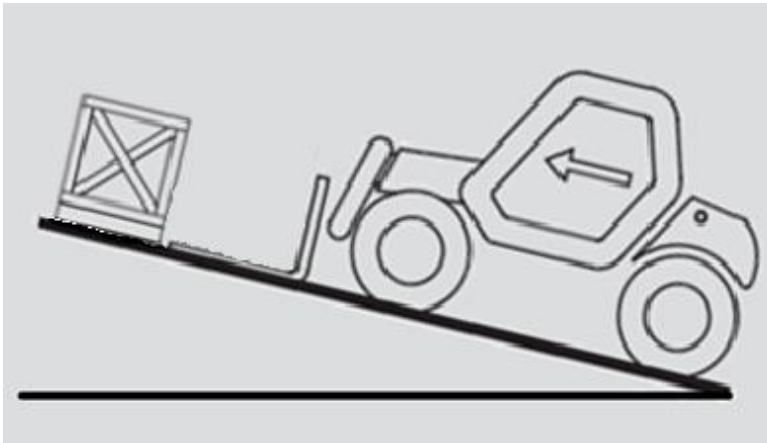
$$F_R=f_R \cdot m_f \cdot g =7000 \text{ (kg)} \cdot 9.81 \text{ (m/s}^2\text{)} \cdot 0.025 = 1716,8 \text{ N (Yuvarlanma Direnci)}$$

$$F_L=1/2 \cdot \rho_L \cdot v^2 \cdot A \cdot C_w=0,5 \cdot 1,169 \cdot 6,944 \cdot 3,42 \cdot 0.3=28,91 \text{ N (Hava Direnci)}$$

$$F_{Bmax}=\lambda \cdot m \cdot \ddot{x}=1,65 \cdot 7000 \text{ (kg)} \cdot 0,35 \text{ (m/s}^2\text{)}=4042 \text{ N (İvmelenme Direnci)}$$

$$\Sigma F=F_R+F_L+F_{Bmax} =5787,7 \text{ (N)}$$

3.KOŞUL



$$m_3=4500 \text{ Kg}$$

$$v_{max}=8 \text{ km/h}$$

$$\Sigma F=F_R+F_L+F_{Bmax}+F_{st} \text{ (N)}$$

Şekil 4.3 : Üçüncü koşul durumu

$$F_R=f_R \cdot m_f \cdot g \cdot \cos a =4500 \cdot 9.81 \cdot 0.025=1103,625 \text{ N (Yuvarlanma Direnci)}$$

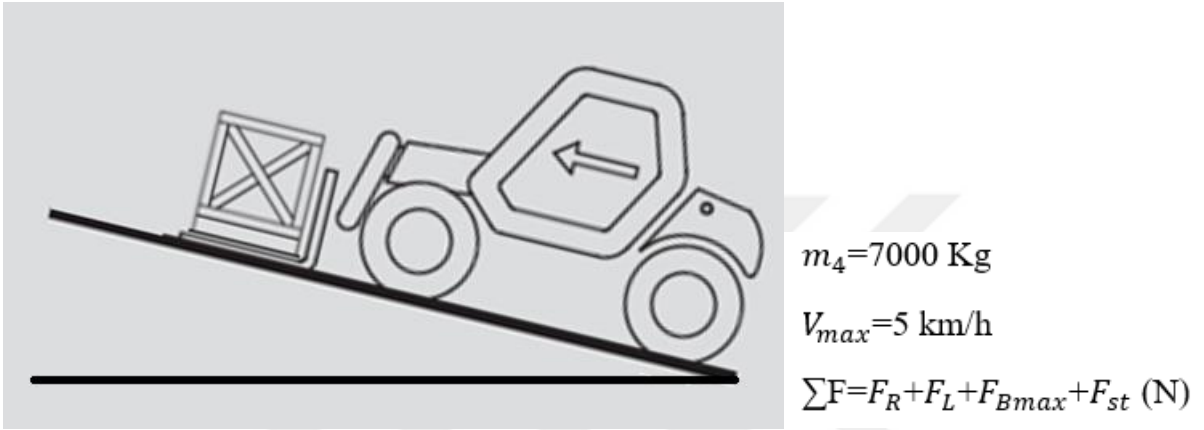
$$F_L=1/2 \cdot \rho_L \cdot v^2 \cdot A \cdot C_w=0,5 \cdot 1,169 \cdot 4,937 \cdot 3,42 \cdot 0.3=2,96 \text{ N (Hava Direnci)}$$

$$F_{Bmax} = \lambda \cdot m \cdot \ddot{x} = 1,65 \cdot 4500 \cdot 0,11 = 816,75 \text{ N (İvmelenme Direnci)}$$

$$F_{st} = G \cdot \sin a = 4500 \cdot 9,81 \cdot 0,309 = 13\ 640,8 \text{ (Yokuş Direnci)}$$

$$\Sigma F = F_R + F_L + F_{Bmax} + F_{st} \text{ (N)} = 15\ 564,3 \text{ N}$$

4.KOŞUL



Şekil 4.4 : Dördüncü koşul durumu.

$$F_R = f_R \cdot m_f \cdot g \cdot \cos a = 7000 \cdot 9,81 \cdot 0,025 = 1716,75 \text{ N (Yuvarlanma Direnci)}$$

$$F_L = 1/2 \cdot \rho_L \cdot v^2 \cdot A \cdot C_w = 0,5 \cdot 1,169 \cdot 1,918 \cdot 3,42 \cdot 0,3 = 1,15 \text{ N (Hava Direnci)}$$

$$F_{Bmax} = \lambda \cdot m \cdot \ddot{x} = 1,65 \cdot 7000 \cdot 0,07 = 808,5 \text{ N (İvmelenme Direnci)}$$

$$F_{st} = G \cdot \sin a = 7000 \cdot 9,81 \cdot 0,309 = 21\ 219 \text{ N (Yokuş Direnci)}$$

$$\Sigma F = F_R + F_L + F_{Bmax} + F_{st} \text{ (N)} = 23\ 745,4 \text{ N}$$

Tablo 4.2 : Araç hareket dirençleri tablosu.

	AĞIRLIK	MAK.HIZ	YUVARLANMA DİRENCİ (N)	HAVA DİRENCİ (N)	İVMELENME DİRENCİ (N)	YOKUŞ DİRENCİ (N)	TOPLAM DİRENÇ (N)
KOŞUL 1	4500 Kg	25 km/h	1103,625	28,91	2598	0	3730,535
KOŞUL 2	7000 Kg	25 km/h	1716,8	28,91	4042	0	5787,71
KOŞUL 3	4500 Kg	8 km/h	1103,625	2,96	816,75	13640,8	15564,135
KOŞUL 4	7000 Kg	5 km/h	1716,8	1,15	808,5	21219	23745,45

4.3. LASTİK SEÇİMİ

Özka lastik kataloğundan, teleskopik yükleyici için 10.5/80-18 12PR numaralı lastik seçilir.

Lastiğin çapı = Ø892 mm dir. Statik Yüklü yarıçap 403 mm dir.

Ürün Kodu	Lastik Ebadı / Kat Muadili	TT/TL	Kesit Genişliği	Dış Çap	Yük İndeksi	Hız İndeksi	Lastik Başına	Azami Yükle	Dinamik Yuvarlama	Statik Yüklü
			(mm)	(mm)			Taşınabilir Yük	Şişirme Basıncı	Çevresi	Yarıçap
			(mm)	(mm)			(Kg)	(Psi)	(mm)	(mm)
6055	10-16.5 12PR	TL	256	793	138	A3	2360	84	2.419	359
6076	12-16.5 14PR	TL	297	858	148	A3	3150	90	2.617	385
6115	10.5/80-18 12PR	TL	271	892	135	A8	2180	62	2.721	403
6156	12.5/80-18 14PR	TL	285	955	146	A8	3000	62	2.913	428
6196	14.5-20 14PR	TL	355	1.095	143	D	2725	51	3.340	489
6277	16.0/70-20 16PR	TL	385	1.091	166	A2	5300	65	3.328	487
6277M	405/70-20 16PR	TL	385	1.091	166	A2	5300	65	3.328	487
6287	15.5/80-24 16PR	TL	412	1.269	162	A8	4750	72	3.870	569
6377	16.0/70-24 16PR	TL	418	1.200	169	A2	5800	65	3.660	541
6377M	405/70-24 16PR	TL	418	1.200	169	A2	5800	65	3.660	541
6397	16.9-24 16PR	TL	429	1.310	154	A8	3750	46	3.996	585
6397M	440/80-24 16PR	TL	429	1.310	154	A8	3750	46	3.996	585
6566	17.5L-24 14PR	TL	475	1.277	154	A8	3750	46	3.895	572
6816	15.5-25 14PR	TL	400	1.286	173	A2	6500	68	3.922	578
6516	18.4-26 14PR	TL	467	1.425	160	A8	4500	42	4.346	636
6616	16.9-28 14PR	TL	429	1.410	156	A8	4000	43	4.301	635
6616M	440/80-28 14PR	TL	429	1.410	156	A8	4000	43	4.301	635
6957	16.9-30 16PR	TL	418	1.466	156	A8	4000	47	4.471	663

Şekil 4.5 : Özka lastik kataloğu.

4.4. LASTİK DEVİRLERİNİN ÇIKARTILMASI

Lastiğin 1 devirde taradığı yol = $2 \cdot \Pi \cdot r = 2,721$ m (Dinamik Yuvarlanma Çevresi)

1 saatte 25 km yol alabilmesi için gerekli devir = $\frac{25000 \text{ m}}{2,721 \cdot 60} = 153,1 \text{ dev/dk}$

25 km/h için gerekli olan lastik deviri = $153,1 \text{ dev/dk}$

8 km/h için gerekli olan lastik deviri = 49 dev/dk

5 km/h için gerekli olan lastik deviri = $30,6 \text{ dev/dk}$

4.5. HAREKET İÇİN GEREKLİ OLAN MOTOR GÜÇ HESABI

Son dişlinin tekerleğe ilettiği max. gücü, tekerleklerin dönmesi için gerekli olan max. Hareket direnci kuvvetinden yola çıkarak hesaplanır. Bu şekilde araç hareketi için gerekli maksimum motor gücü hesaplanır.

Her 4 dört koşul için son redüksiyon dişlisinin hareket dirençlerinden yola çıkarak dönmesi için gerekli olan güçler aşağıdaki gibi hesaplanır.

1.Koşulda hareket için gerekli olan güç;

$$M = 3730,5 \text{ (N)} \times 0,429 \text{ (m)} = 1600,4 \text{ Nm}$$

$M = 9550 \times \frac{P}{n}$ Formülünden son dişlinin dönmesi için gerekli olan güç bulunur.

$$1600,4 = 9550 \times \frac{P}{149,5}$$

$$P = 25,053 \text{ kW} = 33,6 \text{ Hp}$$

2.Koşul ;

$$5787,7 \text{ N} \times 0,429 \text{ m} = 2482,92 \text{ Nm}$$

$$P = 38,87 \text{ kW} = 52,12 \text{ Hp}$$

3.Koşul ;

$$15564,1 \text{ N} \times 0,429 \text{ m} = 6677 \text{ Nm}$$

$$P=34,61 \text{ kW} = 46,41 \text{ Hp}$$

4.Koşul ;

$$23 \text{ 745,4 (N)} \times 0,429 \text{ (m)} = 10 \text{ 186,77 Nm}$$

$M=9550 \times \frac{P}{n}$ Formülünden son dişlinin dönmesi için gerekli olan güç bulunur.

$$10 \text{ 186,77} = 9550 \times \frac{P}{31}$$

$$P=44,34 \text{ Hp}$$

Maksimum güç 2. Koşulda gereklidir. Bu koşula hidrolik ve mekanik verimlerde eklenirse.

$$P_{motor} = \frac{P}{\eta_T}$$

Hidrolik Verim =0,8 Kabul edilir.

Mekanik Verim = 0,9 Kabul edilir.

$$\eta_T = \eta_{Hidrolik} \times \eta_{Mekanik} = 0,7220$$

$$P_{motor} = \frac{P}{\eta_T} = 72,4 \text{ Hp}$$
 Hareket için gerekli olan minimum güçtür.

Tümosan tarım makineleri motoru kataloğundan 3 Silindir 75 Hp motor seçilir.

4.6. AKSLARIN SEÇİMİ

Aks seçimi araç ağırlığına ve yük kapasitesine bağlı olarak aks üreticisi DANA Spicer ürün kataloğundan Spicer/Model 212 seçilir.

Tablo 4.3 : Dana Spicer Model 212 Özellikleri

Dana Spicer 212 Model Aks Özellikleri	
Planet Dişli Redüksiyon Oranı	6.000
Diferansiyel Redüksiyon Oranı	4.375

Maksimum Çıkış Torku	38000 Nm
Statik Yük Kapasitesi	8000 Kg
Dinamik Yük Kapasitesi	16000 Kg

4.7. HİDROLİK DEVRE ELEMANLARININ HESAPLANMASI VE SEÇİMİ

Hidrostatik tahrik devre elemanları, hidrolik pompa ve hidrolik motordur. Araç tahrik sisteminde motordan alınan gücün hidrolik motor-hidrolik pompa çifti ile dişli kutusuna iletimi sağlanır.

4.7.1. Hidrolik Pompa Hesabı

Güç formülünden sistemin 300 bar da sahip olması gereken debi bulunur;

$$P = \frac{Q_p \times \Delta P \times \eta_T}{600} \text{ ise } Q_p = \frac{P \times 600}{\Delta P \times \eta_T} = 155,33 \text{ L/dk}$$

Debi formülünden deplasman hesaplanır.

$$Q_p = \frac{D_p \times n_m}{1000 \cdot \eta_v} \text{ ise } D_p = \frac{155,33 \times 1000 \times 0,9}{2300} = 60,78 \text{ cm}^3 \text{ çıkar.}$$

Bu hesaplamalar doğrultusunda bosch markasının mobil araçlarda kullanılan değişken deplasmanlı hidrolik motorlar kataloğundan uygun deplasmanlı A4VG70 hidrolik pompa seçilir.

4.7.2. Hidrolik Motor Hesabı

Hesaplamalardaki amaç motor deplasmanını bularak katalogdan uygun hidromotoru seçmektir.

Hidrolik sistemde pompanın oluşturduğu debi;

$$Q_p = 71 \times 10^{-3} \times 2500 = 1775 \text{ lt/dk}$$

Eş çalışan hidromotor ve hidrolik pompanın debileri eşittir. Dolayısıyla;

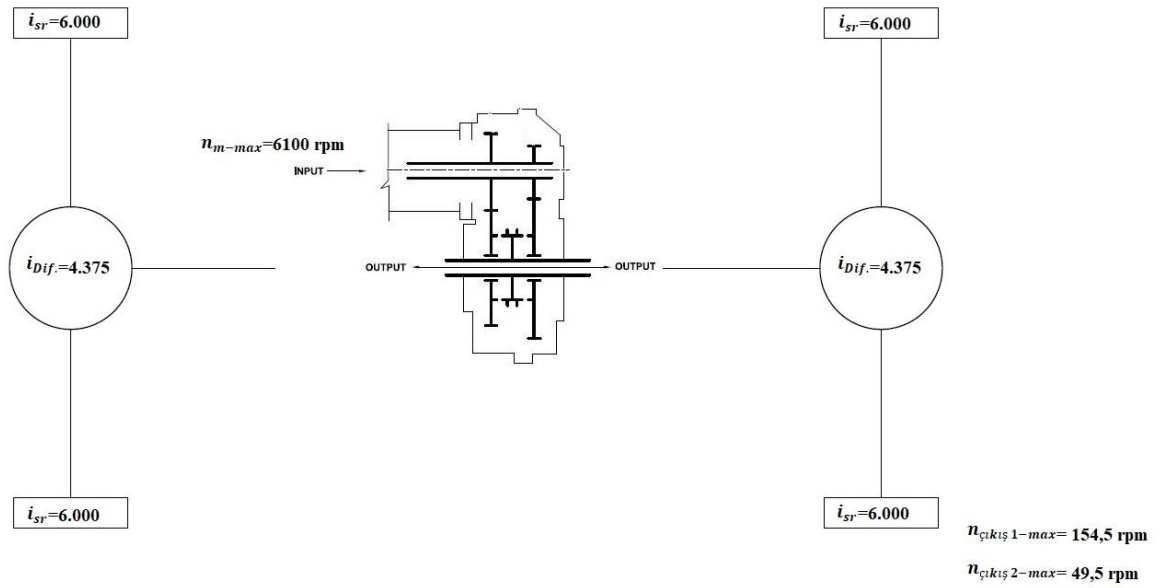
$$Q_M = q_m \times n_m = 1775 \quad , \quad n_m = 6100 \text{ (katalog ürünlerinden mantıklı bir ortalama değer seçilir.)}$$

$$q_m = 28 \text{ cc}$$

Bu hesaplama doğrultusunda hidrolik pompadan gelen gücü uygun devirlerde göz önüne alınarak, hidrolik pompanın sağladığı debi hesabı ile hidrolik motor seçimi bosch markasının mobil araçlar için ürettiği hidrolik motorlar kataloğundan seçilmiştir.

4.8. TRANSFER KUTUSUNUN ÖZELLİKLERİNİN BELİRLENMESİ VE ÖN TASARIMI

Ön tasarım evresinde transfer kutusunun genel yapısına karar verilecektir. Araç iki farklı hızda kullanılacağı için transfer kutusu 2 kademeli olması gerekmektedir. Pompadan gelen güç, ön ve arka akslara iletilecek. Ve dişli kademelerinin değişimi senkromeç ile sağlanacaktır.



Şekil 4.6 : Aktarma organları-aktarma oranları.

$$n_{m-max} = 6100 \text{ rpm}$$

$$n_{çıkış 1-max} = 153,1 \text{ rpm}$$

$$n_{çıkış 2-max} = 49 \text{ rpm}$$

$$i_{sr} = 6.000 \text{ (Son Redüksiyon Aktarma Oranı)}$$

$i_{Dif.}=4.375$ (Diferansiyel Aktarma Oranı)

Transfer kutusunun aktarma oranları;

$$i_{Top.1}=i_{Dif.} \times i_{sr} \times i_{Dişli 1} = \frac{n_{giriş}}{n_{çıkış 1}} = \frac{6100}{153,1} = 39,482$$

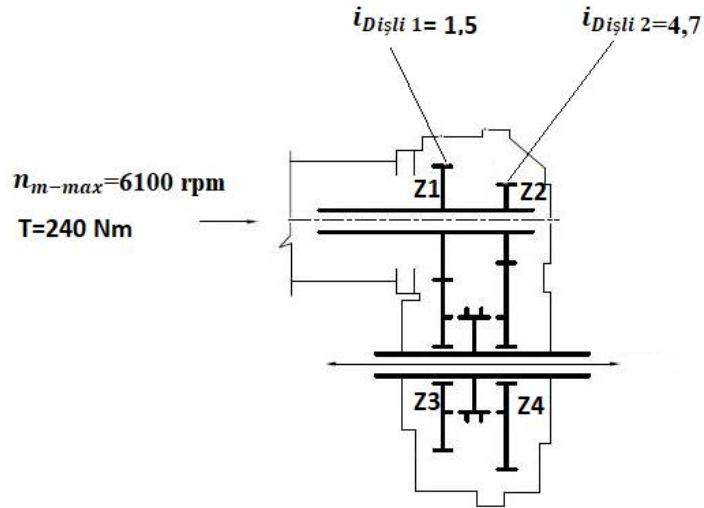
$i_{Dişli 1}=1,5$ alınır.

$$i_{Top.2}=i_{Dif.} \times i_{sr} \times i_{Dişli 2} = \frac{n_{giriş}}{n_{çıkış 1}} = \frac{6100}{49} = 123,23$$

$i_{Dişli 2}=4,7$ alınır.

Giriş Momenti

Hidrostatik devrede ki hidromotorun verebileceği maksimum moment 180 Nm dir.Belli bir oranda emniyet katsayısı alınarak giriş momenti 240 Nm alınır. Bu çalışmada hesaplamalarda kullanılacak moment değeri 240 Nm alınmıştır.



Şekil 4.7 : Transfer kutusu ön tasarımı.

4.9. TRANSFER KUTUSU ELEMANLARININ TASARIM HESAPLAMALARI

4.9.1. Dişli Modül Hesaplamaları

Dişlilerin yüzey sertliği $HB \leq 350$ HB olan dişli çarklarda, genellikle yorulma aşınması (pitting) meydana gelir. Bundan dolayı bu dişli çarklar yüzey basıncına göre boyutlandırılır ve mukavemet bakımından kontrol edilir.

Yüzey sertliği $HB > 350$ HB olan dişli çarklarda, kırılma olayı ön plana geçer Dolayısıyla bu dişlilerin boyutlandırılması mukavemet ve kontrol hesabı yüzey basıncına göre yapılır.

Birinci Kademe Dişlileri İçin Modül Hesaplaması:

Dişli Malzemesi: 16MnCr5 (60 HRC-620 HB)

Sürekli mukavemet sınırı (σ_{GD}) = 860 N/mm²

Yüzey Basınç Sınırı (P_{HD}) = 1470 N/mm²

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2xM_b}{\Psi_d x Z_1^2 x \sigma_{em}^*} x K_f x K_o x K_v x K_m}$$

$\sigma_{GD} = \sigma_D / 0.7$ alınabilir.

$$\sigma_{em}^* = \sigma_D / S = 860 \times 0,7 / 1,2 = 501,66 \text{ N/mm}^2$$

Burulma momenti (M_b) = 240000 Nmm

Genişlik faktörü (Ψ_d) = 0,5

Diş sayısı (Z_1) = 20

Form faktörü (K_f) = 2,91

Hız faktörü (K_v) = 1,3

Yük Dağılım faktörü (K_m) = 1,06

Çalışma faktörü (K_o) = 1,5

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2x240000}{0,5 x 20^2 x 501,66} x 2,91 x 1,5 x 1,3 x 1,06}$$

$$m \geq 3,065 \text{ mm}$$

Dişli Modül Kontrolü:

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times M_b}{\Psi_d \times Z_1^3 \times P_{em}^2} \times K_o \times K_v \times K_m \times K_E^2 \times K_a^2 \times K_i^2}$$

$$P_{HDC} = P_{HD} \times K_L \times K_Y \times K_{bp} \times K_{CHB} \times K_R$$

(P_{HD} = Deney çubuğunun yüzey basıncı mukavemet sınırı.)

(P_{HDC} = Dişli çarkların yüzey basıncı mukavemet sınırı.)

Ömür faktörü (K_L) = 1.35

Yağlama Faktörü (K_Y) = 1

Boyut Faktörü (K_{bp}) = 1

Karşı dişlinin sertlik faktörü (K_{CHB}) = 1

Güvenilirlik Faktörü (K_R) = 0,96

$$P_{HDC} = 1470 \times 1,35 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1 \times 0,96 = 1905 \text{ N/mm}^2$$

$$P_{em} = P_{HDC} / S = 1587,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Malzeme Faktörü } (K_E) = 257,20 \sqrt{\frac{N}{mm}^2}$$

Yuvarlanma Faktörü (K_a) = 1,76

Çevrim Oranı Faktörü (K_i) = 1,1

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 240000}{0,5 \times 20^3 \times 1587,5^2} \times 1,5 \times 1,3 \times 1,06 \times 257,2^2 \times 1,76^2 \times 1,1^2}$$

$$m \geq 2,90 \text{ mm}$$

modül standart tablodan 3,5 mm seçilir.

İkinci Kademe Dişlileri Modül Hesaplaması

Z1 ve Z3 Dişlileri boyutlandırıldıktan sonra oluşan eksenler arası mesafe referans alınarak yapılan ön hesaplamalar sonucu modül = 3 ön görülmüştür.

İ2 nin 1,5 olmasından dolayı

$$399 / 2,5 = 159,6 \text{ mm}$$

Z2 = 53 Z4 = 80 bulunur. Bu hesaplamaların kontrolü yapılır.

Dişli Mukavemet Hesabı:

Dişli Malzemesi: 16MnCr5 (60 HRC-620 HB)

Sürekli mukavemet sınırı (σ_{GD}) = 860 N/mm²

Yüzey Basınç Sınırı (P_{HD}) = 1470 N/mm²

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2xM_b}{\Psi_d x Z_1^2 x \sigma_{em}^*} x K_f x K_o x K_v x K_m}$$

$\sigma_{GD} = \sigma_D/0.7$ alınabilir.

$$\sigma_{em}^* = \sigma_D/S = 860 \times 0,7/1,2 = 501,66 \text{ N/mm}^2$$

Burulma momenti (M_b) = 240000 Nmm

Genişlik faktörü (Ψ_d) = 0,25

Diş sayısı (Z_1) = 53

Form faktörü (K_f) = 2,37

Hız faktörü (K_v) = 1,3

Yük Dağılım faktörü (K_m) = 1

Çalışma faktörü (K_o) = 1,5

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2x240000}{0,25 x 53^2 x 501,66} x 2,37 x 1,5 x 1,3 x 1}$$

$m \geq 1,84 \text{ mm}$

Dişli Modül Kontrolü

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2xM_b}{\Psi_d x Z_1^3 x P_{em}^2} x K_o x K_v x K_m x K_E^2 x K_d^2 x K_i^2}$$

$$P_{HDC} = P_{HD} x K_L x K_Y x K_{bp} x K_{CHB} x K_R$$

(P_{HD} = Deney çubuğunun yüzey basıncı mukavemet sınırı.)

(P_{HDC} = Dişli çarkların yüzey basıncı mukavemet sınırı.)

Ömür faktörü (K_L) = 1.35

Yağlama Faktörü (K_Y) = 1

Boyut Faktörü (K_{bp}) = 1

Karşı dişlinin sertlik faktörü (K_{CHB}) = 1

Güvenilirlik Faktörü (K_R) = 0,96

$$P_{HDc}=1470 \times 1,35 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1 \times 0,96 = 1905 \text{ N/mm}^2$$

$$P_{em}^2 = P_{HDc} / S = 1587,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Malzeme Faktörü } (K_E) = 257,20 \sqrt{\frac{N}{\text{mm}^2}}$$

$$\text{Yuvarlanma Faktörü } (K_a) = 1,76$$

$$\text{Çevrim Oranı Faktörü } (K_f) = 1,3$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 240000}{0,25 \times 53^3 \times 1587,5^2} \times 1,5 \times 1,3 \times 1 \times (257,2)^2 \times (1,76)^2 \times (1,3)^2}$$

$$m \geq 1,51 \text{ mm}$$

Modül = 3 mm uygundur.

4.9.2. Dişli Boyutlandırması

Yuvarlanma Dairesi Yarıçapı (d)	$d = z \cdot m$
Modül (m)	$m = \frac{d}{z} = \frac{t}{\pi}$
Diş Sayısı (z)	$z = \frac{d}{m}$
Adım (t)	$t = \pi \cdot m$
Baş Dairesi Çapı (d_b)	$d_b = d + 2 \cdot h_1$
Taban Dairesi Çapı (d_{ta})	$d_{ta} = d + 2,5 \cdot m$
Kavrama Açısı (α)	$\alpha = 20^\circ$
Baş Yüksekliği (h_1)	$h_1 = m$
Diş Yüksekliği (h)	$h = 2,25 \cdot m$
Taban Derinliği (h_2)	$h_2 = 1,25 \cdot m$

Tablo 4.4 : Dişli boyutlandırma tablosu.

Dişli Boyutlandırması				
	Z1	Z2	Z3	Z4
Yuvarlanma Dairesi Yarıçapı (mm)	70	159	329	240
Modül (mm)	3,5	3	3,5	3
Diş Sayısı	20	53	94	80
Adım (mm)	10,99	9,42	10,99	9,42
Baş Dairesi Çapı (mm)	77	165	336	246
Taban Dairesi Çapı (mm)	61,25	151,5	320,25	232,5
Kavrama Açısı(Derece)	20°	20°	20°	20°

Baş Yüksekliği (mm)	3,5	3	3,5	3
Diş Yüksekliği (mm)	7,875	6,75	7,875	6,75
Taban Derinliği (mm)	4,375	3,75	4,375	3,75

4.9.3. Mil Mukavemet Hesaplaması Ve Boyutlandırılmaları

4.9.3.1 Moment Giriş Mili, Mil Çapı Ve Mukavemet Hesabı

Transfer kutusunun 1.milindeki dişliler düz dişlilerdir. Düz dişlilere mile, teğetsel kuvvetler ve radyal kuvvetler etki eder. Teğetsel kuvveti aşağıdaki formüldeki gibi tork ve dişli çapı yardımıyla hesaplanır.

Z1 dişlisi yük durumunda iken;

$$T = F_t \times \frac{d_d}{2}$$

$$F_t = 6857 \text{ N}$$

Radyal kuvvet ise teğetsel kuvvet ile ;

$$F_r = F_t \times \tan \alpha = 2495,7 \text{ N}$$

Olarak hesaplanır.

Mil çapını hesaplamak için mile gelen en yüksek moment değeri bulunmalıdır. En yüksek moment değeri hesabı için mile uygulanan radyal ve teğetsel kuvvetler kullanılarak yatay ve düşey moment diyagramları oluşturulur.

Düşey düzlem moment diyagramı, dişlilere uygulanan radyal kuvvetle, yataklara gelen kuvvetler hesaplanarak, düşey düzlemdeki en yüksek momentin hangi noktaya geldiği hesaplanır.

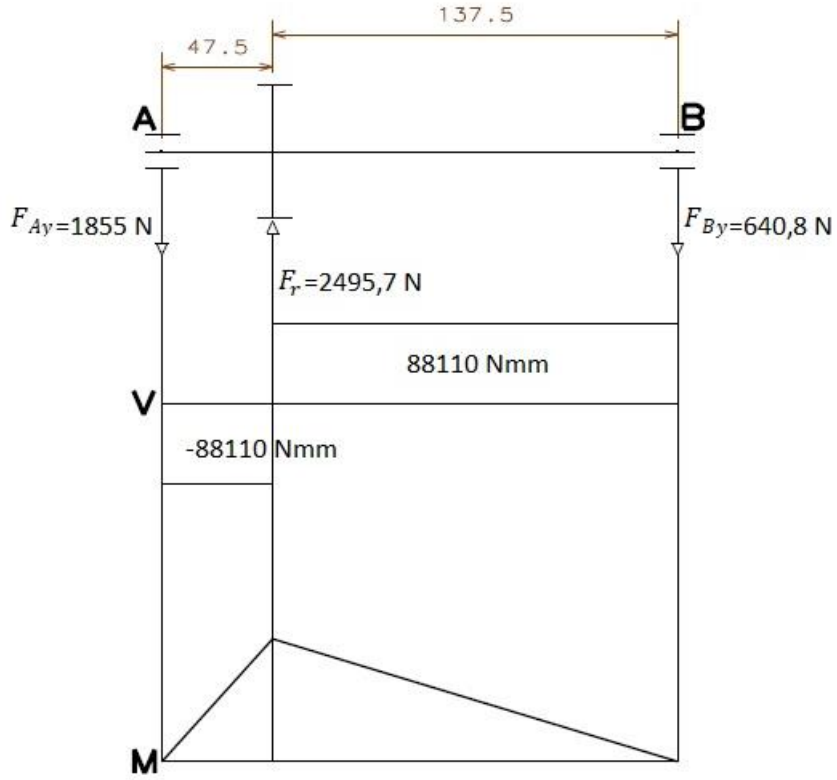
A ve B yataklarına gelen kuvvetler toplam moment formülü ile hesaplanır. A noktasına göre toplam moment alınır;

$$\sum M_A = 2495,7 \text{ N} \times 47,5 \text{ mm} - F_{By} \times 185 \text{ mm}$$

$$F_{By} = 640,8 \text{ N}$$

$$F_{Ay} = 1855 \text{ N} \text{ bulunur.}$$

Bu kuvvetlerin neden olduğu düşey düzlemde ki eğilme ve kesme momenti diyagramı çıkartılır.



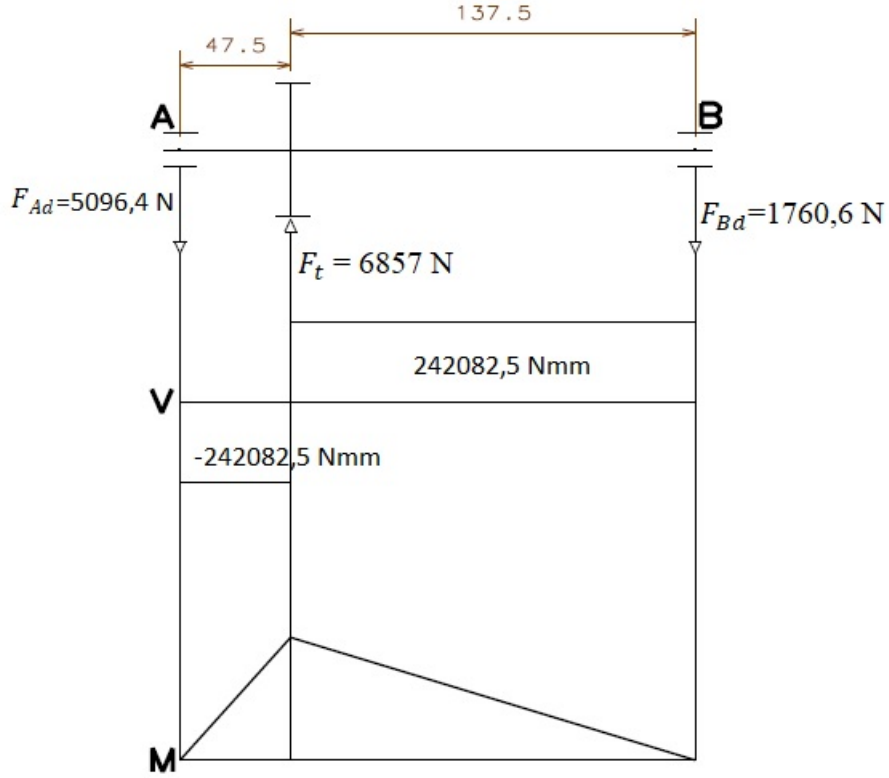
Şekil 4.8 : Düşey düzlem kesme kuvveti ve eğilme momenti diyagramı.

Yatay düzlemdeki maksimum momentin etki ettiği noktayı bulmak için teğetsel kuvvet yardımıyla, A ve B yataklarına etki eden kuvvetler bulunur ve bu kuvvetler yardımı ile yatay düzlemdeki maksimum momentin etki ettiği nokta ve değeri hesaplanır.

$$\sum M_A = 6857 \text{ N} \times 47,5 \text{ mm} - F_{Bd} \times 185 \text{ mm}$$

$$F_{Bd} = 1760,6 \text{ N}$$

$$F_{Ad} = 5096,4 \text{ N} \text{ bulunur.}$$



Şekil 4.9 : Yatay düzlem kesme kuvveti ve eğilme momenti diyagramı.

En yüksek moment değerini bulmak için yatay ve düşey düzlemdeki moment kuvveti değerlerinin bileşkesi alınır.

$$M_{max} = \sqrt{(88110)^2 + (242080)^2} = 257616,2 \text{ Nmm}$$

Z_3 dişlisi yük durumunda iken;

Z_3 dişlisi gücü aktarıırken teğetsel kuvvet ve radyal kuvvetin mil üzerinde oluşturduğu moment değerleri bulunur.

$$F_r = F_t \times \tan \alpha$$

$$T = F_t \times \frac{d_d}{2}$$

$$F_t = 3018,8 \text{ N}$$

$$F_r = 1098,75 \text{ N}$$

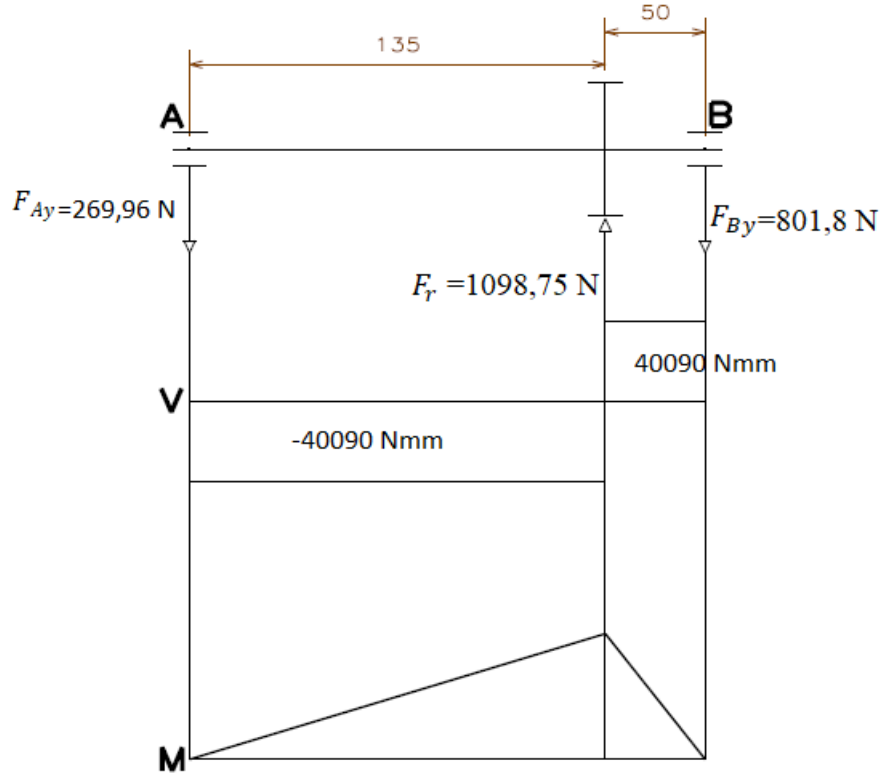
A ve B yataklarına gelen kuvvetler toplam moment formülü ile hesaplanır. A noktasına göre toplam moment alınır;

$$\sum M_A = 1098,75 \text{ N} \times 135 \text{ mm} - F_{By} \times 185 \text{ mm}$$

$$F_{By} = 801,8 \text{ N}$$

$$F_{Ay} = 269,96 \text{ N} \text{ bulunur.}$$

Bu kuvvetlerin neden olduğu düşey düzlemde ki eğilme ve kesme momenti diyagramı çıkartılır.



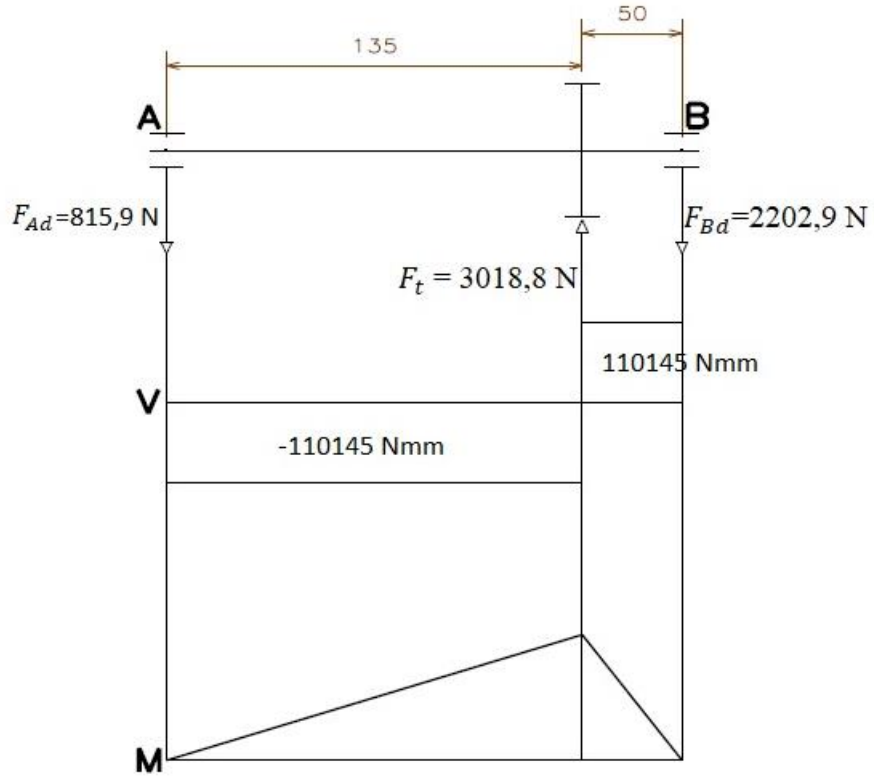
Şekil 4.10 : Düşey düzlem kesme kuvveti ve eğilme momenti diyagramı.

Teğetsel kuvvet yardımıyla düşey düzlemdeki moment diyagramı oluşturulur. Öncesinde A ve B yataklarına gelen düşey kuvvetler toplam moment formülü ile hesaplanır.

$$\sum M_A = 3018,8 \text{ N} \times 135 \text{ mm} - F_{Bd} \times 185 \text{ mm}$$

$$F_{Bd} = 2202,9 \text{ N}$$

$$F_{Ad} = 815,9 \text{ N} \text{ bulunur}$$



Şekil 4.11 : Yatay düzlem kesme kuvveti ve eğilme momenti diyagramı.

$$M_{max} = \sqrt{(110145,4)^2 + (40090)^2} = 117214,4 \text{ Nmm}$$

Çap Hesabı Z1 in uyguladığı momente göre yapılır.

Kamalı, Burulma ve Eğilmeye maruz kalan milin çap hesabı;

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times \tau_{ak} \times 0,18 \times 0,75} \times \sqrt{M_e^2 + M_b^2}}$$

$$\tau_{ak} = 590 \text{ Mpa}$$

$$d = 28,23 \text{ mm}$$

Çap 35 mm alınır.

4.9.3.2. Moment Çıkış Mili, Mil Çapı Ve Mukavemet Hesapları

2. Mil yani güç çıkış mili tasarım olarak 1. Mil yani giriş mili ile aynı ölçüdedir. (185mm)

Aynı noktadan aynı kuvvetlere maruz kalmaktadır.

Dolayısıyla mil üzerinde meydana gelecek maksimum kesme kuvveti ve eğilme momenti değerleri eşittir.

$$M_{max} = \sqrt{(110145,4)^2 + (40090)^2} = 117214,4 \text{ Nmm}$$

Maksimum burulma momenti değeri ise giriş milinden gelen 240 Nm lik momentin 4,7 redüksiyon oranı ile 2. Mile aktarıldığı an da 2. Milde meydana gelir.

$$M_b = 240000 \times 4,7 = 1\,280\,000 \text{ Nmm}$$

Bu değerlerle II. Milin çap hesabı;

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times \tau_{ak} \times 0,18 \times 0,75} \times \sqrt{M_e^2 + M_b^2}} = 38,55 \text{ mm}$$

Ø40 mm seçilir.

4.9.4. Rulman Yataklarının Hesaplaması

Rulmanların seçimi, millere gelen kuvvetlerin büyüklüğü ve türüne ve mil çapına göre seçilir. Düz dişliler de yatay ve düşey yükler vardır. Eksenel yük yoktur. Bu yüklerin bileşkesi alınarak yataklara binen yük hesaplanır.

A ve C yatağının ömür hesabı ve seçimi;

Z₁ dişlisi devrede iken;

$$F_{Ay} = 1855 \text{ N}$$

$$F_{Ad} = 5096,4 \text{ N}$$

$$P = \sqrt{F_{ad}^2 + F_{ay}^2} = 5423,5 \text{ N}$$

Z₃ dişlisi devrede iken;

$$F_{Ay} = 269,96 \text{ N}$$

$$F_{Ad} = 815,9 \text{ N}$$

$$P = \sqrt{F_{ad}^2 + F_{ay}^2} = 859,4 \text{ N}$$

A yatağı hesabı 1. Dişli durumuna göre yapılır.

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^m$$

L= Çalışma ömrü günde 6 saat, 10 yıl ve ortalama 3000 devir üzerinde yapılarak;

$$L = 6 \times 365 \times 10 \times 3000 \times 60 = 3942 \text{ Milyon devir olur.}$$

$$3942 = \left(\frac{C}{5423,5} \right)^3 \quad (11)$$

$$C=85,674 \text{ kN}$$

Çap ve dinamik yük taşıma kapasitesi hesabından uygun bilyalı rulman seçilir. SKF bilyalı rulman kataloğunda bu çapta 85,674 kN'luk yükü kaldıracak rulman olmadığı için silindirik makaralı rulman kataloğundan rulman seçilir. Bu seçimi yapmadan önce silindirik makaralı rulman hesabı farklı olduğundan hesaplama tekrar yapılır.

$$3942 = \left(\frac{C}{5423,5} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$C=65,174 \text{ kN}$$

A yatağı için SKF NU 2307

C yatağı için SKF NU 308 Seçilir.

B ve D yatağının ömür hesabı ve seçimi;

Z_1 devrede iken;

$$F_{By}=640,8 \quad 410624,64$$

$$F_{Bd}=1760,6 \text{ N}$$

$$P = \sqrt{F_{ad}^2 + F_{ay}^2} = 1873,6 \text{ N}$$

Z_3 devrede iken;

$$F_{By}=801,8 \text{ N}$$

$$F_{Bd}=2202,9 \text{ N}$$

$$P = \sqrt{F_{ad}^2 + F_{ay}^2} = 2344,3 \text{ N}$$

B yatağı hesabı 3.Dişli durumuna göre yapılır.

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^m$$

L= Çalışma ömrü günde 6 saat,10 yıl ve ortalama 3000 devir üzerinde yapılarak;

$$L=6 \times 365 \times 10 \times 3000 \times 60 = 3942 \text{ Milyon devir olur.}$$

$$3942 = \left(\frac{C}{2344,3} \right)^3$$

$$C=37,033 \text{ kN}$$

A ve C yatakları için seçilen rulmanlar bu yataklar içinde uygundur.

İğne Rulman Hesabı ve seçimi;

Ağır yük durumunda rulmanlar üzerine diğli tarafından etkiyen kuvvetler;

$$F_t = 6857 \text{ N}$$

$$F_r = 2495,7 \text{ N}$$

$$P = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = 7297 \text{ N}$$

$$3942 = \left(\frac{C}{7297} \right)^3$$

$$C = 115,27 \text{ kN}$$

İğne rulmanlar bu yükü statik durumda taşıdıkları için C statik referans alınarak SKF K45X53X20 İğne rulmanı seçilir.

4.9.5. Kama Hesabı Ve Seçimi

Kama seçiminde, kamanın en ve yüksekliği mil çapına bağlı olarak katalogdan seçilir. Kama boyu ise kesme kuvveti ve eğilme kuvveti hesabı yardımıyla bulunarak, en yüksek değer standart katalog boylarından seçilir.

Mil çapı 40 mm için Tablo 3.13'den , kama genişliği $b=12$ mm, kama yüksekliği $h=8$ mm seçilir.

$$\tau = \frac{F}{b.L}$$

$$M_b = F_t \times \frac{d}{2} \text{ ise } F = 2 \times 160 / 35 = 9143 \text{ N}$$

Tablo 3.12'den St37 malzemesi mekanik özellikleri okunur.

$$\sigma_{Ak} = 240 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{Ak} = 140 \text{ N/mm}^2$$

Emniyet katsayısı $S=2$ alınır.

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{Ak}}{S} = 120 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{em} = \frac{\tau_{Ak}}{S} = 70 \text{ N/mm}^2$$

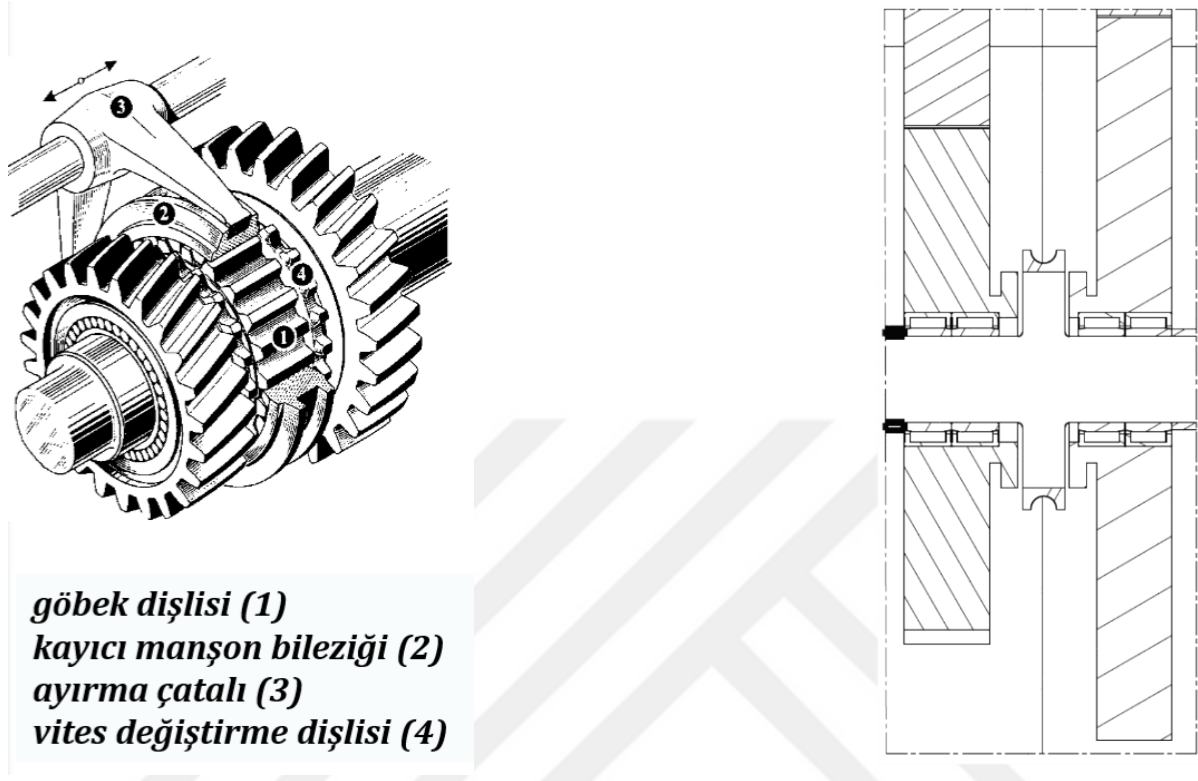
$\tau = \frac{F}{b.L}$ ve $\sigma = \frac{F}{\frac{a}{2} \times L}$ formülünden kritik boy hesaplanır.

$$70 = \frac{9143}{10.L} = 13,1 \text{ mm}$$

$$\sigma = \frac{F}{\frac{a}{2} \times L} = L = \frac{9143}{480} = 19,1 \text{ mm}$$

Standart kama tablosundan (Tablo 3.12) 12x8x30 ölçülü kama seçilir.

4.9.6. Çıkış Mili Üzerinde Senkromeç Sistemi Tasarımı



Şekil 4.12 : Senkromeç sistemi [20].

Yukarıda ki şekilde 1 numaralı mil üzerine açılan DIN 5471 standartlarına göre kama dişlerinin üzerinde kayan iç dişli sistem, dişli çarkların ön dişlilerinde hareket ederek dişlileri devreye alır. Bu sistem kurt ağızlı senkromeç sistemi olarak geçmektedir.

Mil üzerine açılan kama kanalı ölçüleri DIN 5471 tablosundan mil çapı ve dişli çapları göz önünde bulundurularak tablo 3.11'den seçilir.

Aynı ölçülerde dişler, dişli çarkların ön dişlerine açılır. Burada bu diş profilinin yüklenen kuvveti taşıyabileceği kritik diş genişliği hesaplanır ve bu diş genişliğinden büyük genişlikte parçalar tasarlanır.

Yukarıdaki tasarımda kurt ağızlı dişli çapı Tablo 3.11'den Ø82 mm seçilmiştir.

Bu çaptaki kritik dişli genişliği hesabı denklem 3.23 ile yapılır;

$$\frac{2 \cdot c_B \cdot M_t}{0,75 \cdot d \cdot h' \cdot L \cdot i} \leq P_{em}$$

c_B = İşletme Katsayısı (Ek 2'den okunur.) 2 alınır.

$$P_{em} = \frac{1470}{1,5} = 980 \text{ N/mm}^2$$

$$d_{ort}=77 \text{ mm}$$

$$i=10$$

Formülden L çekilerek;

$$L = \frac{2 \cdot c_B \cdot M_t}{0,75 \cdot d \cdot h' \cdot P_{em} \cdot i} = \frac{2 \times 2 \times 1128000}{0,75 \times 77 \times 4 \times 980 \times 10} = 1,99 \text{ mm çıkar.}$$

Yani senkromeç dişlisi olarak kullanacağımız tasarım ölçülerinde minimum dişli genişliği 1,99 mm olması gerekmektedir. (Tasarımda 6 mm alındı.)

4.10. TRANSFER KUTUSU ELEMANLARININ STATİK ANALİZİ

Hesaplamaları yapılan dişli kutusu parçalarının, üzerinde meydana gelen deformasyonları ve maksimum gerilme alanlarını görmek maksadı ile bir sonlu elemanlar yazılımı olan Ansys de statik yapısal analizi yapıldı .Bu analiz, bu çalışmada dişli kutusunun her bir ana komponenti için gerçekleştirildi. Bu komponentler;

- 1.)Moment Giriş Mili
- 2.)Moment Çıkış Mili
- 3.)1.Kademe Dişli Çifti
- 4.)2.Kademe Dişli Çifti
- 5.)Dişli Kutusu Gövdesidir.

4.10.1. Moment Giriş Mili Analizi Ve Analiz Adımları

İlk analizde Ansys üzerinde gerçekleştirilen adımlar aşağıda ki gibi detaylı olarak verilmiştir. Bu analizde izlenen adımlar 3.2.6 nolu bölümde ki açıklamalar doğrultusunda gerçekleştirildi.

4.10.1.1. Malzeme Özelliklerinin Girilmesi

Statik analiz için malzemenin;

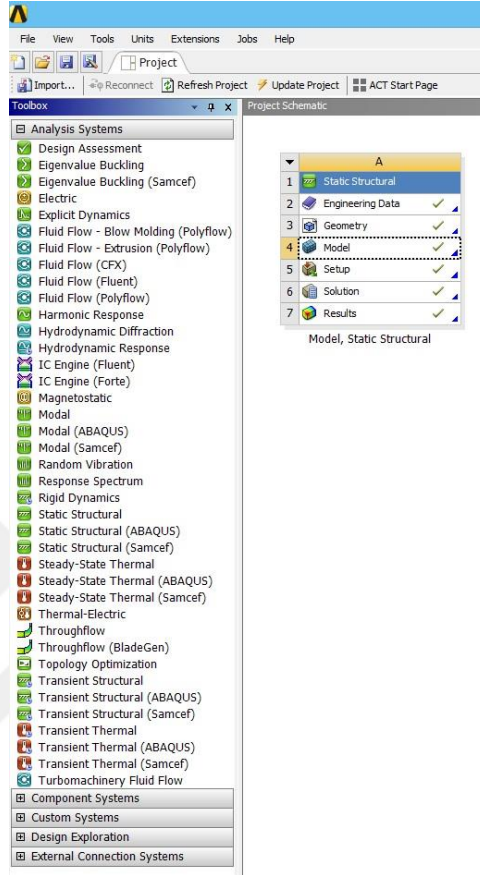
Akma gerilmesi,

Kopma gerilmesi,

Yoğunluğu,

Poisson oranı değerlerinin tanımlanması gerekmektedir. Ansys programında ‘*Static Structural*’ analiz modülü seçildikten sonra ürün ağacı içerisinde ki ilk sırada bulunan ‘*Engineering Data*’ sekmesine girilir. Bu sekme de yeni bir malzeme oluşturulup yukarıda sayılan malzeme

mekanik özellikleri tanımlanır. Tanımlama işlemi bittikten sonra bu arayüz kapatılarak ana ekrana geçilir.(16MnCr5 Mekanik Özellikleri Ek 1 de verilmiştir.)



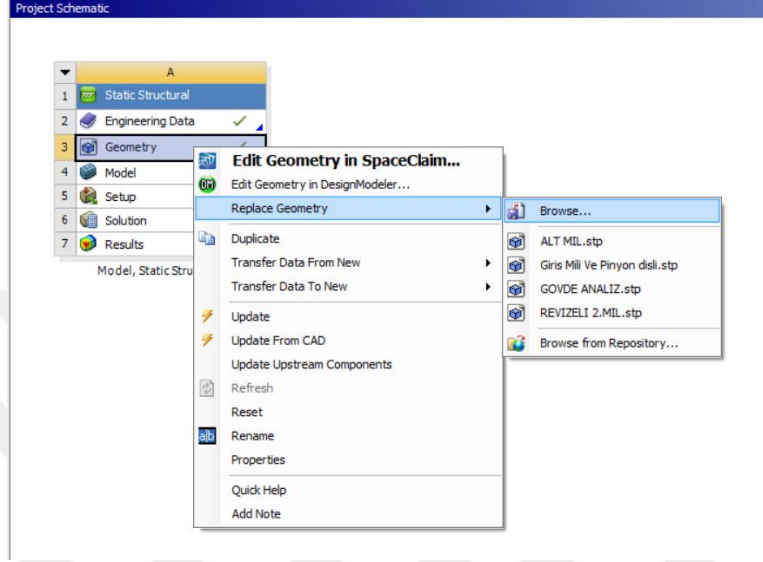
Şekil 4.13 : Ansys analiz türü seçimi.

Outline of Schematic A2: Engineering Data			
	A	B	C
1	Contents of Engineering Data		Source
2	Material		
3	Structural Steel		C:\Users\DELL-PC\Desktop
Click here to add a new material			
Properties of Outline Row 3: Structural Steel			
	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Material Field Variables	Table	
3	Density	7850	kg m ⁻³
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
6	Isotropic Elasticity		
7	Derive from	Young's Modulus and Poisson...	
8	Young's Modulus	2E+11	Pa
9	Poisson's Ratio	0,3	
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa
12	Alternating Stress Mean Stress	Tabular	
16	Strain-Life Parameters		
24	Tensile Yield Strength	8,6E+08	Pa
25	Compressive Yield Strength	1,47E+09	Pa
26	Tensile Ultimate Strength	1,72E+09	Pa
27	Compressive Ultimate Strength	0	Pa

Şekil 4.14 : Ansys malzeme özelliklerinin tanımlanması.

4.10.1.2. Geometrinin Tanımlanması

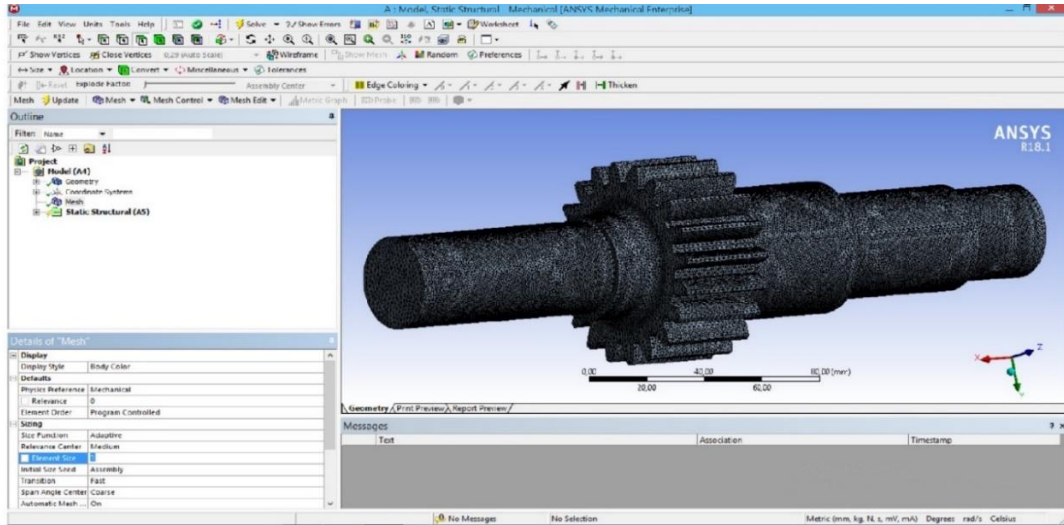
Giriş mili tasarımı rulman, dişli yataklaması ve kama geometrisi referans alınarak Catia'da çizimi gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen bu çizim step uzantısı ile *Geometri>Replace Geometri>Browse* komutları ile bulunduğu dosya içerisinden Ansys arayüzüne aktarılır.



Şekil 4.15 : Hazır datanın Ansys içerisine aktarılması.

4.10.1.3. Sonlu Elemanlara Ayırma

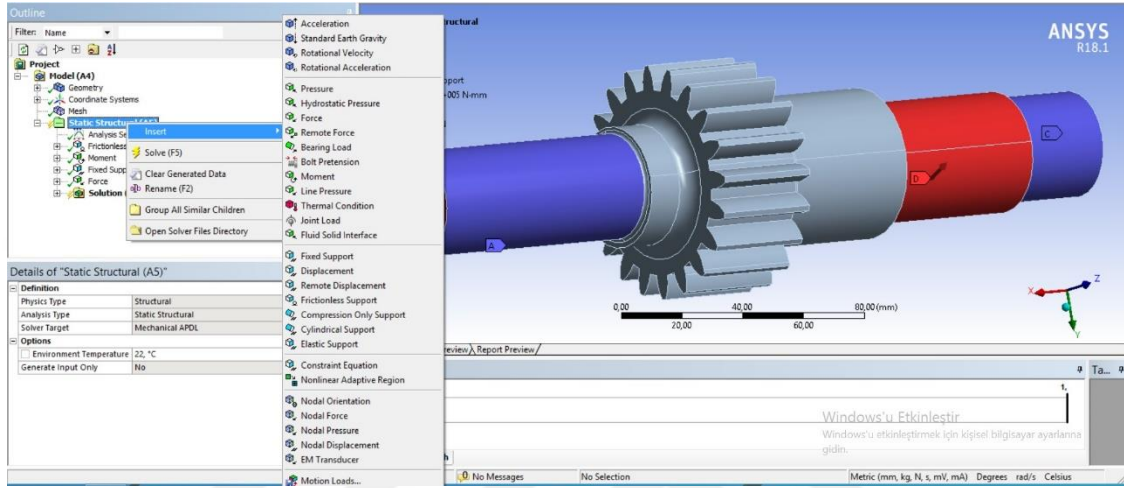
Bu işlemlerden sonra model üzerine çift tıkladığında Şekil 4.16'da ki ekran karşımıza çıkar. Bu ekranda soldaki ürün ağacı üzerinden mesh seçildiğinde sol alt arayüz sunulur. Bu arayüz de sonlu eleman sayısı ve sonlu elemanlara bölme şekilleri seçilir. Ansys içerisinde otomatik meshleme seçeneği kullanılarak parça 1 mm aralıklarla sonlu elemanlara ayrılmıştır.



Şekil 4.16 : Sonlu elemanlara ayrılmış giriş mili.

4.10.1.4. Sınır Koşulların Tanımlanması

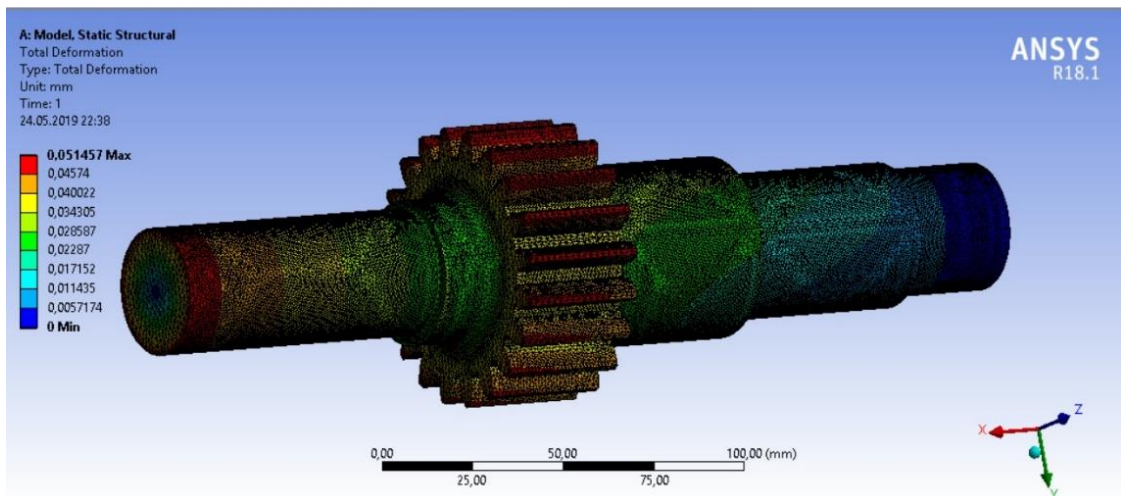
Ürün ağacında bulunan *static structural* sekmesinden parçaya uygulanan maksimum moment değeri 240 Nm milin giriş yüzeyinden uygulanır, Dişli temas halindeyken mile etkiyecek maksimum kesme kuvveti ve eğme kuvveti tanımlanır. Mil parçası bir ucundan sabitlenerek bu moment ve kuvvetlere maruz bırakılır.



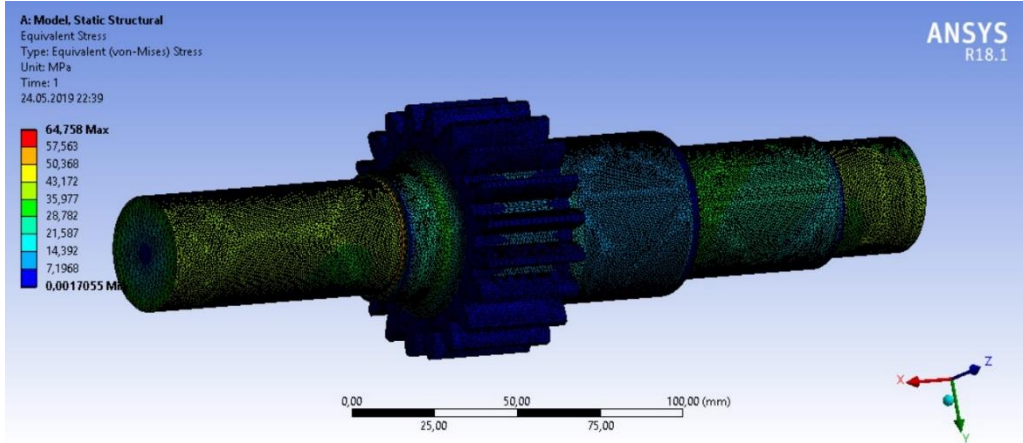
Şekil 4.17 : Giriş milinin sınır şartları.

4.10.1.5. Çözümleme

Bu adımlardan sonra parçanın analizi *solve* komutu ile gerçekleştirilir. 1.Parça olan giriş milinin toplam deformasyon ve gerilme değerleri analiz sonuçları Şekil 4.18 ve Şekil 4.19 da verilmiştir.



Şekil 4.18 : Giriş mili toplam deformasyon.



Şekil 4.19 : Giriş mili maksimum gerilme.

4.10.1.6. Sonuçların Değerlendirilmesi

Sonuçların değerlendirilmesi için öncelikle sonlu eleman sayısının uygunluğu kontrol edilir. Yukarıdaki analizde aşağıda ki sonlu eleman aralıkları bir bir girilerek sonuçların stabil kaldığı değerlerde gerçek sonuçları yansıttığı kabul edilir.

Tablo 4.5 : Sonlu eleman yaklaşımı

Giriş Mili							
Mesh Ölçüsü(mm)	25	20	15	10	5	3	1
Total Deformation(mm)	5,10E-02	0,050992	0,051106	0,051085	0,05132	0,051398	0,051457
Stress Von Misses(Mpa)	58,492	57,675	60,086	57,532	58,729	62	64,758

Bu değerler incelendiğinde malzeme üzerindeki maksimum deformasyon görselde kırmızı ile gösterilen alanlarda 0,05147mm gibi çok küçük bir ölçüdür.

Maksimum gerilme ise mil kalınlık geçişlerinde ki çentik alanlarında 64,758 MPa olarak çıkmıştır. Bu değer akma gerilmesi olan 800 MPa değerlerinin çok çok altında olduğu için tasarım sağlıklı kabul edilir.

4.10.2. Moment Çıkış Mili Analizi

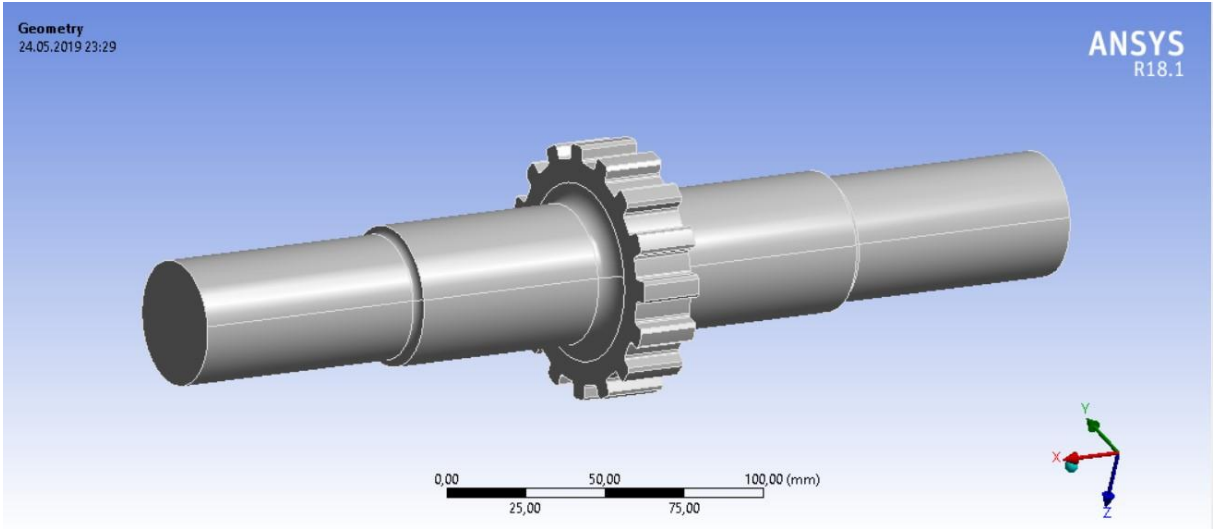
İlk analizde ki adımları birbir bu analizde de aynı sırayla uyguladığımızda çıkan sonuçlar aşağıda ki görsellerde verilmiş ve değerlendirilmesi görsellerin sonunda yapılmıştır. Bundan

sonra ki analizlerde de uygulanan adımlar aynı olduğu için direk sonuçlar paylaşılıp yorumlar sonlarına verildi.

4.10.2.1. Malzeme Özelliklerinin Girilmesi

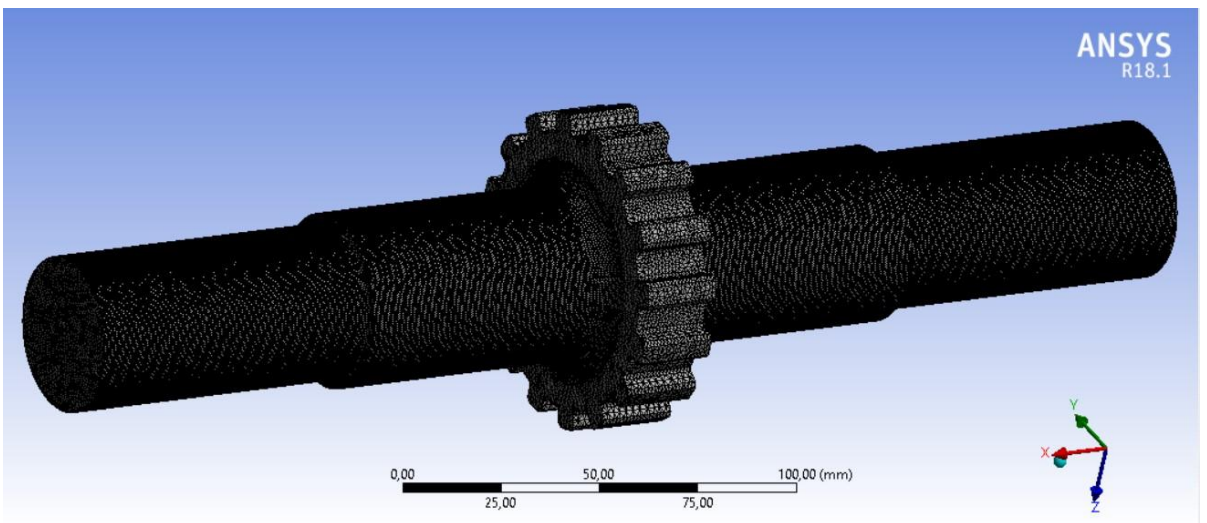
16MnCr5 olan mil malzemesinin akma ve kopma değerleri program arayüzüne girilir.

4.10.2.2. Geometrinin Tanımlanması



Şekil 4.20 : Çıkış mili geometrisi.

4.10.2.3. Sonlu Elemanlara Ayırma



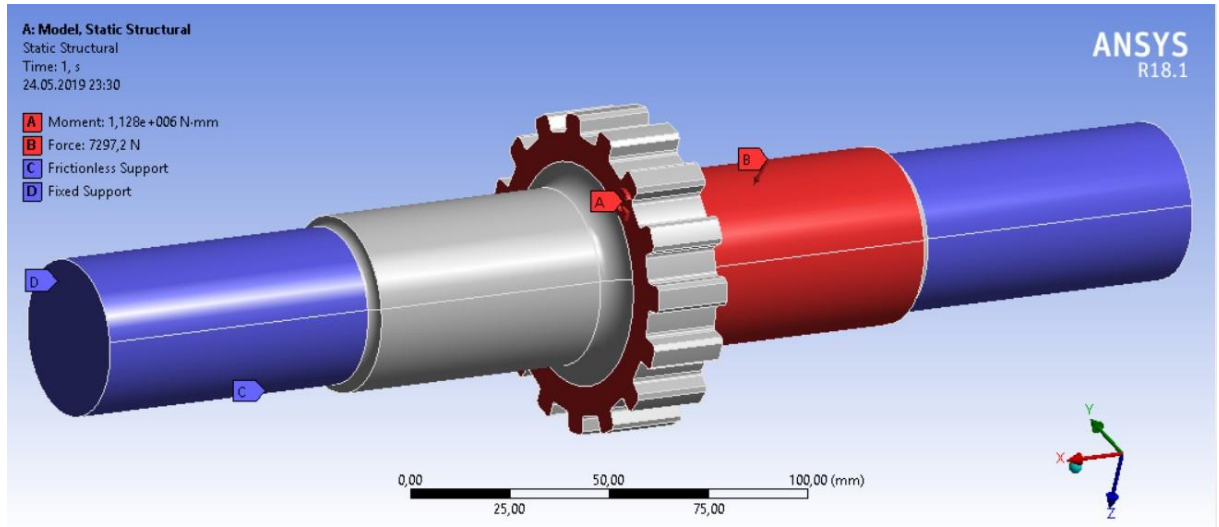
Şekil 4.21 : Sonlu elemanlara ayrılmış çıkış mili.

4.10.2.4. Sınır Koşulların Tanımlanması

Çıkış mili üzerinde ki maksimum moment değeri 1128 Nm dir.

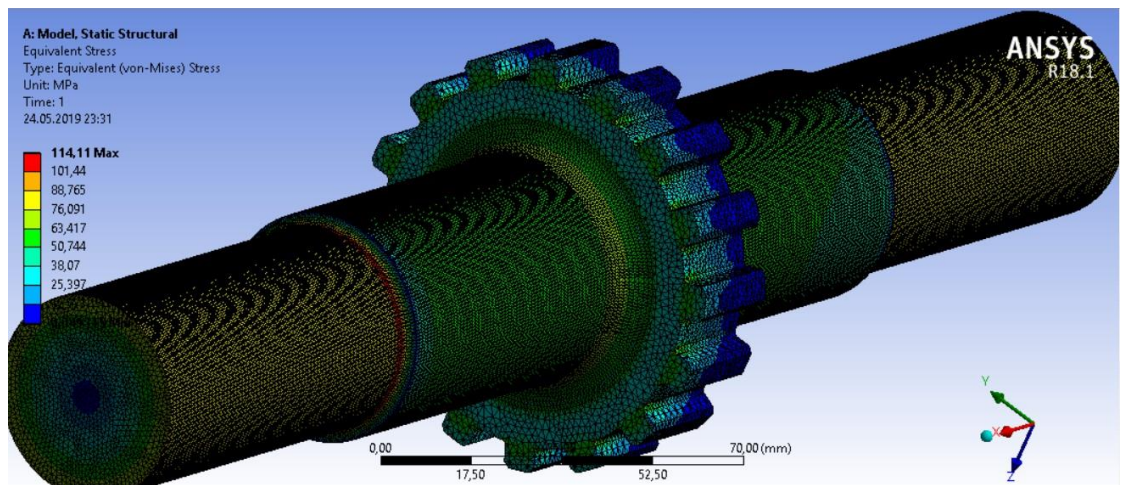
Mil üzerine etkiyen radyal dişli kuvveti=6857 N

Mil üzerine etkiyen teğetsel dişli kuvveti=2495,7 N

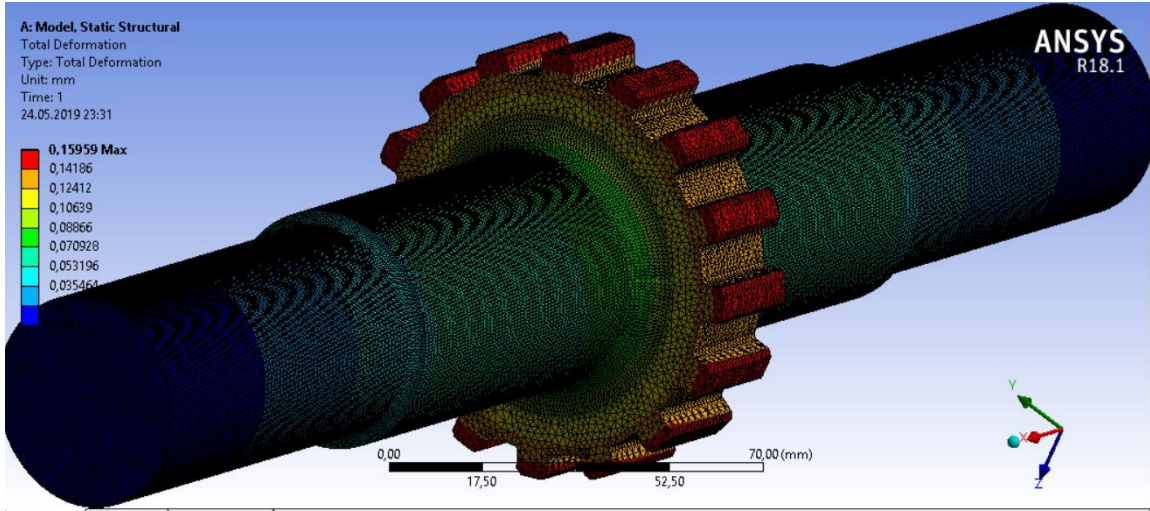


Şekil 4.22 : Çıkış mili sınır şartları.

4.10.2.5. Çözümleme



Şekil 4.23 : Çıkış mili maksimum gerilme.



Şekil 4.24 : Çıkış mili toplam deformasyon.

4.10.2.6. Değerlendirme

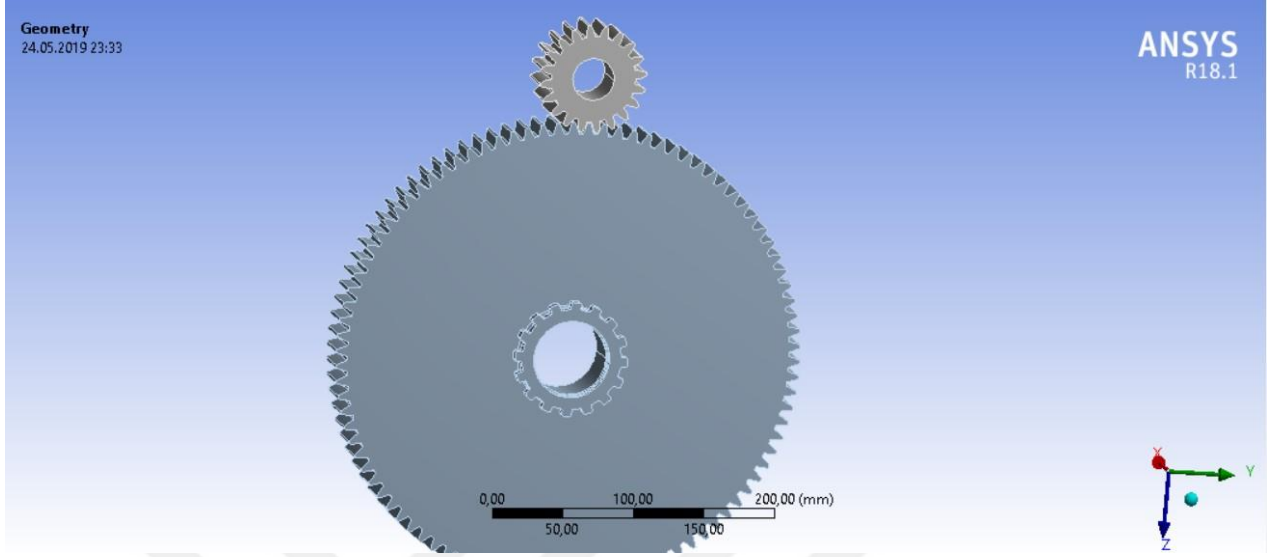
Mil üzerinde meydana gelen maksimum şekil değişimi 0,15959 mm dir. Maksimum gerilme değeri ise mil çap değişimlerinin radius diplerinde 114,11 MPa olarak bulunmuştur. Bu değerler tasarımın sağlıklı olduğunu göstermektedir.

4.10.3. Birinci Kademe Dişli Çifti Analizi

4.10.3.1. Malzeme Özelliklerinin Girilmesi

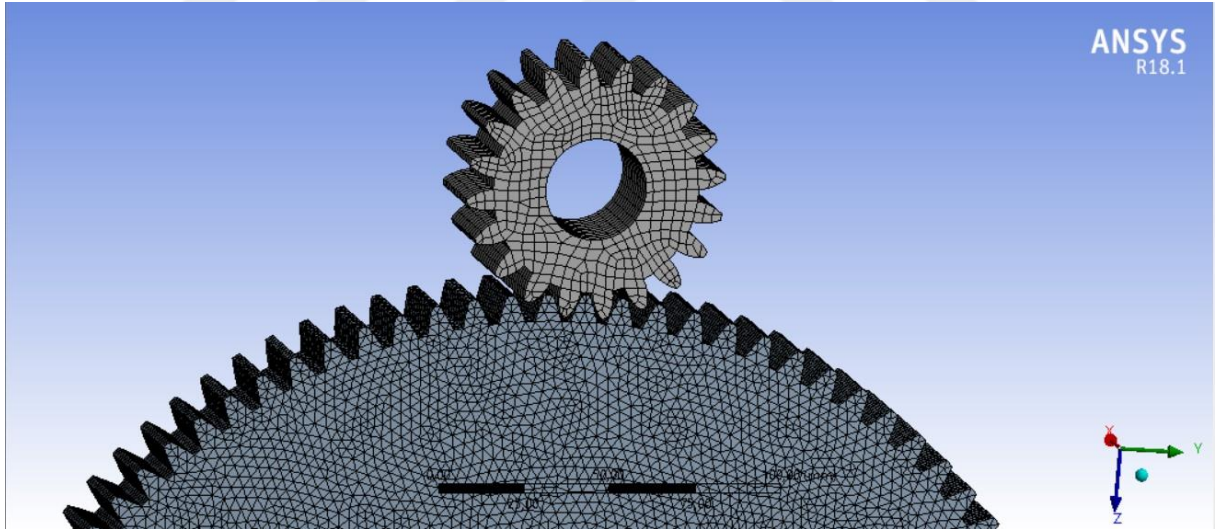
16MnCr5 Malzeme özellikleri Ek 1 deki tablodan referans alınarak ansys arayüzüne girilmiştir.

4.10.3.2. Geometrinin Tanımlanması



Şekil 4.25 : Birinci kademe dişlileri 3D geometrisi.

4.10.3.3. Sonlu Elemanlara Ayırma

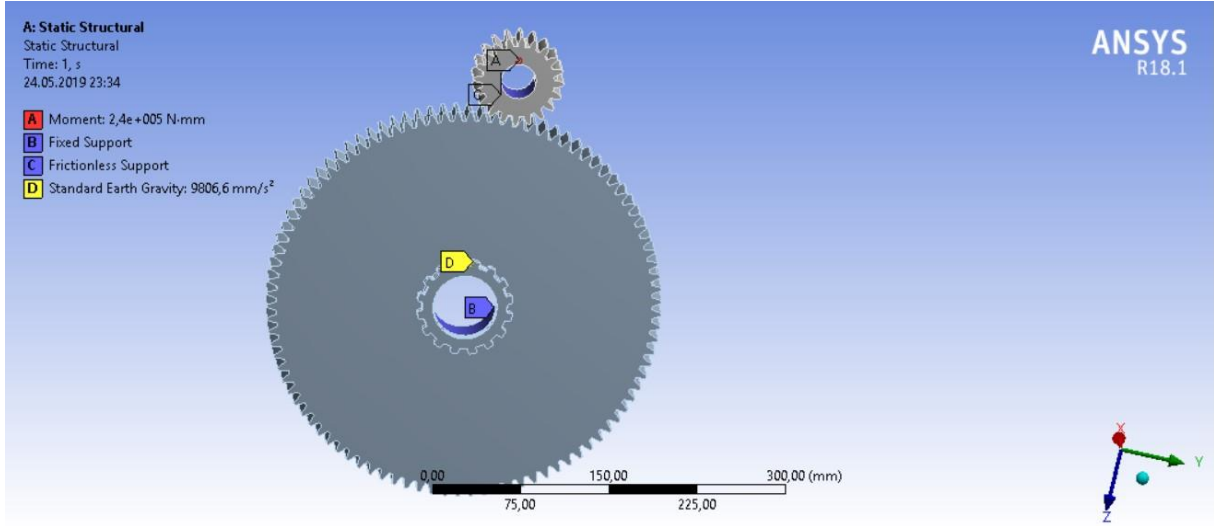


Şekil 4.26 : Sonlu elemanlara ayrılmış birinci kademe dişlileri.

4.10.3.4. Sınır Koşulların Tanımlanması

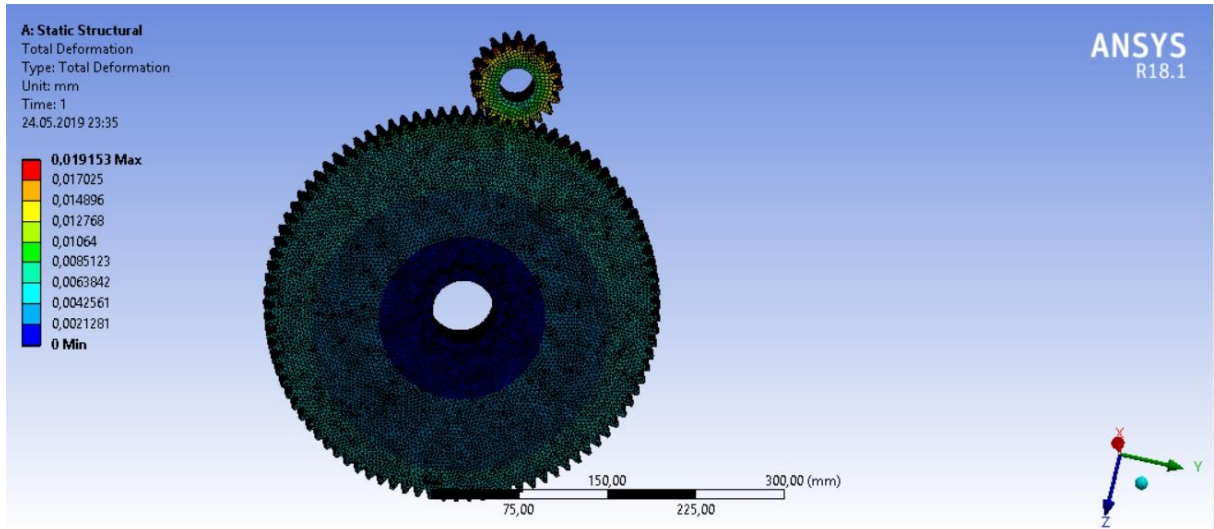
Birbiri ile eş çalışan iki dişli geometrik olarak oluşturulup contact noktaları diş yüzeyleri olarak tanımlanır. Daha sonra pinyon dişli üzerinden uygulanan maksimum dönme momenti 240 Nm

olarak tanımlanır ve merkez noktasından sürtünmesiz destek varmış gibi kendi ekseninde dönmesi sağlanır. Pinyon dişli karşısında çalışan dişli ise göbek noktasından sabit kabul edilir. Bu senaryoda her iki dişlinin 240 Nm momenti aktarırken meydana gelen deformasyon ve maksimum gerilme değerleri sonuç sahnesinde okunur.

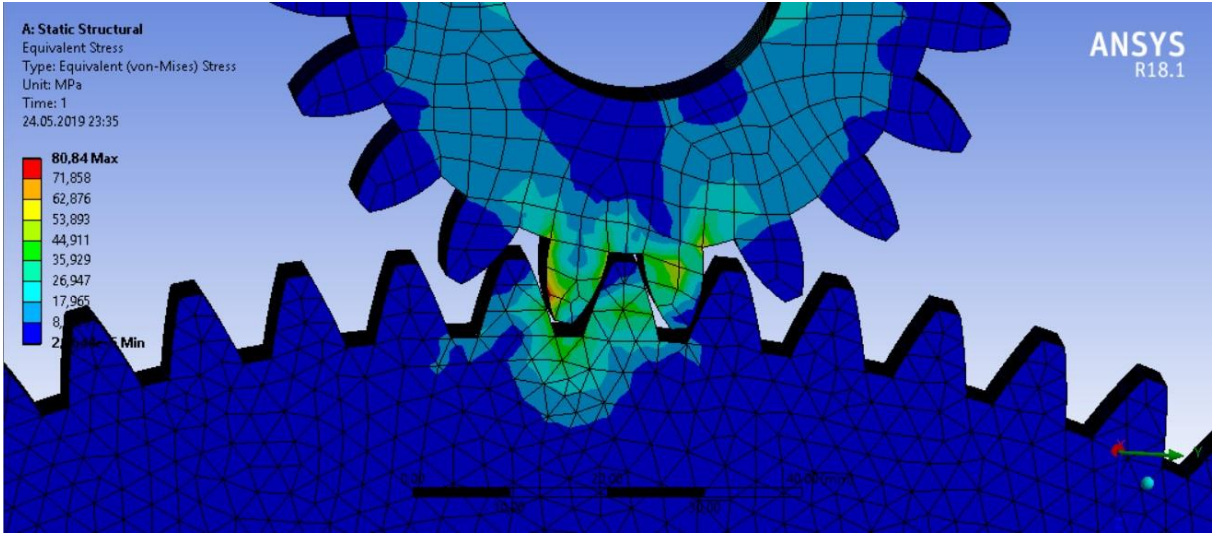


Şekil 4.27 : Birinci kademe dişlileri sınır şartları.

4.10.3.5. Çözümleme



Şekil 4.28 : Birinci kademe dişlileri toplam deformasyon.



Şekil 4.29 : Birinci kademe dişlileri maksimum gerilme.

4.10.3.6. Değerlendirme

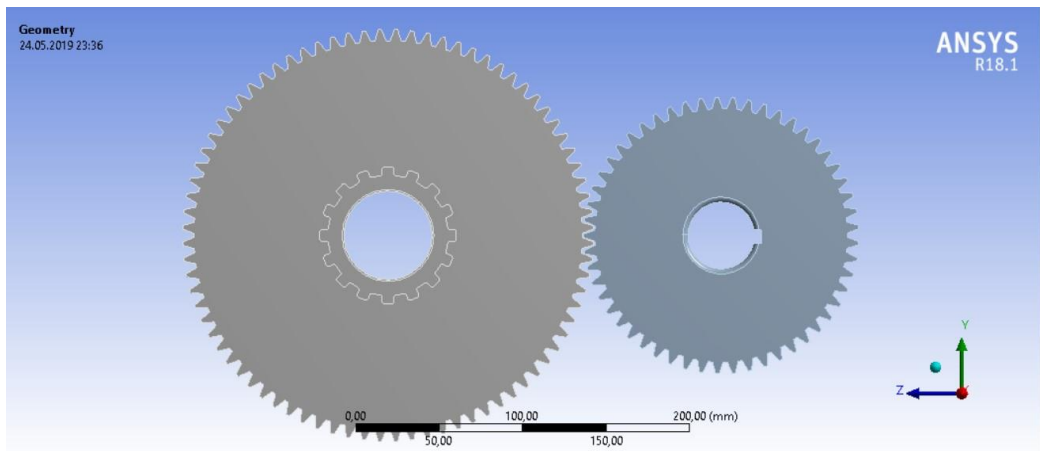
Bu analiz sonucunda çıkan gerilme değeri akma gerilmesinin oldukça altında olduğu için tasarım bu moment değeri için uygundur.

4.10.4. İkinci Kademe Dişli Çifti Analizi

4.10.4.1. Malzeme Özelliklerinin Girilmesi

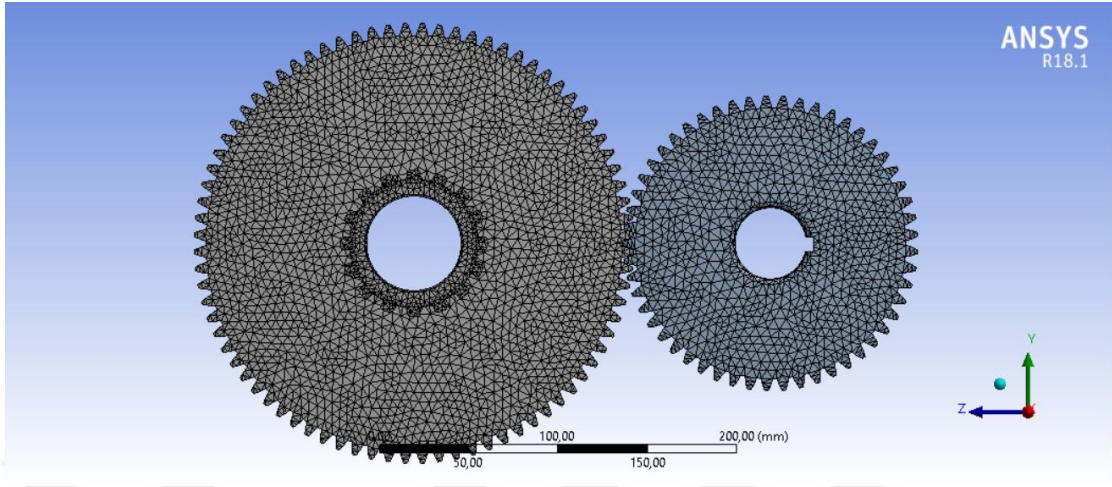
16MnCr5 olan mil malzemesinin akma ve kopma değerleri program arayüzüne girilir.

4.10.4.2. Geometrinin Tanımlanması



Şekil 4.30 : İkinci kademe dişli çifti 3D geometrisi.

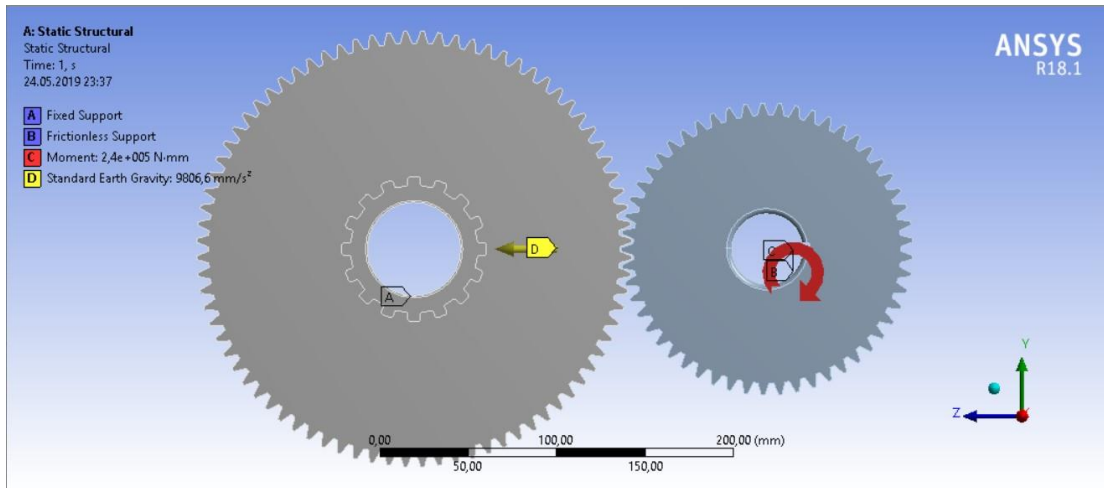
4.10.4.3. Sonlu Elemanlara Ayırma



Şekil 4.31 : İkinci kademe dişli çifti sonlu elemanlara ayrılması.

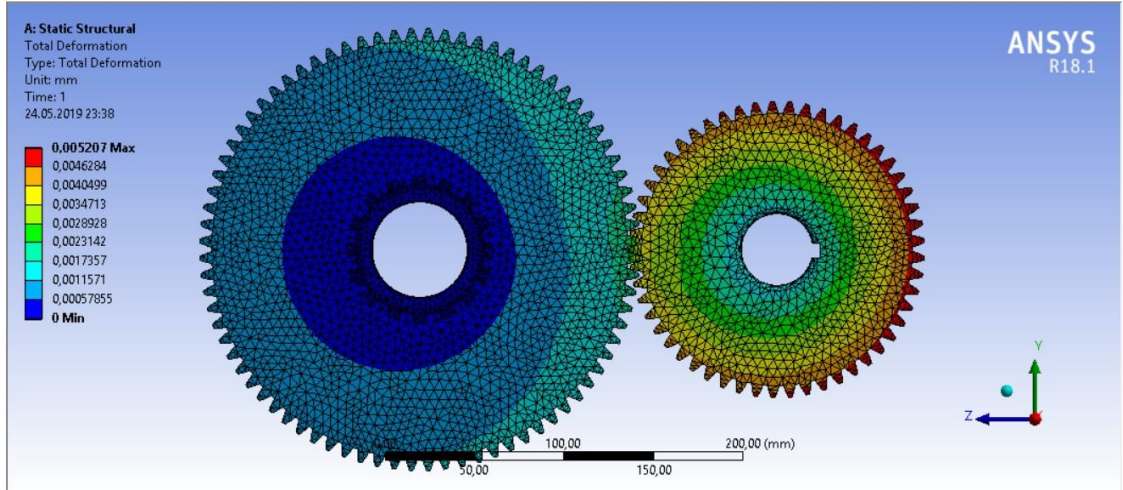
4.10.4.4. Sınır Koşulların Tanımlanması

Birinci kademe dişli çifti için kurulan senaryonun aynısı 2.Kademe dişli çifti içinde kurulmuştur ve her iki dişlilerin temas halindeki dişlerinde meydana gelen deformasyon ve maksimum gerilme değerleri analiz sonuç sahnelerinden okunur.

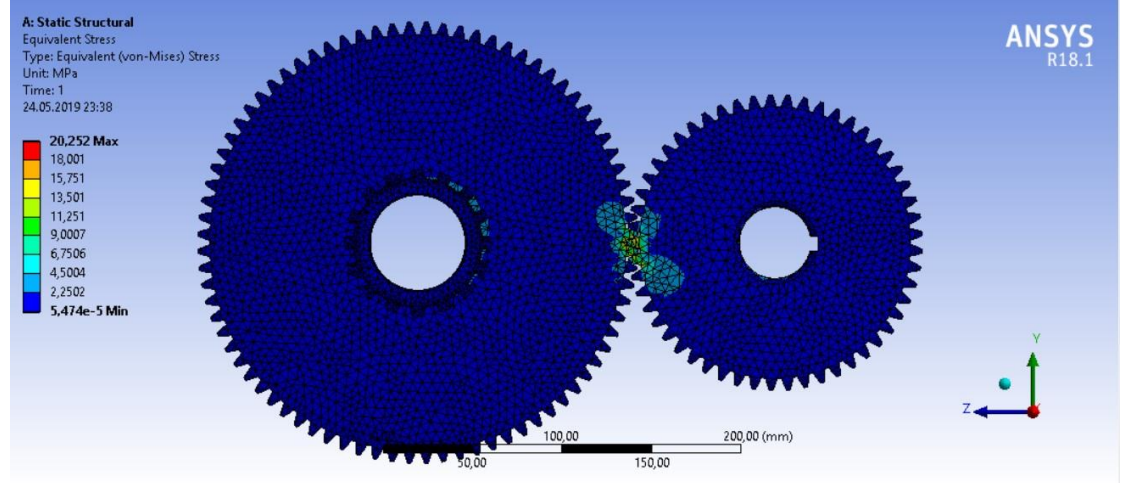
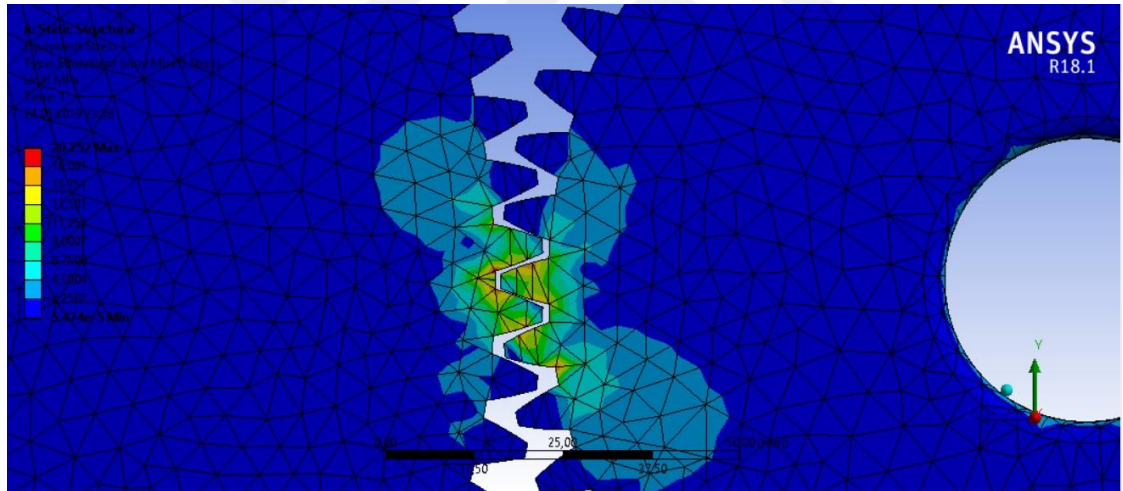


Şekil 4.32 : İkinci kademe dişli çifti sınır koşulları.

4.10.4.5. Çözümleme



Şekil 4.33 : İkinci kademe dişli çifti toplam deformasyon.



Şekil 4.34 : İkinci kademe dişli çifti maksimum gerilme.

4.10.4.6. Değerlendirme

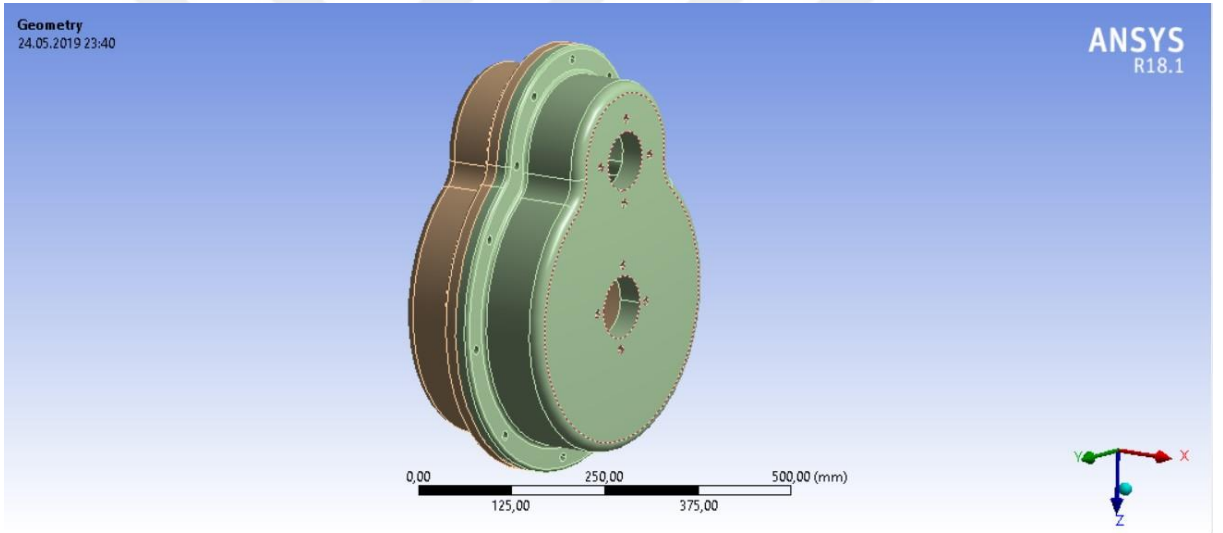
Malzeme de meydana gelen maksimum deformasyon 0,005207 mm dir.Ve Malzeme yüzeyinde meydana gelen maksimum gerilme diş dibi bölgesinde 20,252 MPa olarak okunur.

4.10.5. Dişli Kutusu Gövdesi Analizi

4.10.5.1. Malzeme Özelliklerinin Girilmesi

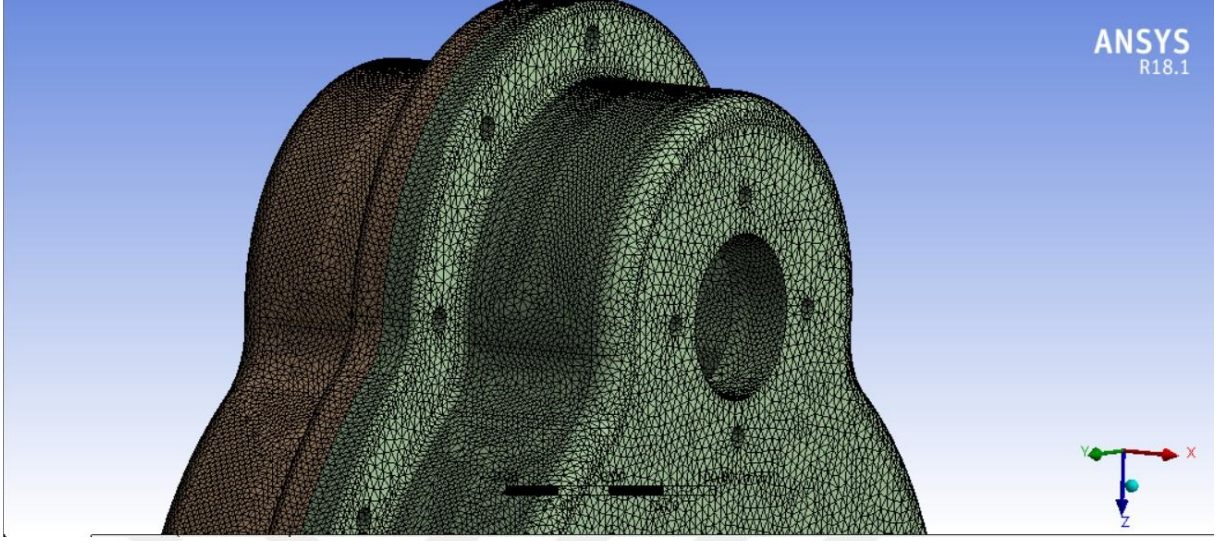
Gövde malzemesi döküm A356 Alüminyum bir diğer ismi ise AlSi9MnMg dur. Bu malzemenin mekanik özellikleri Ek 11’de verilmiştir.

4.10.5.2 Geometrinin Tanımlanması



Şekil 4.35 : Gövde 3D geometrisi.

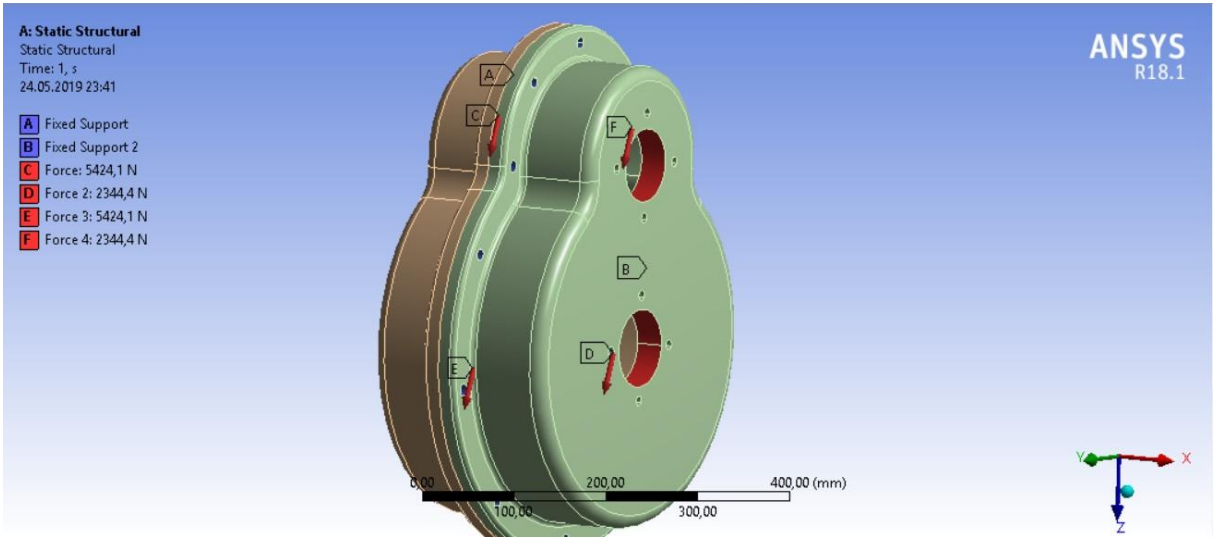
4.10.5.3. Sonlu Elemanlara Ayırma



Şekil 4.36 : Sonlu elemanlara ayrılmış gövde.

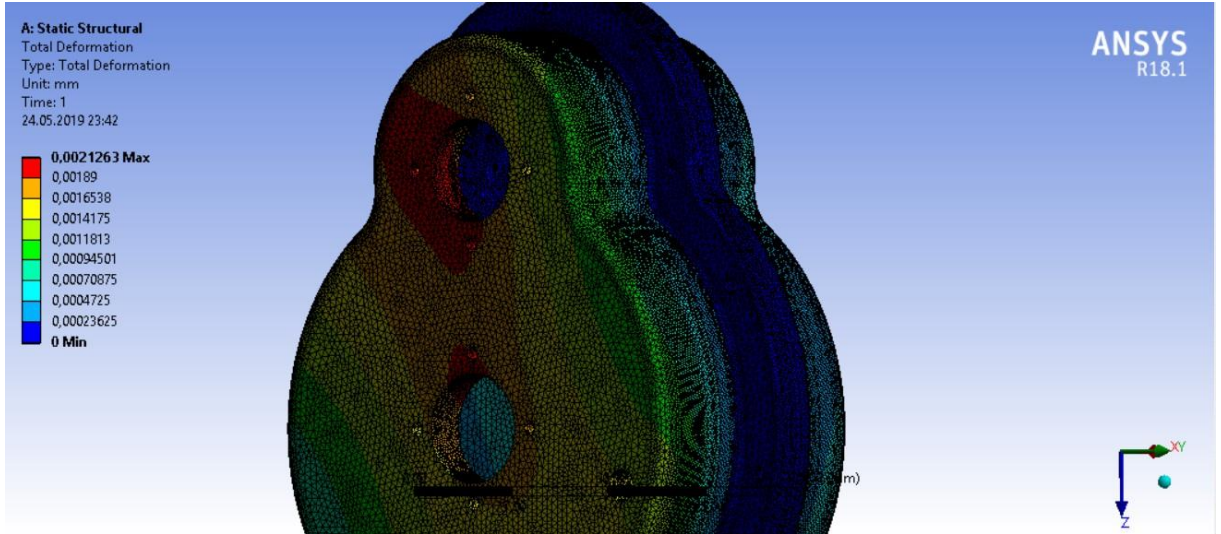
4.10.5.4. Sınır Koşulların Tanımlanması

Gövde civata bağlantılarından sabitlendi. Üzerine etkiyen kuvvetler ise rulman yataklara gelen dişli kuvvetleridir. Bu değerler rulman yataklarının yataklandığı noktalardan malzemeye tanımlandı.

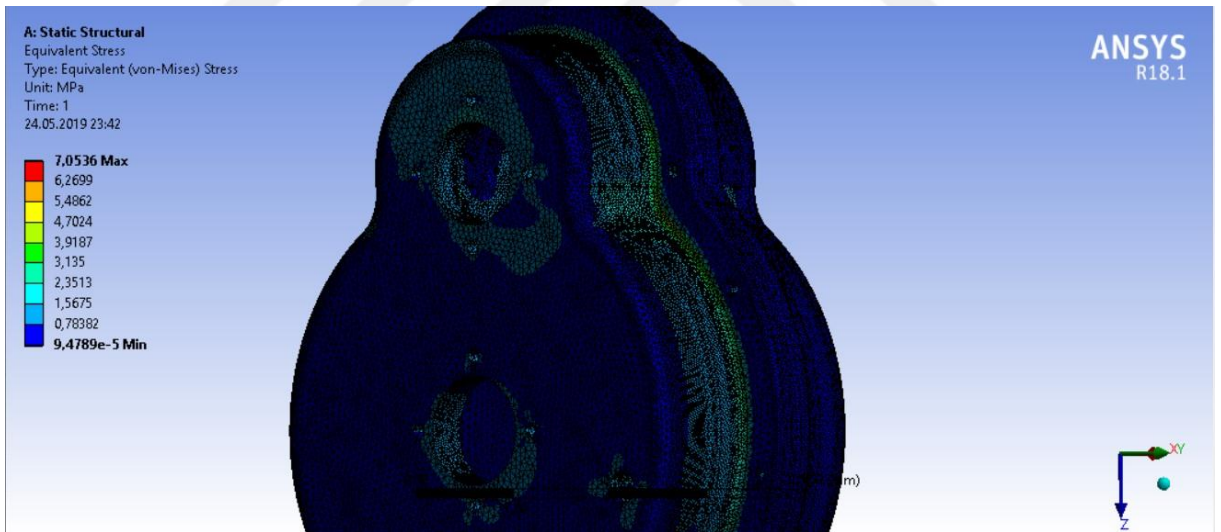


Şekil 4.37 : Gövde sınır koşulları.

4.10.5.5. Çözümleme



Şekil 4.38 : Gövde toplam deformasyon.



Şekil 4.39 : Gövde toplam deformasyon.

4.10.5.6. Değerlendirme

Gövde üzerinde meydana gelen kuvvetler oldukça düşüktür. Bu sebeple gövde üzerinde mutlaka optimizasyona gidilmelidir.

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

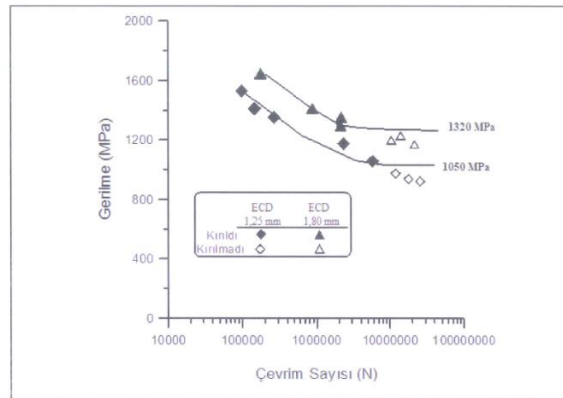
Bu çalışmanın amacı, genel isterleri belirlenen bir teleskopik yükleyicinin aktarma organlarının belirlenmesi sonucu, araç isterlerini karşılayacak bir transfer kutusu tasarımını gerçekleştirmek ve statik analizlerini yaparak yapılan tasarımın doğruluğu konusunda bir yorum sahibi olmaktır.

Bu amaç doğrultusunda, araç isterlerine paralel bütünüyle hidromekanik bir aktarma sistemi ele alınmış, aracın sahip olması gereken ağırlık, hız ve güç gereklerine paralel motor seçimi, aks seçimi, hidrolik devre elemanları seçimi yapılmıştır. Bu seçimi yapılan aktarma organları ile eş çalışacak ve araç isterlerini karşılayacak bir transfer kutusu tasarımı için gerekli hesaplamalar yapıp, 3D modellemesi gerçekleştirilmiştir.

Gerçekleştirilen bu tasarım sonlu elemanlar yöntemi yazılımı olan bir analiz programı ile statik olarak analiz edilmiştir. Bu sistemde statik analiz sonucu parçalar üzerinde meydana gelen maksimum deformasyonlar ve meydana geldikleri bölgeler hakkında bilgi edinilir. Bir de parçalar üzerinde meydana gelen maksimum gerilmelerin parça üzerindeki haritası ve değerleri hesaplanır.

Hesaplanan bu maksimum gerilme değeri bize parçaların malzemelerinin yorulma eğrileri üzerinden bu kuvvetlere maruz kalma sayıları hakkında yani malzemelerin ömürleri hakkında bilgi verebilir.

Sistem dinamik çalışan bir sistem olduğu için yalnız başına bu analizler bize tasarımın optimizasyonu hakkında bir fikir vermez. Fakat yukarıda da bahsedildiği gibi yorulma eğrilerinde değerler yerine konularak ömürleri hakkında fikir sahibi olunabilir.



Şekil 5.1 : 16MnCr5 yorulma eğrisi [18].

Şekil 5.1’de 16MnCr5 in sementasyon derinliğine göre malzeme yorulma eğrisi verilmiştir. Bu eğri üzerinden yorumladığımız zaman 16MnCr5 malzemeye sahip parçaların en yüksek yüzey gerilmesine maruz kaldığı çıkış mili üzerinde 114.11 Mpa’lık bir gerilme söz konusudur. Bu değer her iki yüzey sertleştirme derinliğinde de çok altta kalmaktadır.

Yani transfer kutusu parçalarının uzun ömürlü olduğu ve tasarımın doğruluğu söylenebilir.

Fakat optimizasyon için sistem dinamik analizlere tabi tutulmalıdır.

Bu çalışma sonucunda bir teleskopik yükleyici için transfer kutusu tasarımı gerçekleştirilmiş ve yapılan tasarımın analizler sonucunda uygulanabilir olduğu fikrine varılmıştır. İleri bir çalışma olarak sistemin optimizasyonunun yapılması değerlendirilebilir.



KAYNAKLAR

- [1]. 2019, Telehandler, <https://www.forkliftselect.com/what-is-a-telehandler-used-for/> [Ziyaret Tarihi: 26.04.2019]
- [2]. 2019, Hidrostatik transmisyona, http://www.infrastructures.com/0515/dana_en.htm [Ziyaret Tarihi:24.04.2019]
- [3]. Canlı, C. , 2008, Kapalı Devre Hidrostatik Transmisyona, V.Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, 23-26 Ekim 2008 İzmir, 73-95.
- [4]. Kumbasar, M.S., 1999, Hidrostatik Tahrik ve Kapalı Devrelerde Tasarım Kriterleri, I. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi, İzmir, s.113-119.
- [5]. Lechner,G.,Naunheimer,H., 1999, Automotive Transmissions, Springer , Germany.
- [6]. Köse, H.T., 2014, Kazıcı Yükleyici İş Makinesi Ön Aks Tasarımı Ve Tasarımın Deneysel Doğrulanması, Yüksek Lisans, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [7]. Yılmaz, M.C., 2016, Traktörlerin Güç Aktarma Organları Tasarımı, Yüksek Lisans, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [8]. Özdalyan B., Motorlu Taşıtlar Mekaniği Ders Notları, Karabük Üniversitesi.
- [9].Akkurt, M., 2012, Makine Elemanları 2.Cilt,Birsan Yayınevi, İstanbul .
- [10].Akkurt, M., 2012, Makine Elemanları 3.Cilt, Birsan Yayınevi, İstanbul.
- [11].Kutay, M.G., 2006, Dişli Çarklar Ve Redüktörleri,Birsan Yayınevi, İstanbul
- [12].Akın,E.,2011, Traktör Şanzıman Tasarım Parametrelerinin Belirlenmesi, Yüksek Lisans, Namık Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [13]. Ayçiçek, M. , 2008, İki Kademeli Düz Dişli Hız Kutusu Tasarımı, Yüksek Lisans, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [14]. Kurt, C. , 2011, Özel Redüktör Tasarımı, Yüksek Lisans, Namık Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [15]. Altan, B. , 2012, Hidrostatik Tahrikli Çok Amaçlı Havaalanı Yer Hizmet Aracı Tasarımı, Yüksek Lisans, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [16]. Yılmaz, M.C. , 2016, Traktörlerin Güç Aktarma Organı Tasarımı, Yüksek Lisans, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

- [17]. Savaşır, B. , Elektrikle Tahrikli Bir Tarım Traktörünün Tasarım Ve Analizi, Yüksek Lisans, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [18].Yurdakul, H. , 2016, Sementasyon Isıl İşlemine Tabi Tutulmuş Farklı Derinliklerdeki 16MnCr5 Çeliğinin Mekanik Özelliklerinin İncelenmesi ,Yüksek Lisans ,Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [19].Kutay , G. , 2010, Göbek/Mil Bağlantıları.
- [20]. Demir , A. , Vites/Dişli Kutusu Ders Notları,Marmara Üniversitesi.
- [21]. Yıldız, S. , 2005 , Dişli Çarkların Bilgisayar Destekli Gerilme Analizleri , Yüksek Lisans , Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [22]. Kayımoğlu, G. , 2010 , Sonlu Elemanlar Metodu ile Evolvent Düz Dişli Çarkların Diş Kökü Gerilmelerinin İncelenmesi , Yüksek Lisans , İstanbul Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

EKLER

Ek 1. Dişli Çark Malzemelerinin Mekanik Özellikleri.

Malzeme	Malzeme sembolü	Isıl işlemleri	Kopma mukavemeti σ_k (daN/mm ²)	Akma sınırı σ_{AK} (daN/mm ²)	Brin. sert. HB, (daN/mm ²)
Çelik (TGL 14315)	GS-50.1	Tavllanmış	50...60	26	150
	GS-60.1			32	175
Makine Çeliği (TGL 7960)	St 42	Tavllanmış	42...52	24	125
	St 50			28	150
	St 60			32	180
	St 70			35	208
İslah çeliği (TGL 6547)	C 45	İslah edilmiş	60...72	36	85...210
	C 60			44	
	37MnSi5			45	
	34Cr4 42			55	
	CrMo4			70	
Alev/indüksiyonla Sertleştirilmiş çelik (TGL 6773)	C 45	Sertleştirilmiş	65...80	40	595
	37MnSi5			65	560
	40Cr4			65	587
Sermantasyon çeliği (TGL 6546)	C 10	Sertleştirilmiş	42...55	25	590
	C 15			30	637
	16MnCr5			60	650
	15CrNi6220			65	650
	MnCr520			70	650
	MoCr518			-	650
	CrNi8			80	650
Siyanür banyosunda sertleştirilen çelik	40Cr4	Sertleştirilmiş	140...180	-	594
	37MnSi5			100...125	550
Lamel grafitli dökme demir (TGL14400)	GGL-20	-	20	-	170
	GGL-25		25		210
Küresel grafitli dökme demir (TGL 8189)	GGG-45		45	35	170
	GGG-50		50	35	200
	GGG-60		60	42	230

Ek 2. İşletme Katsayısı Tablosu.

İşletme katsayısı c_B			
Makinanın tanımı ve örnekler	İşletmenin tanımı	Çarpmanın (darbenin) şekli	İşletme katsayısı c_B
Elektrikli makinalar, türbinler, körükler, emici vantilatörler, taşlama makinaları, v.s	Muntazam çalışan, elektrik motoru ile tahrik edilen makinalar	hafif	1,0-1,1
Isı makinaları, planyalar, pistonlu kompresörler, vurmali makinalar, v.s.	İleri geri hareketle vede darbeli çalışan makinalar	orta	1,2-1,5
Presler, profil makasları, hizarlar, tomruk bıçkıları, v.s.		kuvvetli	1,6-2,0
Çekiçler, konkasörler, taş kırıcıları, dövme presleri, hadde makinaları, v.s.	Darbeli çalışan makinalar	çok kuvvetli	2,0-3,0

Ek 3. Bosch A4VM Hidrolik Motor Özellikler Tablosu.

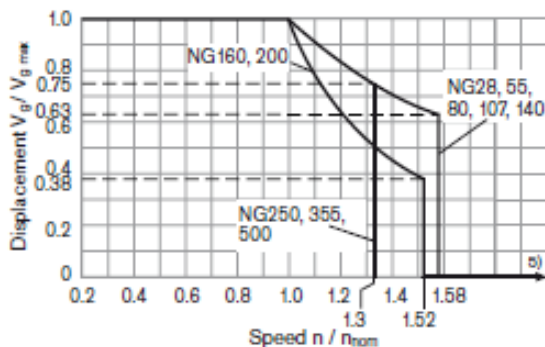
Table of values (theoretical values, without efficiency and tolerances; values rounded)

Size	NG	28	55	80	107	140	160	200	250	355	500	1000
Displacement geometric ¹⁾ , per revolution	$V_{g \max}$ cm ³	28.1	54.8	80	107	140	160	200	250	355	500	1000
	$V_{g \min}$ cm ³	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	$V_{g z}$ cm ³	18	35	51	68	88	61	76	188	270	377	762
Speed maximum ²⁾ (while adhering to the maximum permissible input flow)												
at $V_{g \max}$	n_{nom} rpm	5550	4450	3900	3550	3250	3100	2900	2700	2240	2000	1600
at $V_g < V_{g z}$ (see diagram below)	n_{max} rpm	8750	7000	6150	5600	5150	4900	4600	3600	2950	2650	1600
at $V_{g 0}$	n_{max} rpm	10450	8350	7350	6300	5750	5500	5100	3600	2950	2650	1600
Input flow ³⁾												
at n_{nom} and $V_{g \max}$	$q_{V \max}$ L/min	156	244	312	380	455	496	580	675	795	1000	1600
Torque ⁴⁾												
at $V_{g \max}$ and $\Delta p = 400$ bar	T Nm	179	349	509	681	891	1019	1273	–	–	–	–
at $V_{g \max}$ and $\Delta p = 350$ bar	T Nm	157	305	446	596	778	891	1114	1391	1978	2785	5571
Rotary stiffness												
$V_{g \max}$ to $V_g/2$	c_{min} KNm/rad	6	10	16	21	34	35	44	60	75	115	281
$V_g/2$ to 0 (interpolated)	c_{max} KNm/rad	18	32	48	65	93	105	130	181	262	391	820
Moment of inertia for rotary group	J_{GR} kgm ²	0.0014	0.0042	0.008	0.0127	0.0207	0.0253	0.0353	0.061	0.102	0.178	0.55
Maximum angular acceleration	α rad/s ²	47000	31500	24000	19000	11000	11000	11000	10000	8300	5500	4000
Case volume	V L	0.5	0.75	1.2	1.5	1.8	2.4	2.7	3.0	5.0	7.0	16.0
Mass (approx.)	m kg	16	26	34	47	60	64	80	100	170	210	430

- The minimum and maximum displacement are infinitely adjustable, see ordering code, page 3.
(standard setting for sizes 250 to 1000 if not specified in the order: $V_{g \min} = 0.2 \cdot V_{g \max}$, $V_{g \max} = V_{g \max}$).
- The values are valid:
 - for the optimum viscosity range from $\nu_{\text{opt}} = 36$ to $16 \text{ mm}^2/\text{s}$
 - with hydraulic fluid based on mineral oils
- Restriction of input flow with counterbalance valve, see page 74
- Torque without radial force, with radial force see page 9

Note

Operation above the maximum values or below the minimum values may result in a loss of function, a reduced service life or in the destruction of the axial piston unit. Other permissible limit values, with respect to speed variation, reduced angular acceleration as a function of the frequency and the permissible startup angular acceleration (lower than the maximum angular acceleration) can be found in data sheet 90261.

Permissible displacement in relation to speed

b) Values in this range on request

Determining the operating characteristics

$$\text{Input flow } q_v = \frac{V_g \cdot n}{1000 \cdot \eta_v} \quad [\text{L/min}]$$

$$\text{Speed } n = \frac{q_v \cdot 1000 \cdot \eta_v}{V_g} \quad [\text{min}^{-1}]$$

$$\text{Torque } T = \frac{V_g \cdot \Delta p \cdot \eta_{mh}}{20 \cdot \pi} \quad [\text{Nm}]$$

$$\text{Power } P = \frac{2 \pi \cdot T \cdot n}{60000} = \frac{q_v \cdot \Delta p \cdot \eta_t}{600} \quad [\text{kW}]$$

V_g = Displacement per revolution in cm³

Δp = Differential pressure in bar

n = Speed in rpm

η_v = Volumetric efficiency

η_{mh} = Mechanical-hydraulic efficiency

η_t = Total efficiency ($\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{mh}$)

Ek 4. Bosch A6VG Hidrolik Pompa Özellikler Tablosu.

Size		NG	28	40	56	71	90	125		
Displacement, geometric, per revolution	V_g max	in ³	1.71	2.44	3.42	4.33	5.49	7.63		
	variable pump	cm ³	28	40	56	71	90	125		
	boost pump (at $p = 290$ psi (20 bar))	V_g Sp	in ³	0.37	0.52	0.71	1.20	1.20	1.73	
		cm ³	6.1	8.6	11.6	19.6	19.6	28.3		
Rotational speed ¹⁾	maximum at V_g max	n_{nom}	rpm	4250	4000	3600	3300	3050	2850	
	limited, maximum ²⁾	n_{max1}	rpm	4500	4200	3900	3600	3300	3250	
	intermittent, maximum ³⁾	n_{max2}	rpm	5000	5000	4500	4100	3800	3450	
	minimum	n_{min}	rpm	500	500	500	500	500	500	
Flow	at n_{nom} and V_g max	q_v	gpm	31.4	42.3	53.4	61.8	72.6	94	
			l/min	119	160	202	234	275	356	
Power ⁴⁾	at n_{nom} , V_g max and	$\Delta p = 5800$ psi	P	hp	106	143	180	209	245	319
		$\Delta p = 400$ bar	P	kW	79	107	134	156	183	238
Torque ⁴⁾	at V_g max and	$\Delta p = 5800$ psi	T	lb-ft	131	188	263	333	423	587
		$\Delta p = 400$ bar	T	Nm	178	255	357	452	573	796
		$\Delta p = 1450$ psi	T	lb-ft	33	47	66	83	105	147
		$\Delta p = 100$ bar	T	Nm	45	64	89	113	143	199
Rotary stiffness of drive shaft	S	c	lb-ft/rad	23159	50892	59595	72871	116609	161010	
			kNm/rad	31.4	69	80.8	98.8	158.1	218.3	
	T	c	lb-ft/rad	-	-	70068	89171	-	185939	
			kNm/rad	-	-	95	120.9	-	252.1	
	U	c	lb-ft/rad	-	37468	-	-	79362	-	
			kNm/rad	-	50.8	-	-	107.6	-	
Moment of inertia for rotary group		J_{TW}	lbs-ft ²	0.0522	0.0902	0.1566	0.2302	0.3536	0.5505	
			kgm ²	0.0022	0.0038	0.0066	0.0097	0.0149	0.0232	
Maximum angular acceleration ⁵⁾		α	rad/s ²	38000	30000	24000	21000	18000	14000	
Case volume	V	gal	0.24	0.29	0.40	0.34	0.40	0.55		
		l	0.9	1.1	1.5	1.3	1.5	2.1		
Weight (without through drive) approx.	m	lbs	64	68	84	110	132	176		
		kg	29	31	38	50	60	80		

Notice

- ▶ Theoretical values, without efficiency and tolerances; values rounded
- ▶ Operation above the maximum values or below the minimum values may result in a loss of function, a reduced service life or in the destruction of the axial piston unit. Bosch Rexroth recommend testing the loads by means of experiment or calculation / simulation and comparison with the permissible values.

- 1) The values are applicable:
 - for the optimum viscosity range from $\nu_{opt} = 170$ to 82 SUS (36 to 16 mm²/s)
 - for hydraulic fluid based on mineral oils (for HF hydraulic fluids, observe the technical data in 90225)
- 2) Valid at half corner power (e.g. at V_g max and $p_{W/2}$)
- 3) Valid at $\Delta p = 1000$ to 2200 psi (70 to 150 bar) or $\Delta p < 4350$ psi (300 bar) and $t < 0.1$ s
- 4) Without boost pump

Determining the operating characteristics

$$\text{Flow } q_v = \frac{V_g \times n \times \eta_v}{231} \quad [\text{gpm}] \quad \left(\frac{V_g \times n \times \eta_v}{1000} \right) \quad [\text{l/min}]$$

$$\text{Torque } T = \frac{V_g \times \Delta p}{24 \times \pi \times \eta_{mh}} \quad [\text{lb-ft}] \quad \left(\frac{V_g \times \Delta p}{24 \times \pi \times \eta_{mh}} \right) \quad [\text{Nm}]$$

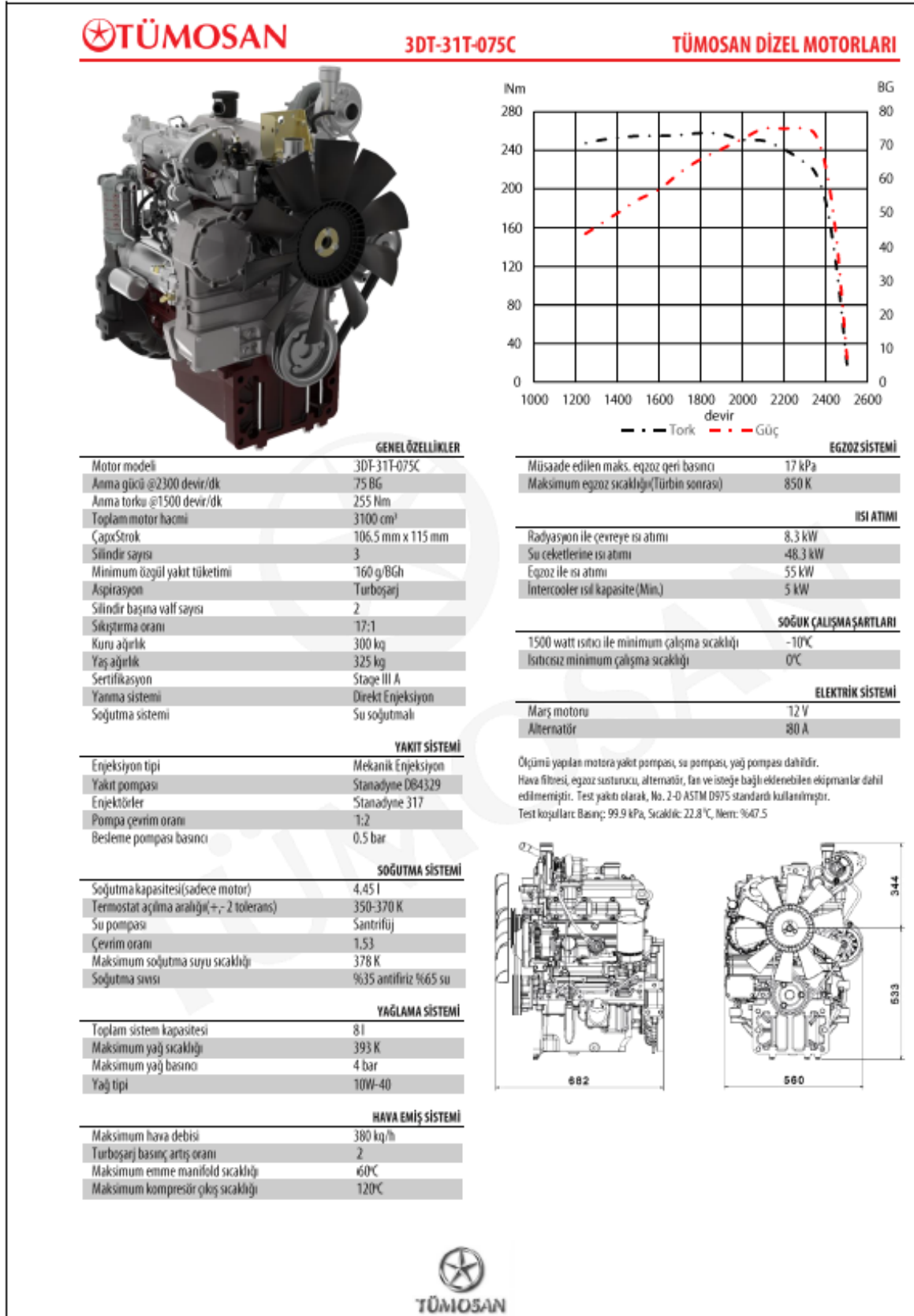
$$\text{Power } P = \frac{2 \pi \times T \times n}{33000} = \frac{q_v \times \Delta p}{1714 \times \eta_t} \quad [\text{HP}] \quad \left(\frac{2 \pi \times T \times n}{60000} = \frac{q_v \times \Delta p \times \eta_t}{600} \right) \quad [\text{kW}]$$

Key

- V_g Displacement per revolution [in³ (cm³)]
- Δp Differential pressure [psi (bar)]
- n Rotational speed [rpm]
- η_v Volumetric efficiency
- η_{mh} Hydraulic-mechanical efficiency
- η_t Total efficiency ($\eta_t = \eta_v \times \eta_{mh}$)

- 5) The data are valid for values between the minimum required and maximum permissible rotational speed.
Valid for external excitation (e.g. diesel engine 2 to 8 times rotary frequency, cardan shaft twice the rotary frequency).
The limit value is only valid for a single pump.
The load capacity of the connecting parts must be considered.

Ek 5. Tümosan 3 Silindir 75 BG Motor Özellikleri.



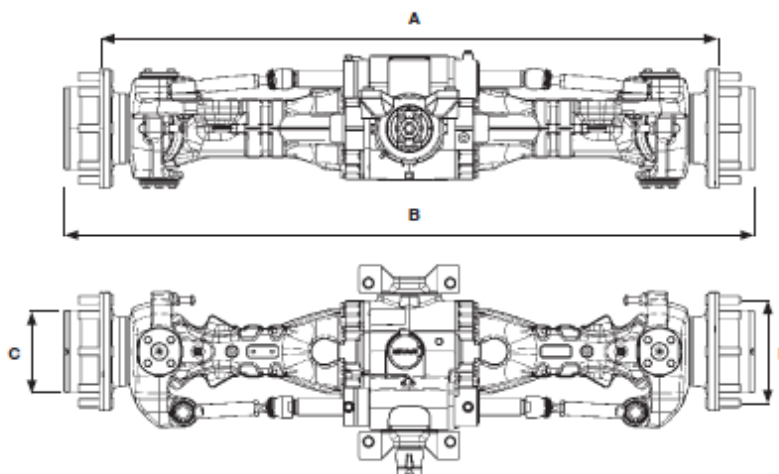
Ek 6. Spicer Model 212 Aks Broşürü.

Model 212 Industrial Planetary Steer Axle

The 212 planetary steer axle family offers multiple configurations for teleboom handlers, wheeled excavators, back hoe loaders and utility vehicles, providing support and flexibility for various specifications. The gear ratio and wet paper disc brake design help reduce heat generation and minimize power loss.

Design Features

- 55° steering angle
- Open LS
- 100% differential
- Mechanical or SAHR parking brake
- Rigid, trunnion or above centre pivot frame connection
- Output flange



Design Features	
Axle Mounting	PAD, trunnion, oscillating above center pivot
Input Flange Options	DIN 100, 120 / SAE 1410 / Mechanics 5C / End Yoke 1410, 1480 / XS120
Double Reduction	Bevel set in center section and final hub reduction at wheels
Service Brakes	Wet paper disc brake 4+4
Differential Options	Standard, LS 45%, 100%, no spin
Maximum Steering Angle	55°

Installation Dimensions (mm)		Technical Data	
A – Flange to Flange	1660–2180	Planetary Reduction Ratio	4.25 or 6.00
B – Planetary Hub Length	95 or 128	Bevel Set Ratios	2.13–4.37
C – Wheel Pilot Diameter	220.45 or 280.8	Maximum Output Torque (daNm)	3800 daNm
D – Wheel Bolt Circle Diameter	275 or 335	Load Capacity (daN); Static	8,000 Kg
		Load Capacity (daN); Dynamic	16,000 Kg

Sales Office – Italy
Zona Industriale
Arco, Italy 38062
+1 888 670 3262

www.dana.com/offhighway

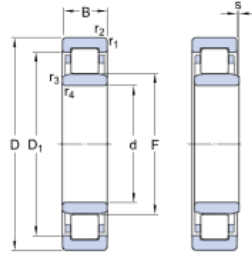


All applications must be approved by the Application Engineering Department. Specifications and/or design are subject to change without notice or obligation.

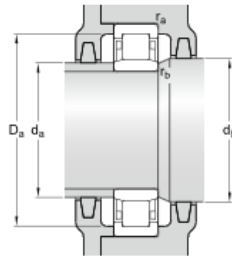
Ek 7. SKF NU2307 Rulman Ölçüleri Ve Yük Değerleri.

► **NU 2307 ECP**

Popular item
SKF Explorer

Dimensions

d	35	mm
D	80	mm
B	31	mm
D ₁	≈ 65.8	mm
F	46.2	mm
r _{1,2}	min. 1.5	mm
r _{3,4}	min. 1.1	mm
s	max. 2.7	mm

Abutment dimensions

d _a	min. 42	mm
d _a	max. 44	mm
d _b	min. 48	mm
D _a	max. 72.2	mm
r _a	max. 1.5	mm
r _b	max. 1	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	106	kN
Basic static load rating	C ₀	98	kN
Fatigue load limit	P _U	12.7	kN
Reference speed		9500	r/min
Limiting speed		11000	r/min
Calculation factor	k _r	0.25	
Limiting value	e	0.3	
Axial load factor	Y	0.4	

Mass

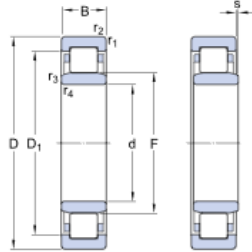
Mass bearing	0.72	kg
--------------	------	----

- In addition to the information provided on this page, consider what is provided under [Single row cylindrical roller bearings](#).
- For information on selecting the appropriate bearing for a given application, and interpreting the data on this page, refer to [Bearing selection process](#).
- For general information on rolling bearings, refer to [General bearing knowledge](#).

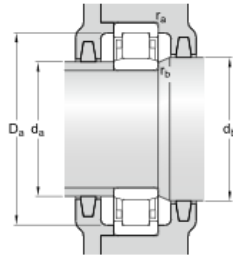
Ek 8.SKF NU308 Rulman Ölçüleri Ve Yük Değerleri.

► **NU 308 ECJ**

Popular item
SKF Explorer

Dimensions

d	40	mm
D	90	mm
B	23	mm
D ₁	≈ 75	mm
F	52	mm
r _{1,2}	min. 1.5	mm
r _{3,4}	min. 1.5	mm
s	max. 1.4	mm

Abutment dimensions

d _a	min. 48	mm
d _a	max. 50	mm
d _b	min. 54	mm
D _a	max. 81.8	mm
r _a	max. 1.5	mm
r _b	max. 1.5	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	93	kN
Basic static load rating	C ₀	78	kN
Fatigue load limit	P _u	10.2	kN
Reference speed		8000	r/min
Limiting speed		9500	r/min
Calculation factor	k _r	0.15	
Limiting value	e	0.2	
Axial load factor	Y	0.6	

Mass

Mass bearing	0.67	kg
--------------	------	----

Associated products

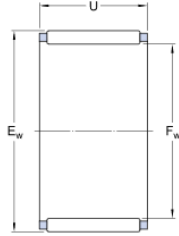
Angle ring	HJ 308 EC
------------	-----------

- In addition to the information provided on this page, consider what is provided under [Single row cylindrical roller bearings](#).
- For information on selecting the appropriate bearing for a given application, and interpreting the data on this page, refer to [Bearing selection process](#).
- For general information on rolling bearings, refer to [General bearing knowledge](#).

Ek 9.SKF İğne Rulman Ölçüleri Ve Yük Değerleri.

K 45x53x20

Dimensions



F_w	45	mm
E_w	53	mm
U	20	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	37.4	kN
Basic static load rating	C_0	68	kN
Fatigue load limit	P_u	8.3	kN
Reference speed		9000	r/min
Limiting speed		10000	r/min

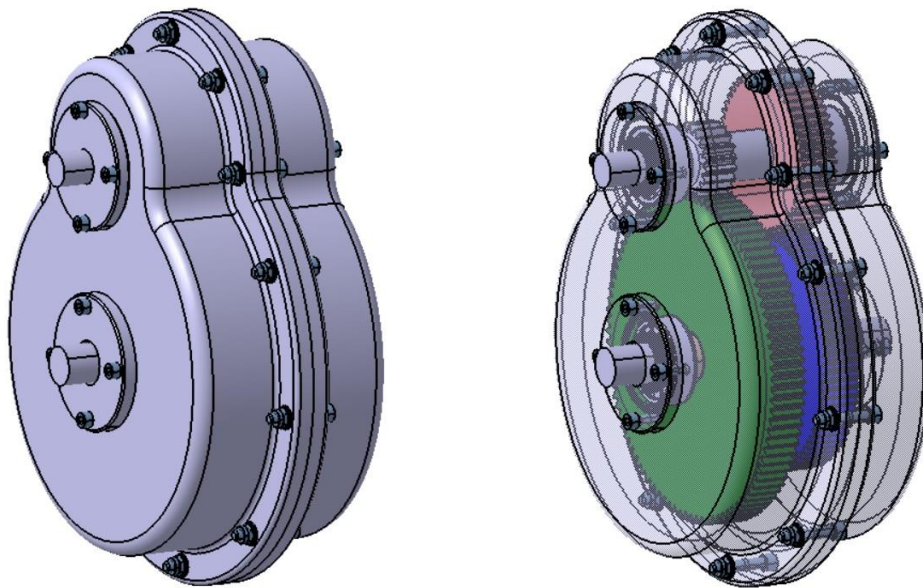
Mass

Mass needle roller and cage assembly		0.055	kg
--------------------------------------	--	-------	----

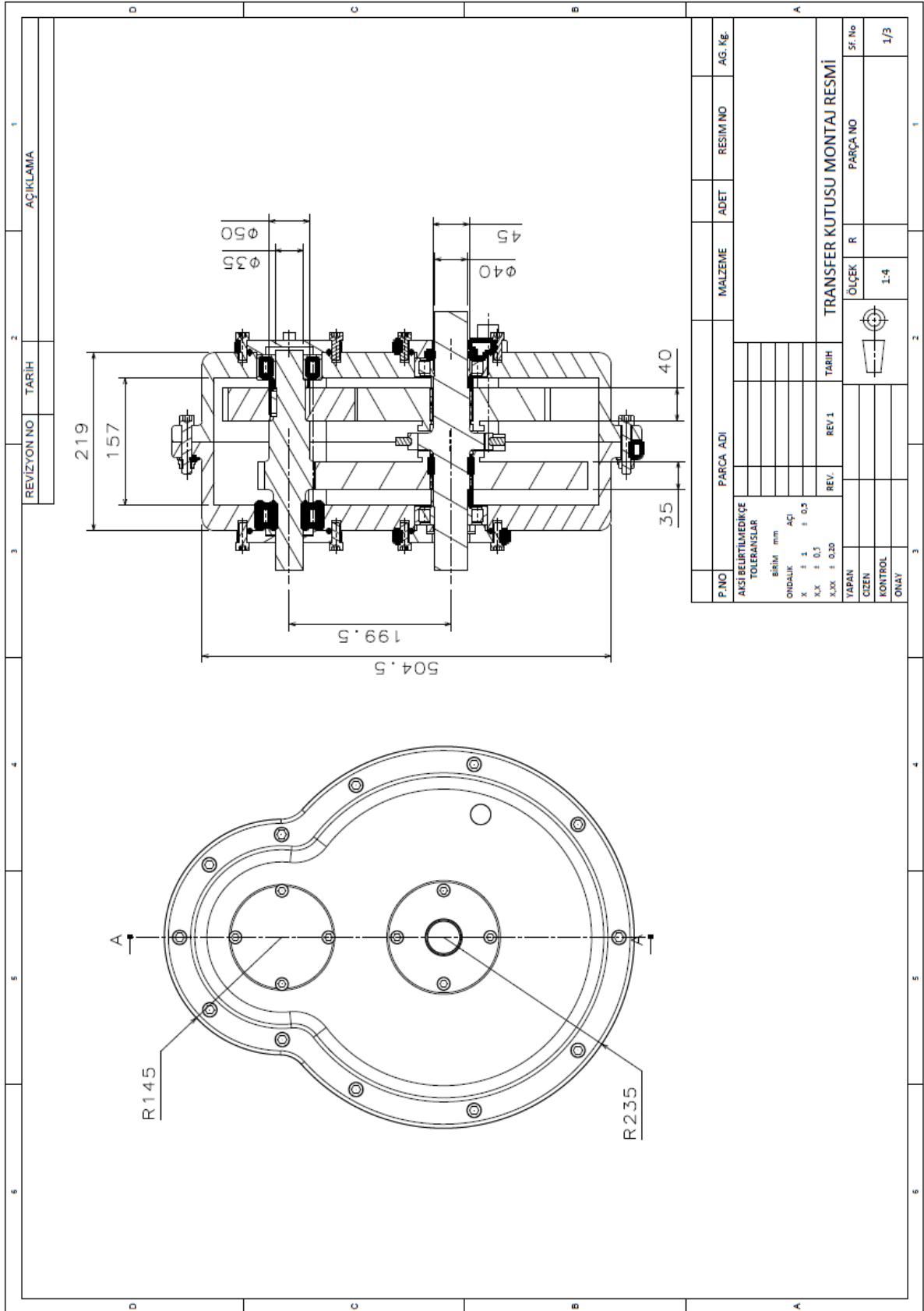
- In addition to the information provided on this page, consider what is provided under [Needle roller and cage assemblies](#).
- For information on selecting the appropriate bearing for a given application, and interpreting the data on this page, refer to [Bearing selection process](#).
- For general information on rolling bearings, refer to [General bearing knowledge](#).

Ek 10.Transfer Kutusu Montaj Resimleri

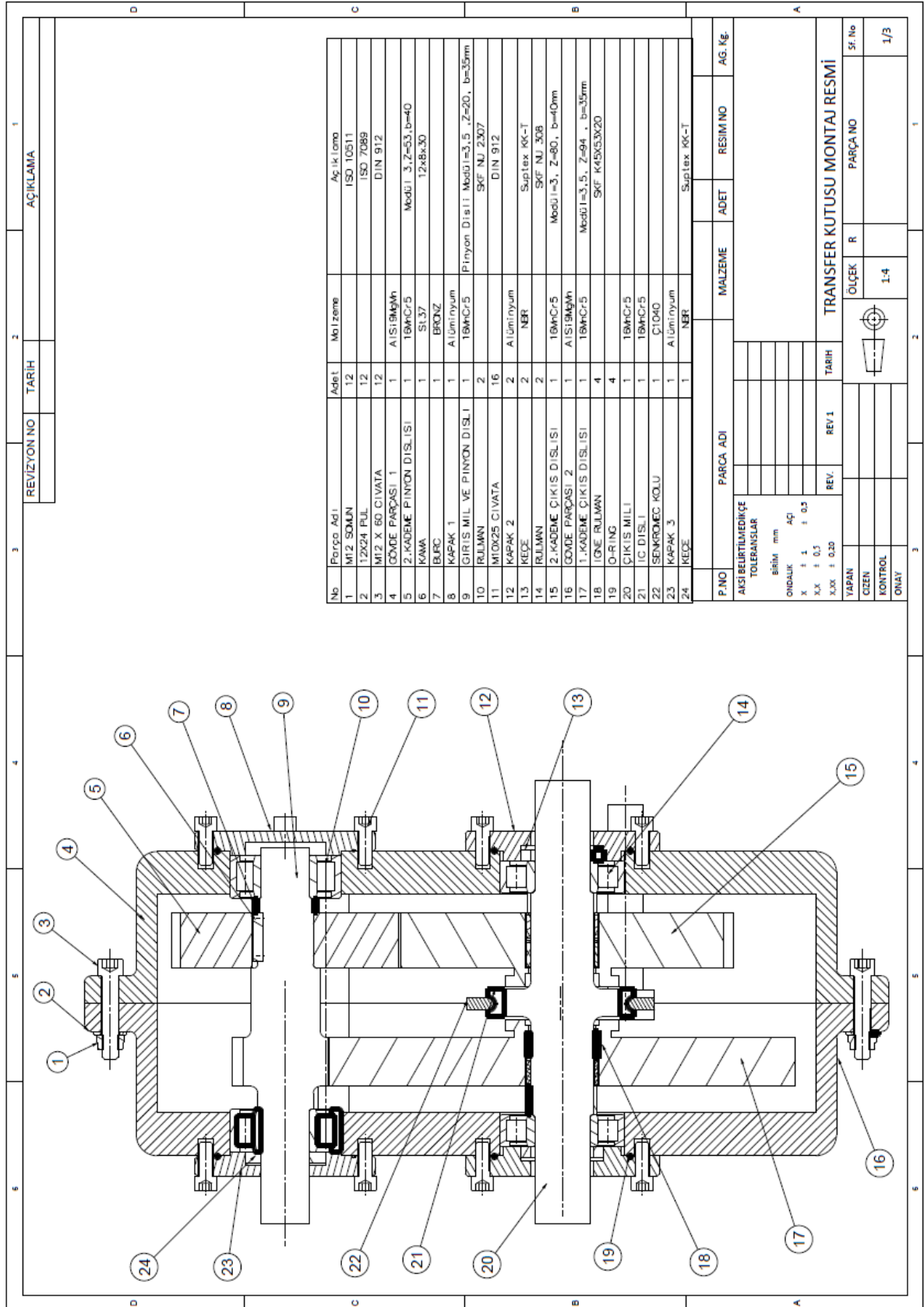
Resim 1



Resim 2



Resim 3



Ek 11.AISI9MnMg Mekanik Özellikleri

Physical Properties	Metric	English
Density	2.67 g/cc	0.0965 lb/in ³
Mechanical Properties	Metric	English
Hardness, Brinell	70 - 105	70 - 105
Hardness, Knoop	112	112
Hardness, Rockwell A	37	37
Hardness, Rockwell B	55	55
Hardness, Vickers	99	99
Tensile Strength, Ultimate	>= 234 MPa	>= 34000 psi
Tensile Strength, Yield	>= 165 MPa @Strain 0.200 %	>= 24000 psi @Strain 0.200 %
Elongation at Break	>= 3.5 %	>= 3.5 %
Modulus of Elasticity	72.4 GPa	10500 ksi
Poissons Ratio	0.33	0.33
Machinability	50 %	50 %
Shear Modulus	27.2 GPa	3950 ksi
Shear Strength	143 MPa	20700 psi



ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler	
Adı Soyadı	Ahmet ALUÇ
Doğum Yeri	BAKIRKÖY
Doğum Tarihi	12.11.1987
Uyruğu	<input checked="" type="checkbox"/> T.C. <input type="checkbox"/> Diğer:
Telefon	+90 554 393 9204
E-Posta Adresi	alucahmet@hotmail.com
Web Adresi	



Eğitim Bilgileri	
Lisans	
Üniversite	Kocaeli Üniversitesi
Fakülte	Mühendislik Fakültesi
Bölümü	Makine Mühendisliği
Mezuniyet Yılı	2011

Yüksek Lisans	
Üniversite	İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa
Enstitü Adı	Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Anabilim Dalı	Mühendislik Bilimleri Anabilim Dalı
Programı	Makine Mühendisliği

Makale ve Bildiriler	