

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GTD MODEL ASKERİ ARACIN TRANSFER  
MEKANİZMASININ GERİLMELER ANALİZİ**

Makine Müh. Ertuğrul AFACAN

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Makine Teorisi Ve Kontrol Programında  
Hazırlanan**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**TEZ DANIŞMANI : Prof. Necati TAHRALI**

İSTANBUL / 2005

# İÇİNDEKİLER

|   | Sayfa |
|---|-------|
| SİMGE LİSTESİ.....  | iv    |
| KISALTMA LİSTESİ.....   | v     |
| ŞEKİL LİSTESİ.....  | vi    |
| ÇİZELGE LİSTESİ.....  | viii  |
| ÖNSÖZ.....  | ix    |
| ÖZET.....   | x     |
| ABSTRACT.....   | xi    |
| 1. GİRİŞ.....   | 1     |
| 1.1 MEKANİZMALARDA KUVVETLER.....                                     | 1     |
| 1.2 DİŞLİLERİN KİNEMATİĞİ.....  | 1     |
| 1.2.1 Tanımlar.....   | 3     |
| 1.2.2 Dişlilerin Boyutlandırılması.....                               | 4     |
| 1.2.3 Statik Dişli Kuvvetleri.....                                    | 5     |
| 1.2.4 Yatak Kuvvetleri.....   | 8     |
| 1.2.4.1 Düz Dişlilerin Yataklarına Etkidiği Kuvvetler.....            | 8     |
| 1.2.4.2 Helisel Dişlilerin Yataklara Etkidiği Kuvvetler.....          | 13    |
| 1.3 AKTARMA ORGANLARI.....  | 15    |
| 1.3.1 Manuel Transmisyonlar.....                                      | 16    |
| 1.3.2 Dişli Tipleri.....  | 16    |
| 1.3.2.1 Düz Dişliler;.....  | 17    |
| 1.3.2.2 Helis Dişliler;.....  | 17    |
| 1.3.2.3 İç Dişli Ve Pinyon;.....                                      | 17    |
| 1.3.2.4 Konik Dişliler;.....  | 17    |
| 1.3.3 Vites Değiştirici Mekanizmalar.....                             | 18    |
| 1.3.4 Seçme Ve Kaydırma.....  | 18    |
| 1.3.5 Yerden Vites.....   | 19    |
| 1.3.6 Vites Değiştirme Mekanizması.....                               | 21    |
| 1.3.7 Dört Tekerlekten Çekişli Sistemler.....                         | 22    |
| 1.3.8 Dört Tekerlekten Çekişli Sistemler Hakkında Genel Bilgiler..... | 23    |
| 1.3.8.1 Transmisyon Burulması.....                                    | 23    |
| 1.3.8.2 Moment Dağılımı.....  | 24    |
| 1.3.9 Part-Time Dört Tekerlekten Çekiş Sistemleri.....                | 24    |
| 1.3.9.1 Orta Diferansiyelin Amacı.....                                | 24    |
| 1.3.9.2 İki Hızlı Orta Diferansiyelin Ana Donanımı.....               | 25    |
| 1.3.9.3 Şaftların Düzenlenmesi.....                                   | 27    |
| 1.3.10 Full - Time Dört Tekerlekten Çekiş Sistemleri.....             | 27    |
| 1.3.10.1 Orta Diferansiyelin Amacı.....                               | 27    |

|       |   |     |
|-------|---|-----|
| 1.4   | SONLU ELEMANLAR METODU .....                            | 32  |
| 1.4.1 | Sonlu Elemanlar Metodunun Avantajları.....              | 33  |
| 1.4.2 | Sonlu Elemanlar Analizinin Tarihi .....                 | 33  |
| 1.4.3 | Sonlu Elemanlar Metodu Yaklaşımı .....                  | 34  |
| 1.4.4 | Sonlu Elemanlar Çözüm Yöntemi .....                     | 37  |
| 1.4.5 | Sonlu Eleman Tipleri .....                              | 40  |
| 2.    | HESAPLAMALAR VE ANALİZ SONUÇLARI.....                   | 46  |
| 2.1   | Giriş Mili (F – 729).....                               | 50  |
| 2.1.1 | Statik dişli kuvvetleri .....                           | 50  |
| 2.2   | Daimi iştirak dişlisi (F - 725) .....                   | 54  |
| 2.2.1 | Statik dişli kuvvetleri .....                           | 55  |
| 2.3   | Arazi grup dişlisi (F – 730) .....                      | 59  |
| 2.3.1 | Statik dişli kuvvetleri .....                           | 60  |
| 2.4   | Seyyar dişlisi – 1 (F – 726).....                       | 64  |
| 2.4.1 | Statik dişli kuvvetleri .....                           | 65  |
| 2.5   | Prizdirek dişlisi (F – 732).....                        | 69  |
| 2.5.1 | Statik dişli kuvvetleri .....                           | 69  |
| 2.6   | Seyyar dişlisi – 2 (F – 726).....                       | 74  |
| 2.6.1 | Statik dişli kuvvetleri .....                           | 75  |
| 2.7   | Kamalı mil (F – 728).....                               | 79  |
| 2.7.1 | Statik dişli kuvvetleri .....                           | 79  |
| 2.8   | Hız dişlisi (F – 724) .....                             | 82  |
| 2.8.1 | Statik dişli kuvvetleri .....                           | 83  |
| 2.9   | Giriş mili gövdesi (F - 1149) .....                     | 85  |
| 2.10  | Prizdirek dişli gövdesi (F - 926) .....                 | 88  |
| 2.11  | Transfer kutusu (F – 787R) .....                        | 91  |
| 2.12  | Alt kapak(F - 1155).....                                | 96  |
| 3.    | SONUÇLAR.....   | 100 |
|       | KAYNAKLAR .....   | 101 |
|       | EKLER .....   | 103 |
|       | Ek 1 GTD Model 4x4 İdari Hizmet Aracı Özellikleri ..... | 104 |
|       | Ek 2 Malzemelerin Özellikleri.....                      | 106 |
|       | Ek 3 Teknik Resimler.....                               | 115 |
|       | ÖZGEÇMİŞ.....   | 117 |

## SİMGE LİSTESİ

|                 |                                |
|-----------------|--------------------------------|
| $b$             | Diş genişliği                  |
| $D_a$           | Dişli dış çapı                 |
| $D_f$           | Dişli diş dibi çapı            |
| $D_o$           | Dişli bölüm dairesi çapı       |
| $D_t$           | Dişli temel dairesi çapı       |
| $h$             | Diş yüksekliği                 |
| $h_f$           | Diş dibi yüksekliği            |
| $h_k$           | Diş üstü yüksekliği            |
| $i$             | Çevrim oranı                   |
| $M_n$           | Normal modül                   |
| $M_s$           | Alın modülü                    |
| $N$             | Dişli devri                    |
| $P_{hp}$        | Dişli tarafından iletilen güç  |
| $s$             | Diş üstü genişliği             |
| $T$             | Dişli tarafından iletilen tork |
| $t$             | Adım                           |
| $z$             | Diş sayısı                     |
| $\alpha_{n0}$   | Normal kavrama açısı           |
| $\alpha_{s0}$   | Alın kavrama açısı             |
| $\beta$         | Helis açısı                    |
| $\varepsilon_T$ | Toplam kavrama oranı           |
| $\varepsilon_1$ | Kavrama oranı                  |
| $\varepsilon_2$ | Atlama oranı                   |
| $\Omega$        | Açısal hız                     |

## **KISALTIMA LİSTESİ**

|     |   |
|-----|---|
| FEM | Finite Element Method (Sonlu Elemanlar Metodu)                |
| CAD | Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)           |
| DIN | Deutsches Institut für Normung (Alman Standartları Enstitüsü) |

## ŞEKİL LİSTESİ

|   |    |
|---|----|
| Şekil 1.1 Dişli kuvvetleri.....   | 6  |
| Şekil 1.2 Çift dişlili bir mekanizmada yataklara gelen kuvvetler.....                                     | 8  |
| Şekil 1.3 Üç dişli çarklı mekanizmada yataklara gelen kuvvetler.....                                      | 9  |
| Şekil 1.4 Çeviren dişli çark ortada olursa bunun yataklarına yük binmez.....                              | 9  |
| Şekil 1.5 Bir mil üzerinde birden fazla dişli bulunduğu yataklara gelen kuvvetler.....                    | 10 |
| Şekil 1.6 Yatakların dışına yerleştirilmiş dişli için yataklarda meydana gelen kuvvetler.....             | 10 |
| Şekil 1.7 İki yatak arasına yerleştirilmiş dişlide yataklara gelen kuvvetler.....                         | 11 |
| Şekil 1.8 Bir mil üzerinde biri yatakların dışında iki dişli olduğunda yataklardaki kuvvetler.....        | 12 |
| Şekil 1.9 Bir mil üzerinde iki yatak arasında iki dişli olduğunda yataklardaki kuvvetler.....             | 12 |
| Şekil 1.10 Helisel dişli yatakların arasında olduğunda yataklara gelen kuvvetler.....                     | 14 |
| Şekil 1.11 Helisel dişli yatakların dışında olduğunda yataklara gelen kuvvetler.....                      | 14 |
| Şekil 1.12 $\Delta F_e = F_{e1} - F_{e2}$ çıkması için, aynı mil üzerinde helis yönleri aynı seçilir..... | 15 |
| Şekil 1.13 Çavuş dişlisinde eksen yönünde kuvvet yoktur ( $\Delta F_e = 0$ ).....                         | 15 |
| Şekil 1.14 Vites değiştirici mekanizma.....   | 19 |
| Şekil 1.15 Enine vites değiştirme mekanizması.....  | 21 |
| Şekil 1.16 İki hızlı vites kutusunun çalışma prensibi.....  | 26 |
| Şekil 1.17 4x4 sisteminde kullanılan kardan millerinin düzenlenmesi.....                                  | 27 |
| Şekil 1.18 Gleason Torsen tipi diferansiyelin iç düzenlenmesi.....  | 29 |
| Şekil 1.19 Orta diferansiyel ve viskoz kontrol ünitesi.....   | 30 |
| Şekil 1.20 Full-time 4x4 sistemlerinin ana düzenleniş şekilleri.....                                      | 31 |
| Şekil 1.21 Üçgenin alan bilgileri kullanılarak dairenin alanının hesaplanması.....                        | 35 |
| Şekil 1.22 Alanları eşit dört üçgen kullanarak sonuca yaklaşım.....                                       | 35 |
| Şekil 1.23 Üçgen sayısının arttırılmasıyla doğru sonuca yaklaşım.....                                     | 36 |
| Şekil 1.24 Seri bağlanmış tek serbestlik dereceli yaylar.....   | 38 |
| Şekil 1.25 Yay elemanında kuvvetler ve yer değiştirmelerin gösterilmesi.....                              | 38 |
| Şekil 1.26 Mukavemet biliminde incelenen yapılar.....   | 40 |
| Şekil 1.27 Çeşitli tipte sonlu elemanlar.....   | 42 |
| Şekil 1.28 Bir kafes sistemin çubuk elemanlarla oluşturulmuş sonlu elemanlar modeli.....                  | 43 |
| Şekil 1.29 Bir otomobil kaputunun ağ yapısı.....  | 43 |
| Şekil 1.30 Bir kasnağa ait ağ yapısı.....   | 44 |
| Şekil 1.31 Lineer (a) ve parabolik (b) tetrahedral elemanlar.....   | 44 |
| Şekil 2.1 GTD model sessiz transfer mekanizması elemanları.....   | 46 |
| Şekil 2.2 Maksimum çevrim oranları.....   | 47 |
| Şekil 2.3 Transfer kutusunun montaj şeması.....   | 48 |
| Şekil 2.4 Transfer mekanizmasının 4x4 düşük hız (yüksek tork) konumu.....                                 | 49 |
| Şekil 2.5 Giriş mili – Kuvvetlerin durumu.....  | 50 |
| Şekil 2.6 Giriş mili – Analiz sonucu Von Mises gerilmeleri.....   | 52 |
| Şekil 2.7 Giriş mili – Analiz sonucu yer değişimi değerleri.....  | 53 |
| Şekil 2.8 Daimi iştirak dişlisi – Kuvvetlerin durumu.....   | 54 |
| Şekil 2.9 Daimi iştirak dişlisi – Analiz sonucu (C) dışında Von Mises gerilmeleri.....                    | 56 |
| Şekil 2.10 Daimi iştirak dişlisi – Analiz sonucu (C) dışında yer değiştirme değerleri.....                | 56 |
| Şekil 2.11 Daimi iştirak dişlisi – Analiz sonucu (A) dışında Von Mises gerilmeleri.....                   | 57 |
| Şekil 2.12 Daimi iştirak dişlisi – Analiz sonucu (A) dışında yer değiştirme değerleri.....                | 58 |
| Şekil 2.13 Arazi grup dişlisi - Kuvvetlerin durumu.....   | 59 |
| Şekil 2.14 Arazi grup dişlisi – Analiz sonucu (A) dışında Von Mises gerilmeleri.....                      | 61 |
| Şekil 2.15 Arazi grup dişlisi – Analiz sonucu (A) dışında yer değiştirme değerleri.....                   | 61 |
| Şekil 2.16 Arazi grup dişlisi – Analiz sonucu (B) dışında Von Mises gerilmeleri.....                      | 63 |
| Şekil 2.17 Arazi grup dişlisi – Analiz sonucu (B) dışında yer değiştirme değerleri.....                   | 63 |
| Şekil 2.18 Seyyar dişlisi 1 – Kuvvetlerin durumu.....   | 64 |

|  |     |
|--|-----|
| Şekil 2.19 Seyyar dişli - 1 – Analiz sonucu (A) dışında Von Mises gerilmeleri.....       | 66  |
| Şekil 2.20 Seyyar dişli - 1 – Analiz sonucu (A) dışında yer değiştirme değerleri.....    | 66  |
| Şekil 2.21 Seyyar dişli - 1 – Analiz sonucu (B) dışında Von Mises gerilmeleri.....       | 67  |
| Şekil 2.22 Seyyar dişli - 1 – Analiz sonucu (B) dışında yer değiştirme değerleri.....    | 68  |
| Şekil 2.23 Prizdirek dişlisi – Kuvvetlerin durumu.....                                   | 69  |
| Şekil 2.24 Prizdirek dişlisi – Analiz sonucu (A) dışında Von Mises gerilmeleri.....      | 71  |
| Şekil 2.25 Prizdirek dişlisi – Analiz sonucu (A) dışında yer değiştirme değerleri.....   | 72  |
| Şekil 2.26 Seyyar dişlisi 2 – Kuvvetlerin durumu .....                                   | 74  |
| Şekil 2.27 Seyyar dişli - 2 – Analiz sonucu (A) dışında Von Mises gerilmeleri.....       | 76  |
| Şekil 2.28 Seyyar dişli - 2 – Analiz sonucu (A) dışında yer değiştirme değerleri.....    | 76  |
| Şekil 2.29 Seyyar dişli - 2 – Analiz sonucu (B) dışında Von Mises gerilmeleri.....       | 77  |
| Şekil 2.30 Seyyar dişli - 2 – Analiz sonucu (B) dışında yer değiştirme değerleri.....    | 78  |
| Şekil 2.31 Kamalı mil – Kuvvetlerin durumu .....   | 79  |
| Şekil 2.32 Kamalı mil – Analiz sonucu (A) dışında Von Mises gerilmeleri.....             | 80  |
| Şekil 2.33 Kamalı mil – Analiz sonucu (A) dışında yer değiştirme değerleri.....          | 81  |
| Şekil 2.34 Hız dişlisi – Kuvvetlerin durumu .....  | 82  |
| Şekil 2.35 Hız dişlisi – Analiz sonucu (A) dışında Von Mises gerilmeleri .....           | 84  |
| Şekil 2.36 Hız dişlisi – Analiz sonucu (A) dışında yer değiştirme değerleri .....        | 84  |
| Şekil 2.37 Giriş mili gövdesi – Kuvvetlerin durumu .....                                 | 85  |
| Şekil 2.38 Giriş mili – Yatakların durumu .....  | 86  |
| Şekil 2.39 Giriş mili gövdesi – Analiz sonucu Von Mises gerilmeleri.....                 | 87  |
| Şekil 2.40 Giriş mili gövdesi – Analiz sonucu yer değiştirme değerleri.....              | 87  |
| Şekil 2.41 Prizdirek dişli gövdesi – Kuvvetlerin durumu .....                            | 88  |
| Şekil 2.43 Prizdirek dişli gövdesi – Analiz sonucu Von Mises gerilmeleri.....            | 90  |
| Şekil 2.44 Prizdirek dişli gövdesi – Analiz sonucu yer değiştirme değerleri.....         | 90  |
| Şekil 2.45 Transfer kutusu – Sabitleme noktaları.....                                    | 91  |
| Şekil 2.46 Transfer kutusu – Kesit görünüş .....   | 91  |
| Şekil 2.48 Transfer kutusu – Analiz sonucu Von Mises gerilmeleri (ön görünüm) .....      | 93  |
| Şekil 2.49 Transfer kutusu – Analiz sonucu Von Mises gerilmeleri (arka görünüm) .....    | 94  |
| Şekil 2.50 Transfer kutusu – Analiz sonucu yer değiştirme değerleri (ön görünüm) .....   | 95  |
| Şekil 2.51 Transfer kutusu – Analiz sonucu yer değiştirme değerleri (arka görünüm) ..... | 96  |
| Şekil 2.52 Alt kapak – Analiz sonucu Von Mises gerilmeleri .....                         | 97  |
| Şekil 2.53 Alt kapak – Analiz sonucu yer değiştirme değerleri .....                      | 98  |
| Şekil 3.1 Grup mili boyutları.....   | 115 |
| Şekil 3.2 Kayıcı içten dişli boyutları.....  | 116 |

## ÇİZELGE LİSTESİ

|  |     |
|--|-----|
| Çizelge 2.2 Giriş mili – Düz diş özellikleri tablosu.....                      | 50  |
| Çizelge 2.3 Daimi iştirak dişlisi – Helis diş özellikleri.....                 | 54  |
| Çizelge 2.4 Daimi iştirak dişlisi – Düz diş özellikleri.....                   | 55  |
| Çizelge 2.5 Arazi grup dişlisi - Helis diş özellikleri.....                    | 59  |
| Çizelge 2.6 Seyyar dişlisi 1 –Helis diş özellikleri .....                      | 64  |
| Çizelge 2.7 Seyyar dişlisi 1 –Düz diş özellikleri .....                        | 65  |
| Çizelge 2.8 Prizdirek dişlisi – Düz diş özellikleri.....                       | 69  |
| Çizelge 2.9 Seyyar dişlisi 2 –Helis diş özellikleri .....                      | 74  |
| Çizelge 2.10 Seyyar dişlisi 2 –Düz diş özellikleri .....                       | 75  |
| Çizelge 2.11 Kamalı mil – Düz diş özellikleri .....                            | 79  |
| Çizelge 2.12 Hız dişlisi – Helis diş özellikleri .....                         | 82  |
| Çizelge 2.13 Hız dişlisi – Düz diş özellikleri .....                           | 83  |
| Çizelge 3.1 Tüm parçalara ait maksimum gerilme ve yerdeğiştirme değerleri..... | 100 |
| Çizelge 3.2 GTD Model 4x4 İdari Hizmet Aracı Özellikleri.....                  | 104 |

## ÖNSÖZ

Günümüzde sürekli değişen ve gelişen koşullar karşısında mühendislerden daha hızlı, pratik ve ekonomik çözümler beklenmektedir. Üretilecek parçalar büyüdükçe yada yapıları karmaşıktıkça kurulması gereken deney tertibatları artmakta ve büyümekte, bunun sonucunda daha tasarım aşamasında olan ürünün maliyetleri artmakta ve zaman kaybı olmaktadır. Doğru çözümlere daha kolay ulaşmada bilgisayarlar ve sürekli gelişen paket programlar şüphesiz zamana karşı yarışan mühendislerin vazgeçilmez birer aracı olmuşlardır. Bu açıdan yürüttüğüm bu tez çalışmasında elastisite teorisi veya sonlu elemanlar analizi gibi karmaşık ve el ile hesaplamalarının yapılması zor konularda bu araçları kullanarak bir arazi taşıtının transfer mekanizmasının ömrünü tahmin etmemizde bize önemli bilgiler sunacak olan maksimum gerilme değerlerinin hesaplanması anlatılmıştır.

Bu tez çalışmasında 1013 Ordu Donatım Ana Tamir Fabrikası Müdürlüğü'nde üretimi yapılan GTD model bir arazi taşıtının sessiz transfer mekanizmasının gerilme analizleri yapılmıştır.

Transfer mekanizmasının parçalarının modellenmesinde SolidWorks 2003 programı, maksimum gerilmelerin hesaplandığı sonlu elemanlar analizi çözümlerinde ise COSMOS Works 6.0 ve MSC. VisualNastran 4d 2003 programları kullanılmıştır.

Tez çalışmam boyunca beni yönlendiren danışmanım Sayın Prof. Dr. Necati TAHRALI 'ya, yardımlarını esirgemeyen asistan arkadaşım Ali EREN 'e, yüksek lisans eğitimim boyunca bana her konuda destek olan Sevgili Babanneme, Aileme, Dostlarıma ve Birlik Bağlantı Elemanları çalışanlarına gösterdikleri ilgi ve sonsuz sabırlarından dolayı teşekkürü ederim.

Ertuğrul AFACAN

## ÖZET

Bu çalışmada dört tekerlekten çekişli bir arazi taşıtının transfer mekanizmasının sonlu elemanlar metodu ile gerilme analizi yapılmıştır. Transfer dişli mekanizmasına motordan gelen momentlerin etkileri dişlilerin çeşitli kombinasyonları için incelenmiştir.

Ele alınan transfer mekanizması arazi taşıtlarında motordan gelen momenti ön ve arka tekerleklere çeşitli oranlarda dağıtarak yol koşullarına uygun bir sürüş sağlamaktadır.

Mekanizmanın bağlı bulunduğu sistem hattı üzerinde bulunan diğer yapı elemanlarının elastik etkileri, ataletleri ve yatak sürtünmeleri için içine katılacak olursa, zaten kinematik yapısı hayli karışık olan sistemin dinamik yapısı daha çok karışacaktır. Böyle bir karışık yapının formüle edilmesi ve analizi el ile yapılacak hesaplamalar için oldukça karışık olacağından bilgisayar ve çeşitli paket programların yardımına ihtiyaç duyulmaktadır. Böylece analizde insan faktöründen kaynaklanan hatalar en aza indirilmiş olacak, daha hızlı ve daha doğru bilgiler elde edilecektir.

Birebir oranında üç boyutlu çizilmiş model üzerine motordan gelen maksimum torku maksimum oranda ileten 1. vites konumunda yine transfer mekanizmasına maksimum oranda tork etkileyen 4x4 yüksek tork konumu göz önüne alınarak mekanizmanın simülasyonu oluşturulmuştur. Ardından bu momentin dişliler üzerinde oluşturduğu kuvvetlerin neden olduğu gerilmeler sonlu elemanlar analizi metodunu kullanan bir bilgisayar programı ile hesaplanmıştır. Analizler sonucunda her bir parça üzerine etkileyen kritik gerilme noktaları ve maksimum gerilme değerleri belirlenmiştir.

**Anahtar kelimeler:** 4x4 çekiş sistemi, Transfer kutusu, transmisyon dişlileri, sonlu elemanlar analizi.

## **ABSTRACT**

In this work, a GTD model four wheel driving mechanism which is using in military offroad jeeps has been analyzed using the Finite Elements Methods. The impacts which has transfered moments from engine to gear transfer mechanism has observed for various gear combinations.

The gear mechanism has provided the proper driving in according to road condition on account of changes the motor torque and distribute it front and / or rear wheel.

If we take into consideration the other parts, mechanisms and their elastic effects, inertias and bearing frictions which have connected to transfer mechanism, the dynamic construction of system which has complicated will be abstruse. Anyway, as known the kinematic construction of mechanism was complicated normally. For this reason, we feel the need to use computer and software packages because of manual formulation and manual analysis will be very difficult for such a complex constructions. At the same time we need to get faultness result therefore we have to prefer the best system for all calculations.

The gear mechanism was been drawn with real dimensions and modelled as three dimensions, and then these parts has assembled according to 4x4 high torque gear position into transfer box. This combination provides maximum torque for all parts. After the assembly the mechanism was been simulated; end of the work we obtained critical stress points and values by using FEM.

**Keywords:** Four Wheel drive systems, drive transfer box, transmission gears, finite element method.

## 1. GİRİŞ

### 1.1 MEKANİZMALARDA KUVVETLER

Bir mekanizma içersinde makine uzuvları ile iletilen kuvvetler iki gruba ayrılırlar. Birinci gruptakilere statik kuvvetler denir ki bunlar servis kuvvetleri ve uzuvların ağırlıklarından kaynaklanır; ikinci grup kuvvetler dinamik kuvvetlerdir ve ivmelenmiş uzuvların ataletlerinden kaynaklanırlar.

Bir makine elemanının dizaynında her iki grubun tesirlerinin özellikle yüksek hız uygulamalarında bileşik olarak hesaba katılması gerekir.

Dinamik kuvvetlerin incelendiği dinamik analiz iki kısma ayrılır\*;

- Kinematik; Sadece geometrik açıdan hareket karakteristikleri olan yerdeğiştirme, hız ve ivmenin incelenmesidir. Yani hareketin geometrisinin etüdüdür. Bu yeni bir makine yada mekanizmanın dizayn prosedürünün ilk adımlarından biridir.
- Kinetik; bu, cisme etkiyen kuvvetlerle cismin kütlesi ve hareketi arasındaki bağıntıyı kurar; kinetik verilmiş kuvvetlerin sebep olacağı hareketi bulmak, veya verilmiş bir hareketi meydana getirmek için gerekli kuvvetleri belirtmekle uğraşır.

### 1.2 DIŞLİLERİN KİNEMATİĞİ

Dişliler geniş bir uygulama alanı olan çok önemli bir makine elemanıdır. Özellikle çok bölgeli yüzeye sahip özel kamlar veya dişliler hareketin tüm çevirimi süresince hız oranları sabit olan miller arasında hareket ve güç iletimini sağlarlar. Devir ve moment değiştirmede kullanılırlar.

Dişli mekanizmalarında dişlilerin çalışması esnasında dinamik yükün oluşmasına sebep olan faktörler; elastik diş deformasyonları ile imalat ve montaj hatalarıdır. Dişli sistemlerindeki dinamik etkilerin azaltılmasında rol oynayan en önemli hususlardan biri, imalat hatalarının (profil hatası, adım hatası, v.s.) minimuma indirildiği, standart bir dişli elde etmektir. Bu yüzden, dişlilerdeki imalat hataları DIN 3961 standartlarıyla sınıflandırılmıştır.\*\*

Dişlilerin çalışması esnasında dişler üzerine, dönme momentinden dolayı gelen yüklerden başka, ayrıca dinamik yüklerde tesir etmektedir. Dişli ana kanununa uygun olarak, düzgün

---

\* [Güçlü], [Beer P. F.]

\*\* [Gani], [Güçlü]

hareket iletimi sağlansa bile elastik diş deformasyonu dolayısıyla dinamik yük artışları meydana gelmektedir. Çünkü, kavrama durumundaki dişlerde elastik deformasyondan dolayı, profil normali üzerindeki normal hızların eşitlik değeri bozulmakta ve arkadan gelen diş çiftinin kavramaya girmesi darbeleri olmaktadır. Ayrıca; profil hatası, adım hatası, eksen kaçıklığı gibi imalat hataları ile montaj hataları da dinamik yükün artmasına sebep olmaktadır. Bir dişli mekanizmasındaki tüm elemanlar standartlara uygun imal edilse bile kutu içersine monte edilip, eş çalışmaya başladıktan sonra sistemde oluşan toplam hatanın sonucu, dinamik problemler ortaya çıkmaktadır.

Genel dişli kanunu : Karşılıklı iki dişli çarkın birbirleriyle çalışabilmeleri için profillerinin birbirine uygun olması gerekir. Belirli bir devir sayısında çalışan bir dişli çiftinin açışal hız oranını sabit olarak iletmesi gerekir.\*

Dişli çarkların boyutlandırılması ve modellenmesi alanlarında literatürde çok sayıda çalışma mevcuttur. Hefeng, Savage ve Knorr yaptıkları çalışmada kramayer bıçak ile imal edilmiş silindirik düz dişli çarkların bilgisayar ortamında modellenmesini gerçekleştirmiş ve geometrik ifadeler elde etmiştir. Rao çalışmasında gerilme analizinde kullanılmak üzere helisel dişli çarkların üç boyutlu modelini elde etmek için temel matematiksel denklemler vermiştir. Arıkan ve Tamar, çalışmalarında daha önceden Tsay tarafından kullanılmış olan diş oluşturma metodunu kullanarak, üç boyutlu diş modelini Ideas programıyla gerçekleştirmişlerdir. Akkurt ve Engin helisel dişli çarkların tasarımı için Autocad-ADS lisansını kullanan bir program geliştirmişlerdir. Bu programda, ilk aşamada girilen veriler kullanılarak önce dişli çark boyutlandırılmakta ve imalatta kullanılacak çizimler Autocad programında otomatik olarak elde edilmektedir. Fetvacı, ANSYS sonlu elemanlar analiz programını kullanarak, iki boyutlu düz dişli modellenmesini gerçekleştirmiş ve ANSYS programının parametrik dizayn modülünü etkin olarak kullanarak diş kuvvetlerinin tatbikinde otomasyon sağlayan bir makro program geliştirmiştir. Argyris, Donno ve Litvin sonsuz vida mekanizmalarının temas çizgilerini belirleyerek grafiksel çözüm sunan bir programı Visual Basic yazılım dilini kullanarak geliştirmişlerdir. Bu program, mekanizmanın iletim hatalarının analizine imkan vermektedir. Çavdar ve Karpat tarafından sunulan yayının devamı olarak hazırlanan bu çalışmada, programlar ve yaklaşım tamamen yenilenmiştir. Bugün kullanımda olan birçok modelleme programında dişli çarkların çizimi için ayrı modüller ve programcıklar mevcuttur.

---

\* [Hirschhorn]

Dişli çarkların boyutlandırılmasında kullanılan hesap yöntemlerinde genel olarak diş dibi mukavemetine ve diş yan yüzey mukavemetine göre modül hesaplanarak başlanır. Hesaplamalarda sürekli mukavemet veya zaman mukavemeti isteğine bağlı olarak malzeme emniyet değerlerinin yanı sıra çalışma şartlarını ifade eden çok sayıda faktör kullanılır. Bu faktörler, dişli çark hesaplamalarının uzun ve karmaşık olmasının nedeni olarak gösterilebilirler. Uygun sonuçlara ulaşılamadığında yaşanan, hesap adımlarında sıklıkla önceki adımlara geri dönme zorunlulukları da zaman kaybı ve hesap hatalarına neden olmaktadır.

Dişli çark boyutlandırma süreci çeşitli alanlarda kapsamlı araştırmalar, tecrübe ve yoğun bir mühendislik çalışması gerektirmektedir. Tasarımcı hesaplama sürecinde faktörlerin ne anlama geldiğinden, dişli çark imalat bilgilerine kadar uzanan geniş bir yelpazede bilgiye ihtiyaç duyar. Tasarımcının bu bilgilere güvenli ve hızlı bir şekilde ulaşması tasarım sürecinin verimliliği için önemlidir.

### 1.2.1 Tanımlar\*

Dişli çarkların çizimi ve modellenmesinde bilinmesi gereken bazı önemli tanımlar şunlardır.

*Pinyon*:eş çalışan dişlilerden küçük olanı

*Çark*:eş çalışan dişlilerden büyük olanı

*Kramayer*:dişli düz çubuk, sonsuz yarıçaplı dişli

*Eş çalışma*:çalışma teması

*Yuvarlanma silindiri*:silindirik dişli, kinematik olarak dişli eşdeğeri

*Yuvarlanma dairesi*:yuvarlanma silindirinin kesiti

*Kesme, diş açma dairesi*:diş açma sırasındaki yuvarlanma dairesi

*Eş çalışma dairesi*:çalışma anındaki yuvarlanma dairesi

*Yuvarlanma noktası*:yuvarlanan dairelerin temas noktası

*Dişli temel dairesi*:evolvent profilin meydana getirdiği daire

---

\* [Kapelevich], [Schiekel]

*Dişli adımı*:birbiri arkası gelen iki dişin benzer noktaları arasındaki dairesel mesafe

*Temel adım*:temel daire üzerindeki adım

*Kesme adımı*:kesme dairesi üzerindeki dairesel adım

*Eş çalışma adımı*:eş çalışma daireleri üzerindeki adım

*Modül, oran*: $\pi$  / kramayerin yanal adımı

*Normal adım*:dişli helisine dik helis boyunca ölçülen ve birbiri arkası gelen iki helis dişlisi arasındaki mesafe

*Normal kesme adımı*:kesme daireleri üzerindeki adım

*Normal eş çalışma adımı*:eş çalışma dairesi üzerindeki adım

*Normal modül, oran*: $\pi$  / helisel kramayer dişli adımı

*Kavrama doğrusu*:dış kuvvetlerin sürtünme ihmal edilmesi durumundaki etki doğrultusu, helisel dişlilerde iki farklı kavrama doğrusu gözlenir. Birincisi toplam diş kuvvetine tekabül eden doğrudur, ikincisi ise hareket düzlemi içerisinde kuvvet bileşenine tekabül eden kavrama doğrusudur. Düz dişlilerde bu iki doğru aynıdır.

*Kavrama açısı*:kavrama doğrusu ile teğetsel düzlem arasındaki açı

*Teğetsel düzlem*:her iki yuvarlanma silindirin teğet olan ve temas noktasından geçen düzlem

*Temas yolu*:düzlemsel harekette dişlilerin temas noktasının izlediği yol

*Alın açısı*:hareket düzlemi içerisinde diş profiline teğet doğru ile bu teğet noktasından geçen radyal doğru arasındaki açı

*Diş ucu*:kesme dairesi üzerinde kalan radyal diş yüksekliği

*Diş dibi*:kesme dairesinin altında kalan radyal diş derinliği

*Çevrim oranı* : Kavrama halindeki iki dişli arasında, tahrik edilen dişlinin diş sayısının tahrik eden dişlinin diş sayısına oranına denir.

### 1.2.2 Dişlilerin Boyutlandırılması

Dişli tasarımında kullanılan bazı önemli formüller şunlardır.

$$M_n = \frac{t}{\pi} = \frac{D_o}{z} \quad (1.1)$$

$$D_a = D_o + 2 \cdot M_n \quad (1.2)$$

$$D_f = D_a - 2 \cdot h \quad (1.3)$$

$$h = \frac{13}{6} \cdot M_n \quad (1.4)$$

$$h_k = M_n \quad (1.5)$$

$$h_f = \frac{7}{6} \cdot M_n \quad (1.6)$$

$$s = \frac{19}{40} \cdot t = \frac{19}{40} \cdot \frac{\pi}{z} \cdot D_o \quad (1.7)$$

$$D_t = \frac{D_o}{\cos \alpha_n} \text{ (içten çalışan dişlilerde)} \quad (1.8)$$

$$D_t = D_o \cdot \cos \alpha_n \text{ (dıştan çalışan dişlilerde)} \quad (1.9)$$

$$i = \frac{N_1}{N_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (1.10)$$

$$\varepsilon_1 = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot M_{no}} \quad (1.11)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \left[ \sqrt{\left(\frac{z_1 + 2}{\cos \alpha_{so}}\right)^2 - z_1^2} + \sqrt{\left(\frac{z_2 + 2}{\cos \alpha_{so}}\right)^2 - z_2^2} - (z_1 + z_2) \cdot \tan \alpha_{so} \right] \quad (1.12)$$

$$\varepsilon_T = \varepsilon_1 \text{ (düz dişlilerde)} \quad (1.13)$$

$$\varepsilon_T = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 \text{ (helisel dişlilerde)} \quad (1.14)$$

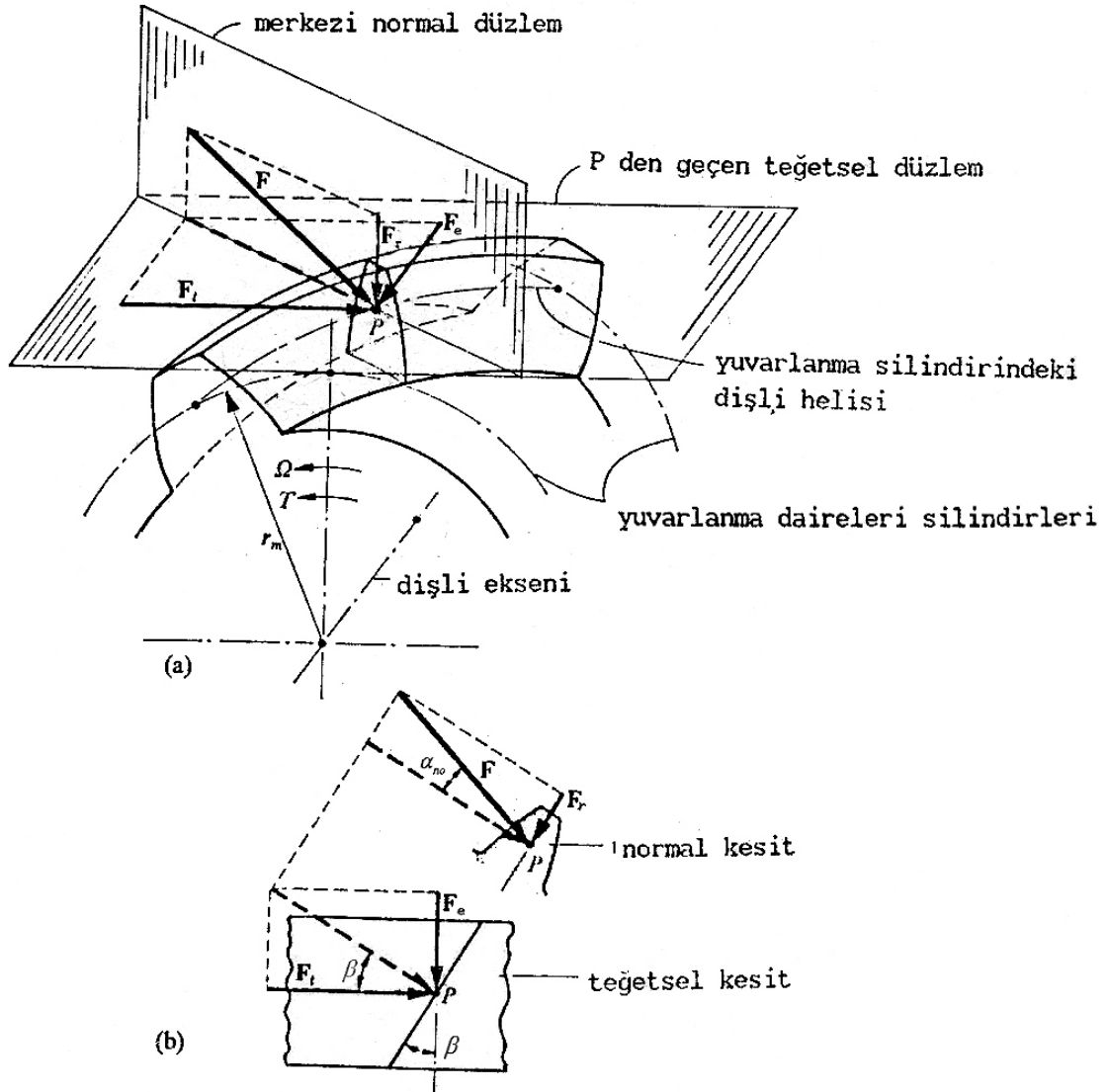
### 1.2.3 Statik Dişli Kuvvetleri\*

Şekil 1.1 de saat ibresinin tersi yönünde döndüğü kabul edilen ve üst kısmında mevcut başka

---

\* [Okday], [Hirschhorn]

bir dişliye tork ileten helisel dişliye ait tek bir dişi göstermektedir. Dolayısıyla diş, yuvarlanma dairelerinin temas noktasından geçen ve diş yüzeyine dik olan merkezi dik düzlem içerisinde bulunan, etki doğrultusu yuvarlanma daireleri temas noktası P den geçen bileşke bir  $F$  reaksiyon kuvvetine maruzdur. Sürtünmeler ihmal edildiğinde bu kuvvet diş yan yüzeyine diktir.  $F$  birbirine dik olan üç bileşene ayrılabilir: teğetsel kuvvet  $F_t$  (dişli eksenine dik olan teğetsel düzlem içerisinde bulunan ve yuvarlanma dairelerine teğet olan bir kuvvettir), aksenal kuvvet  $F_e$  (teğetsel düzlem içerisinde bulunup, diş eksenine paraleldir) ve radyal kuvvet  $F_r$  (dik düzlem içerisinde bulunup diş düzlemine diktir). Teğetsel kuvvet gerçek faydalı iş yapan faydalı kuvvet bileşenidir. Yan etki olarak dişli eksenlerini ihtiva eden düzleme dik doğrultuda, dişli millerini eğmeye çalışır.



Şekil 1.1 Dişli kuvvetleri

Eksenel kuvvet diş helisinden dolayı ortaya çıkar. Dişli mil eksenleri düzlemi içerisinde mili eğmeye çalışır ve radyal yük yanında itmeyi de karşılayacak olan tipte rulmanlı yatak kullanmayı gerektirir. Bu iki etki de çavuş dişliler kullanılmak sureti ile ortadan kaldırılabilir. Dişli yüzünün bir yarısı sağ el helise, diğer yarısı da sol el helise sahiptir.

Radyal kuvvet, ortadan kaldırılamayan kavrama açısından kaynaklanan bir bileşendir. Dişli eksenleri düzleminde dişli şaftını eğmeye çalışır.

$$F = \frac{F_t}{\cos \beta \cdot \cos \alpha_{no}} \quad (1.15)$$

$$F_e = F_t \cdot \tan \beta \quad (1.16)$$

$$F_r = \frac{F_t \cdot \tan \alpha_{no}}{\cos \beta} \quad (1.17)$$

Düz dişlilerde  $\beta=0$ , olduğundan dişliye etkiyen kuvvetler şu basit hale indirgenir.

$$F = \frac{F_t}{\cos \alpha_o} \quad (1.18)$$

$$F_e = 0 \quad (1.19)$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_o \quad (1.20)$$

Diğer kuvvetlerin yukarıda belirtilen denklem takımındaki hesaplamalarında kullanılan  $F_t$  teğetsel kuvveti genel verilerden doğrudan hesaplanabilir. Şöyle ki dişli tarafından iletilen güç, açısal hız ve yuvarlanma dairesi yarıçapı kullanılarak

$$P = T \cdot \Omega \quad (1.21)$$

$$T = 7026 \cdot \frac{P_{hp}}{N} \quad (1.22)$$

şeklinde yazılır ve

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{D_o} \quad (1.23)$$

olarak hesaplanır.

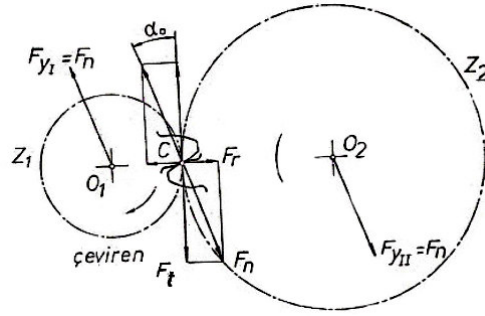
Denklem (1.22), belirli bir güç ileten çok kademeli bir redüktörün ilettiği torkun, hız düştüğü

zaman arttığını göstermektedir. Bundan dolayı düşük hız kademelerinde kullanılan dişlilerin dişleri, yüksek hız kademelerinde kullanılan dişlilerin dişlerinden daha büyük yapılırlar.

#### 1.2.4 Yatak Kuvvetleri\*

##### 1.2.4.1 Düz Dişlilerin Yataklarına Etkiği Kuvvetler

Dişli çarkların yataklara yaptıkları etkileri inceleyebilmek için dişlilerin kavrama noktalarında birbirlerine etdikleri diş kuvvetlerini kullanırız. Şekil 1.2 de görülen mekanizmada  $z_1$  çeviren  $z_2$  döndürülen dişli olarak gösterilmiştir.



Şekil 1.2 Çift dişlili bir mekanizmada yataklara gelen kuvvetler

Şekil 1.2 deki  $O_1$  ve  $O_2$  yatağına aynı büyüklükte kuvvet gelmektedir ve bu kuvvet dişliye gelen normal kuvvete eşittir;

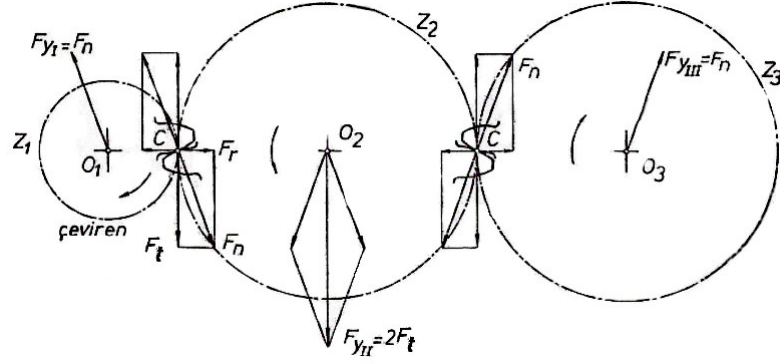
$$F_{yI} = F_{yII} = F_n \quad (1.24)$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_o} \quad (1.25)$$

$$F_r = \frac{F_t}{\tan \alpha_o} \quad (1.26)$$

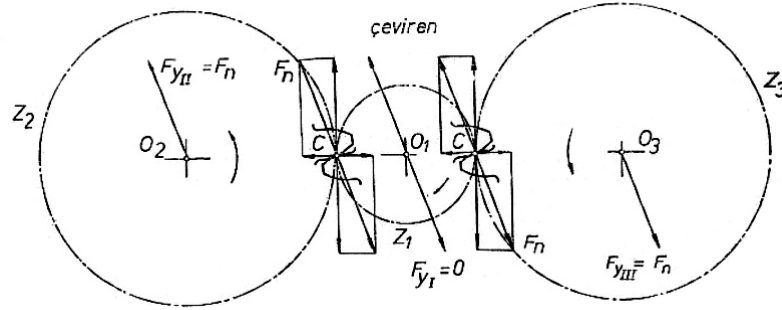
---

\* [Okday]



Şekil 1.3 Üç dişli çarklı mekanizmada yataklara gelen kuvvetler

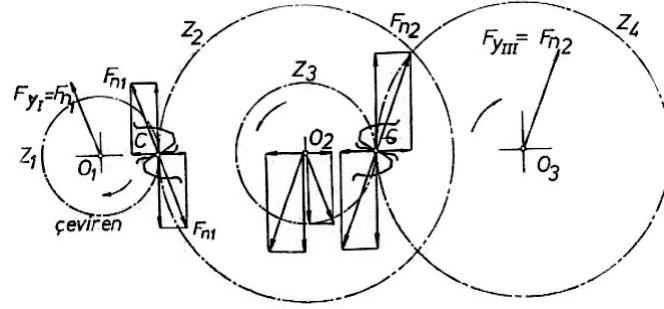
Şekil 1.3 deki 3 dişliden oluşan mekanizmayı incelersek  $z_1$  ve  $z_3$  dişlisinin yatakları  $F_{yI} = F_{yIII} = F_n$ ;  $z_2$  dişlisinin yatağı  $F_{yII} = 2F_t$  kuvvetleriyle zorlanırlar. Bu formüllerde  $F_{yI} \dots F_{yIII}$ ,  $O_1 \dots O_3$  dişlilerin yataklarına gelen tüm kuvvetlerdir.



Şekil 1.4 Çeviren dişli çark ortada olursa bunun yataklarına yük binmez

Şekil 1.4 deki gibi çeviren dişlinin ortada olduğu durumlarda sağ ve soldaki dişlilerin yataklarına gelen kuvvetlerin  $F_{yII} = F_{yIII} = F_n$  olduğu; ortadaki çeviren milin yataklarına yük binmediği görülür. ( $F_{yI} = 0$ ) Ancak bunun böyle olabilmesi için döndürülen  $z_2$  ve  $z_3$  dişlilerinin yüklü olmaları gerekmektedir.

Bir milin üzerinde birden fazla dişli bulunuyorsa her dişlinin yük yönüne göre yataklarına ilettiği yük tespit edilmelidir.

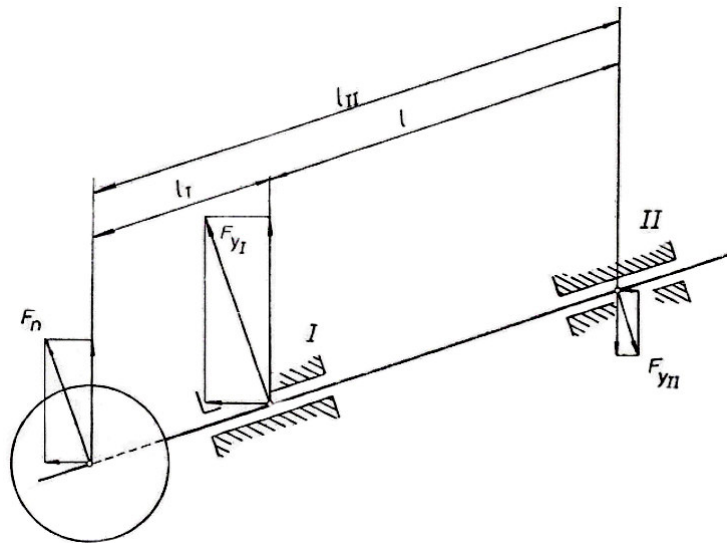


Şekil 1.5 Bir mil üzerinde birden fazla dişli bulunduğu yataklara gelen kuvvetler

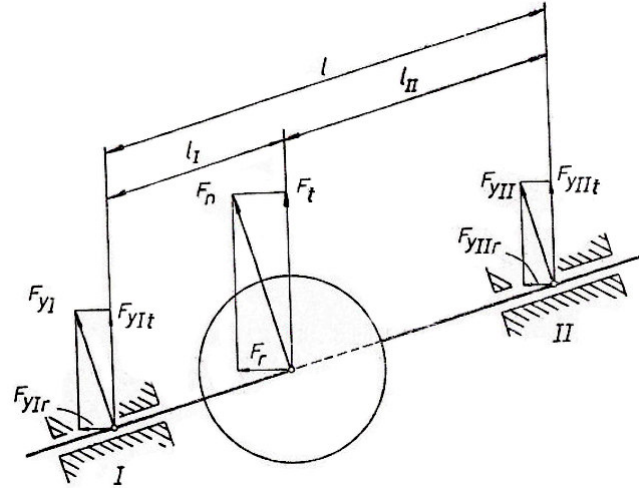
Soldaki  $O_1$  milindeki  $z_1$  dişlisi çeviren dişlidir; bununla çalışan  $z_2$  dişlisinin bulunduğu  $O_2$  milinin üzerinde  $z_2$  nin yanında  $z_3$  dişlisi bulunmaktadır ve bu dişlide  $O_3$  mili üzerindeki  $z_4$  dişlisini çevirmektedir.

$O_2$  milinin üzerindeki dişli çiftinde ( $z_3/z_4$ ) çevrim oranı değiştiğinden çevirme momenti ve etki eden  $F_n$  kuvvetlerinin büyüklüğü de değişir ( $F_{n2} > F_{n1}$ ). Şekil 1.5te bu kuvvetler yönlerine göre gösterilmiştir ancak  $O_2$  mili üzerindeki bu kuvvetler aynı düzlem içerisinde değildir.

Şekil 1.2...1.4 ile gösterilen örneklerde dişliler iki yatak arasında simetrik olarak yerleştirildiğinden yatak yükleri iki yatağa eşit olarak dağılmışlardır. Simetrik yerleştirilmemiş (Şekil 1.7) veya yatakların dışına yerleştirilmiş (Şekil 1.6) dişlilerde yataklara gelen kuvvetlerin ayrıca incelenmesi gerekir.



Şekil 1.6 Yatakların dışına yerleştirilmiş dişli için yataklarda meydana gelen kuvvetler



Şekil 1.7 İki yatak arasında yerleştirilmiş dişlide yataklara gelen kuvvetler

Dişlide etki eden kuvvet  $F_n$  dir. Yatak aralığına  $l$  ve dişlinin  $I$  No lu yatağa olan uzaklığına  $l_I$  dersek her iki şekil için yataklara gelen kuvvetleri şöyle yazabiliriz :

$$F_{yI} = F_n \frac{l_{II}}{l} \quad (1.27)$$

$$F_{yII} = F_n \cdot \frac{l_I}{l} \quad (1.28)$$

Yukarıdaki formüllerde yataklara gelen kuvvetler doğruca  $F_n$  kuvvetinden hesaplanmıştır. Ancak çok kere  $F_n$  in teğetsel ve radyal bileşeni bilindiğinden yatak kuvvetleri bu  $F_t$  ve  $F_r$  bileşenlerinden hesaplanır. Bu durumda yataklara gelen radyal kuvvetler :

$$F_{yIr} = F_r \cdot \frac{l_{II}}{l} \quad (1.29)$$

$$F_{yIIr} = F_r \cdot \frac{l_I}{l} \quad (1.30)$$

ve yataklara gelen teğetsel kuvvetlerin etkisi :

$$F_{yIt} = F_t \cdot \frac{l_{II}}{l} \quad (1.31)$$

$$F_{yII t} = F_t \cdot \frac{l_I}{l} \quad (1.32)$$

şeklinde bulunur. Bu durumda yataklara gelen toplam kuvvetler şu şekilde hesaplanır :



Şekil 1.8 ve 1.9 da aynı mil üzerinde iki dişlinin yerleştirildiği iki durum gösterilmiştir. Yatak kuvvetlerini hesaplamak için öncelikle yatak üzerine etki eden kuvvetleri radyal ve teğetsel bileşenlerine ayırırız. Bu durumda *I no* lu yatağa gelen kuvvetler:

$$F_{yIr} = F_{yIr_1} - F_{yIr_2} = \frac{F_{r1}J_{IV} - F_{r2}J_{II}}{l} \quad (1.35)$$

$$F_{yII} = F_{yII_1} + F_{yII_2} = \frac{F_{t1}J_{IV} + F_{t2}J_{II}}{l} \quad (1.36)$$

Resimler incelenirse bu iki formülün her iki durum içinde geçerli olduğu görülür. *II no* lu yatağa gelen kuvvetler Şekil 1.8 için :

$$F_{yIIr} = F_{yIIr_1} + F_{yIIr_2} = \frac{F_{r1}J_I + F_{r2}J_{III}}{l} \quad (1.37)$$

$$F_{yIII} = F_{yIII_2} - F_{yIII_1} = \frac{F_{t2}J_{III} - F_{t1}J_I}{l} \quad (1.38)$$

ve Şekil 1.9 için :

$$F_{yIIr} = F_{yIIr_1} - F_{yIIr_2} = \frac{F_{r1}J_I - F_{r2}J_{III}}{l} \quad (1.39)$$

$$F_{yIII} = F_{yIII_2} + F_{yIII_1} = \frac{F_{t2}J_{III} + F_{t1}J_I}{l} \quad (1.40)$$

Bu durumda yataklara gelen toplam kuvvetler şöyle hesaplanabilir :

$$F_{yI} = \sqrt{F_{yIr}^2 + F_{yII}^2} \quad (1.41)$$

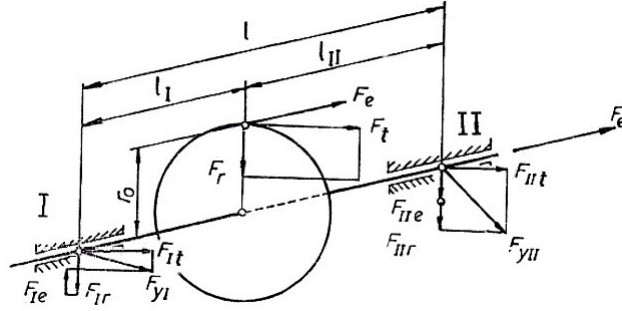
$$F_{yII} = \sqrt{F_{yIIr}^2 + F_{yIII}^2} \quad (1.42)$$

#### 1.2.4.2 Helisel Dişlilerin Yataklara Etkidiği Kuvvetler \*

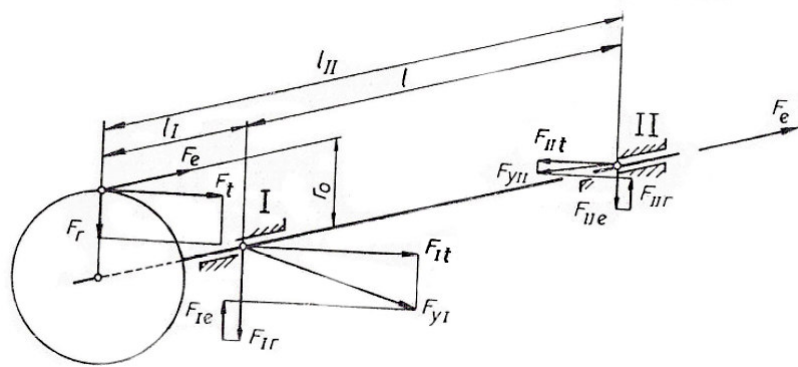
Helisel dişlilerin kullanıldığı mekanizmalarda teğetsel ve radyal kuvvetlerin yanında aksel kuvvetlerinde yataklara etkisi incelenmelidir. Şekil 1.10 helisel bir dişlinin iki yatak arasında olduğu, şekil 1.11 ise dişlinin yataklar dışında olduğu durumu göstermektedir.

---

\* [Kapelevich], [Güçlü], [Okday]



Şekil 1.10 Helisel dişli yatakların arasında olduğunda yataklara gelen kuvvetler



Şekil 1.11 Helisel dişli yatakların dışında olduğunda yataklara gelen kuvvetler

Resimler incelendiğinde yataklara gelen kuvvetler düz dişlilerde çıkardığımız formüllere benzer şekilde :

$$F_{yI} = \sqrt{F_{It}^2 + (F_{Ir} - F_{Ie})^2} \quad (1.43)$$

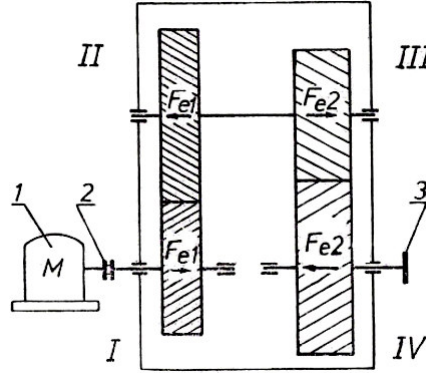
$$F_{yII} = \sqrt{F_{IIe}^2 + (F_{IIe} \pm F_{IIr})^2} \quad (1.44)$$

Denklem 1.43 her iki şekil için geçerli olmakla beraber Denklem 1.44 de “-“ işareti Şekil 1.11 hali için geçerlidir. Formüllerdeki teğetsel, radyal ve aksenal kuvvetler şu şekilde hesaplanır :

$$F_{It} = \frac{F_t J_{II}}{l}; F_{Ie} = \frac{F_e r_o}{l}; F_{Ir} = \frac{F_r J_{II}}{l} \quad (1.45)$$

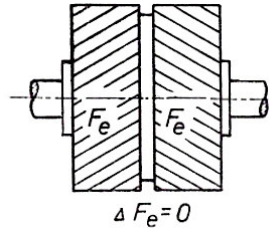
$$F_{IIe} = \frac{F_t J_I}{l}; F_{IIe} = \frac{F_e r_o}{l}; F_{IIr} = \frac{F_r J_I}{l} \quad (1.46)$$

Denklem 1.43 ve 1.44 den başka ayrıca II no'lu yataklara  $F_e$  aksenal kuvveti etkir.  $F_e$  aksenal kuvvetinin etkisini hesaplayabilmemiz için helis yönlerinin dışında hangi dişlinin çeviren dişli olduğunu da bilmemiz gerekir. Bu durum bir mil üzerinde iki helis dişli bulunuyorsa büyük önem taşır. Aksenal yüklerin aynı yönde etki edip yatağı boş yere zorlamamaları için aynı mil üzerindeki helis dişlilerinin yönleri aynı seçilmelidir. Böylece mil yataklarına etkiyen aksenal kuvvet  $\Delta F_e = F_{e1} - F_{e2}$  olacaktır.



Şekil 1.12  $\Delta F_e = F_{e1} - F_{e2}$  çıkması için, aynı mil üzerinde helis yönleri aynı seçilir.

Özel olarak çavuş dişlisi olarak adlandırılan dişlilerde aksenal kuvvet oluşmamaktadır (Şekil 1.13).



Şekil 1.13 Çavuş dişlisinde eksen yönünde kuvvet yoktur ( $\Delta F_e = 0$ ).

### 1.3 AKTARMA ORGANLARI\*

Motorlu taşıt aracının motoru tarafından üretilen gücün; aracı yürütebilmesi, araca hareket verebilmesi için döndürücü kuvvetin yeter miktarda artırılarak önden yada arkadan çekişli

\* [Cindemir], [Akyalı]

sistemlere bağlı olarak tekerleklere kadar iletilmesi gerekir. Hareketin ve döndürücü momentin tekerleklere iletilmesinde aktarma organları kullanılır. Aktarma organlarının bir amacı hareketi ve momenti iletmekse diğer bir görevi de motorun oluşturduğu momenti çoğaltmaktır.

Günümüzün motorlu taşıt araçlarında, hızla yol alma ve üzerine bindirilen yükü taşıyabilme özellikleri aranmaktadır. Yükü taşıyabilme ve yük altında istenilen hızda gidebilme motorun momentine, daha doğrusu çekiş kuvvetine bağlıdır. Motorun sağlayabileceği moment veya çekiş kuvveti, motorun yapısı ile sınırlıdır. Motordan istenilen bütün momentleri, sonsuz sayıdaki çekiş kuvvetlerini almak mümkün değildir. Böyle bir motor aşırı derecede büyük olacağından pratikte yapımı olanak dışıdır. Bu nedenle başka yollarla momenti arttırmak zorunludur. Aktarma organlarından transmisyonlar, diferansiyeller ve cerler; motordan alınan momenti çoğaltarak tekerleklere iletirler ve bir bakıma moment değiştirici gibi çalışarak tekerleklerin daha kuvvetli dönmelerini temin ederler.

Şu halde motordan alınan hareketin devrini düşürerek, redüksiyona uğratarak tekerleklere kadar iletmek ve araca, yapısının imkan verdiği oranda çekiş kazandırmak için aktarma organlarına ihtiyaç vardır. Motor tek başına düz yolda aracı uygun bir hızda götüreceğ gücü verebilir, ancak; yokuşlarda gidiş sağlamaya veya duran aracı yerinden kaldırmaya veya harekete geçirmeye için tek başına yeterli olmaz; yada yukarıda belirtilen büyüklükte bir motor yapmak lazım gelir. Denilebilir ki bir noktadan sonra motorun yardıma ihtiyacı vardır; buna moment ihtiyacı denir. Çünkü, duran aracı yürütmek için gereken moment, şüphesiz ki hareket halindeki aracı sürmek için gereken momentten daha fazladır.

Motorun ihtiyaç duyduğu momenti sağlamak için yukarıda açıklandığı gibi vites kutusu gereklidir. Bir moment değiştiricisi olan vites kutusunun kullanılması ile motorun mevcut gücü değişen yol ve yük şartlarına uyarlanır.

### **1.3.1 Manuel Transmisyonlar**

Arkadan çekişli araçlarda transmisyon (vites kutusu) motorun çıkışına yerleştirilmiştir ve hareket arka diferansiyele bir şaft vasıtasıyla aktarılır. Önden çekişli araçlarda da transmisyon motorun çıkışındadır. Çünkü motor transversal olarak monte edilmiştir ve ön tekerlekler tahrik edilmektedir.

### **1.3.2 Dişli Tipleri**

Vites kutularında kullanılan dişliler yüksek kaliteli çeliklerden yapılır; iyi bir ısıl işleminden

geçirilerek diş yüzeyleri sertleştirilir; dayanımı arttırmak için çekirdek yumuşak bırakılır. Çoğu hallerde sıcak dövme usulü ile dişliler biçimlendirilir ve sonradan istenilen hassas ölçülerde işlenirler.

Dişlilerin yağlanması ve çalışma sırasındaki ısınmadan doğabilecek genişlemelere imkan verebilmek için, dişlilerin dişleri arasında bir miktar boşluk olmalıdır. Verilen bu boşluk oldukça küçük bir değerdedir ve milimetrenin yüzde biri mertebesinde.

Aşağıdakiler vites kutularında kullanılan ana dişli tipleridir :

#### **1.3.2.1 Düz Dişliler;**

Bunlar en basit ve en çok kullanılan dişlilerdir. Dişler dişlinin eksenine aynı doğrultuda olacak şekilde açılmışlardır. Düz dişliler birbirlerine göre paralel ve zıt yönde dönen şaftların birleştirilmesinde kullanılırlar. Düz dişliler dişlerinin şeklinden dolayı yük altında birbirlerinden ayrılmaya çalışırlar ve bağlı oldukları şaftın ve yatakların radyal yük ile yüklenmesine neden olurlar.

#### **1.3.2.2 Helis Dişliler;**

Düz dişlilere benzerler fakat dişler açılı veya helis olarak açılmışlardır. Bu daha fazla dişlinin temasta olmasından dolayı yükün daha fazla sayıdaki dişler üzerine dağılmasına neden olur. Aynı zamanda düz dişlilerden daha sessiz çalışırlar. Dişli kutusundaki dişlilerin çoğu helis dişlidir. Bu dişlilerde yük altında birbirlerinden ayrılmaya çalışırlar. Dişin açısı şaft boyunca yataklara veya dayanma pullarına gelen aksel yükün büyüklüğünde rol oynar.

#### **1.3.2.3 İç Dişli Ve Pinyon;**

İç dişliler normalde dış dişliler kadar çok kullanılmazlar da otomatik transmisyonlarda oldukça sık kullanılırlar. İç dişli pinyon ve güneş dişli ile birlikte, planet dişli sisteminin bir parçası olarak kullanılır. Planet dişliler, boş eşmerkezli şaftların kullanıldığı ve sıkışık dişli sistemlerine gereksinimi olan otomatik transmisyonlar için uygundur.

#### **1.3.2.4 Konik Dişliler;**

Bunlar koni biçimli ve tepeleri düz olarak kesilmiş dişlilerdir. Paralel olmayan şaftların dişliler ile birleştirilmesi gerektiği zamanlarda kullanılır. Dişliler şaftın dönüş yönünü değiştirmekle kalmayıp belirli bir çevrim oranına da sahip olabilirler. Bunlar aktarma sistemindeki diferansiyel dişlilerinde ve arka akslarda kullanılırlar.

Kavrama halindeki iki dişli arasındaki dönüşün bağıl hızı her iki dişlinin diş sayıları vasıtasıyla saptanır. Diş sayılarının bu oranı çevrim oranı olarak bilinir.

### **1.3.3 Vites Değiştirici Mekanizmalar\***

Vites değiştirme mekanizmaları bir çok parça içerir. Bunların bazıları transmisyounun dışında bazıları ise içindedir. Dış parçalar vites kolu ve mekanizmayı vites kutusuna birleştiren bağlantılardır. İç parçalar ise seçici çatal, seçici şaftlar, kilitleme parçaları ve bazı kollardır. Bu parçalar birçok pozisyonu seçmek için kayan senkromeç manşonlarının hareket ettiren vites değiştirme bağlantıları vasıtasıyla çalışırlar.

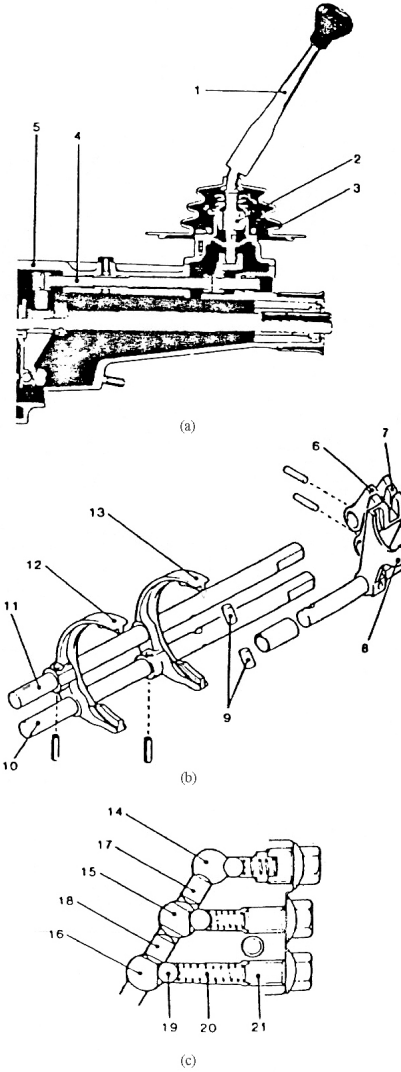
### **1.3.4 Seçme Ve Kaydırma**

Vites kolu dişliyi seçmek için hareket ettiğinde vites değiştirme mekanizması iki ayrı fonksiyonu yerine getirir. İstenilen dişli için uygun olan seçici çatalı seçer ve daha sonra çatalı, senkromeç manşonu dişli üzerindeki düz dişlilere geçinceye kadar kaydırır.

---

\* [Akyalı], [Cindemir]

### 1.3.5 Yerden Vites



Şekil 1.14 Vites değıştirici mekanizma : (a) vites kolu ve kontrol şaftı (b) seçici çatalar ve çubuklar (c) kilitleyiciler ve durdurucular : 1. vites kolu 2. bilye 3. körük 4. kontrol şaftı 5. gövde 6. üçüncü ve dördüncü vites seçici 7. birinci ve ikinci vites seçici 8. geri vites çatalı ve çubuğu 9. kilitleyiciler

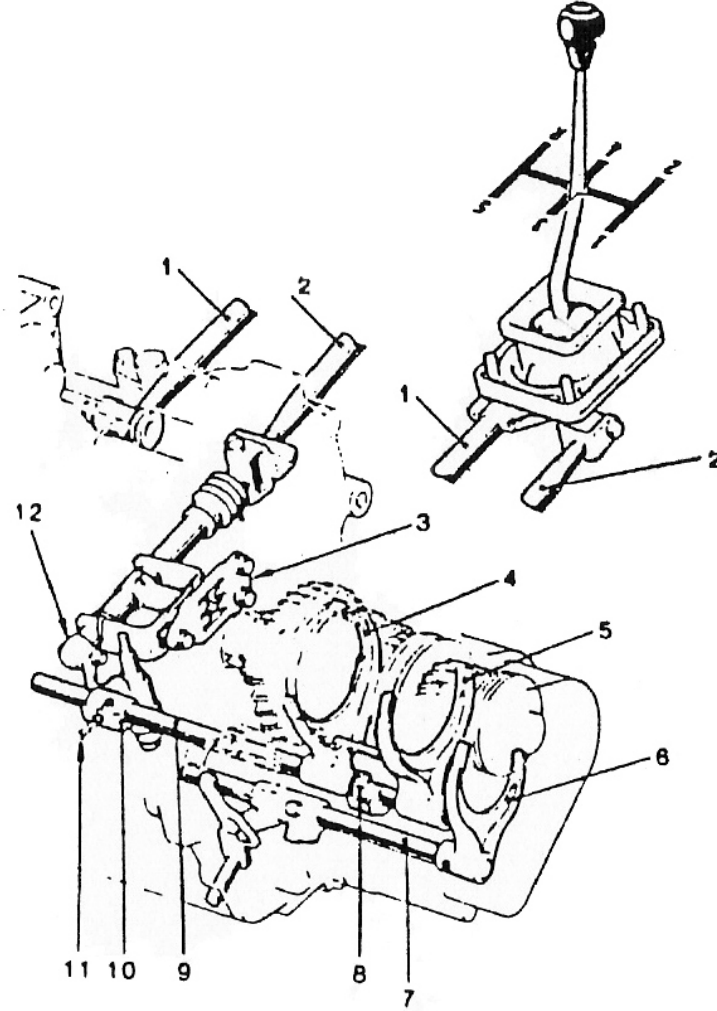
Şekil 1.14a da görüldüğu gibi, kontrol şaftı veya çubuğu (4) vites kutusunun içerisinde kullanılır. Bu vites kolundan gelen hareketi transmisyonun içindeki seçiciye iletir. Kontrol şaftının sonundaki vites kolu küresel mafsallıdır ve kontrol şaftının vites kutusu sonundaki kısmında kaydırma çubuklarının uç kısmının üzerindeki seçicide bulunan kanalların içine uyan bir kol vardır.

Bu düzenleme ile, vites kolu dönme hareketini ve aksenal hareketi kontrol şaftına iletir.

Dönme hareketi, kolu istenilen dişli için seçicideki kontrol şaftının vites kutusu tarafında konumlandırılır. Daha sonra aksel hareket, vites değiştirme işleminin tamamlanması için kaydırma çubuğunu ve çatalını kaydırır.

İç mekanizma, şaftların veya çubukların üzerine monte edilmiş üç kaydırma çatalından oluşur (Şekil 1.14b). Çubuklar vites kutusu içerisinde kayabilirler fakat şaftın üzerindeki kanalların içine oturan yay yüklemeli bilye yardımıyla sabitlenmiştir. Bilye şaftı boş konumda ve istenilen vites konumunda konumlandırır. Kilitleme mekanizması aynı anda iki dişlinin birden seçilmesini engeller. Plancırlar, kayma çubuklarının arasına yerleştirilmişlerdir. Böylece bir kayma çubuğu hareket ettirildiğinde, plancırlar da hareket ederek diğer kayma çubuklarının üzerindeki kanallara oturacaktır. Bu çubukları tutacak ve aynı anda iki dişlinin birden seçilmesini engelleyecektir. Şekil 1.14c deki orta kayma çubuğu serbestçe hareket edebilir fakat kanallardaki kilit plancırları vasıtasıyla üst ve alt kayma çubuklarının hareketi engellenmiştir.

### 1.3.6 Vites Değiştirme Mekanizması



şekil 1.15 Enine vites değiştirme mekanizması : 1. dengeleyici çubuk 2. değiştirme çubuğu 3. gate 4. birinci ve ikinci vites çatalı 5. üçüncü ve dördüncü vites çatalı 6. beşinci vites çatalı 7. beşinci ve geri vites seçicisi 8. kontrol çubuğu ve kilitleyici 9. seçici çubuk 10. kontrol ucu 11. durdurucu yay ve bilye 12. krank kolu

şekil 1.15 de önden çekilişli bir araçta kullanılan vites kutusu ve vites değiştirme mekanizması gösterilmiştir. Vites kutusu ve vites kolu arasında gösterilen iki çubuk, dengeleme çubuğu (1) ve değiştirme çubuğudur (2). Dengeleme çubuğu iki parça arasındaki aralığı korumak için vites kutusu ve vites değiştirme çubuğu bağlantısı arasında sabitlenmiştir ve hiçbir parçayı hareket ettirmez. Dişlilerin seçilmesi ve kaydırılmasını sağlayan, değiştirme çubuğuna, dönme hareketi ve aksenal hareket vites kolu tarafından verilir.

Vites kutusunun içerisinde bulunan bir mekanizma, iç değiştirme çubuğunun hareketini

kontrol eden bir şablon içerir. Çubuğun uç kısmını, seçici çubuğa (9), kontrol çubuk hareketini ileten krank kolu düzeni, soket ve bilye vasıtasıyla bir kolla birleştirilir. Seçici çatalar (4 ve 5), seçici çubuklar üzerine sabitlenmemiştir. Fakat dişliler kaydırılırken seçici raylar yardımı ile hareket ettirilebilir. Bu iki seçici çatal arasındaki seçici raya bağlanmış kontrol çubuğu (8) vasıtasıyla gerçekleştirilir. Seçici çubuğun ve kontrol çubuğunun dönme hareketi, hareket ettirilecek çatalı seçer ve eksenel hareket de çatalı öne veya arkaya kaydırarak istenilen konumun elde edilmesini sağlar. Şablon, kontrol çubuğunun hareketi için bir rehber görevi görür.

### 1.3.7 Dört Tekerlekten Çekişli Sistemler

Otomotiv mühendisliğindeki diğer modern gelişmelere benzer şekilde, dört tekerlek çekişli sistemlerin çıkış noktası motorlu araçların başlangıç tarihine kadar takip edilebilir.

Önden motorlu arkadan çekişli bir aracı, merkezi bir transfer kutusu ile destekleyerek, çekişli ön tekerleklere de aktarabilme kavramı 1905 yılında “Dutch Automobile Works” tarafından ‘spyker’ araçlarında kullanılmıştır. Birkaç yıl sonra amerikan “Four Wheel Drive (FWD) Auto Company” benzer donanımlı transmisyon sistemine sahip bir aracı satışa sundu. Daha sonra da aynı kavramı başarılı bir şekilde 3 tonluk ticari araçlara uyguladı. Bu dört tekerlekten çekişli arazi araçlarının yaklaşık 20.000 tanesi 2. Dünya Savaşı sırasında Amerikan ordusu tarafından kullanıldı.

Modern dört çekişli araçlarla ilgili olarak FWD Auto company iki önemli teknik özelliğe öncülük etmiştir. Birincisi ve en önemlisi transfer kutusunun, sadece aracın viraj alırken veya düzgün olmayan bir zeminde giderken, ön ve arka aksların dönüş hızlarındaki ani farklılıkların dengelenmesini sağlamakla kalmayıp, aynı zamanda çekişin sadece tek tekerlekle sağlandığı zamanlarda bir kavrama vasıtasıyla kilitlenerek görevine son verilen bir ara aks veya orta diferansiyel ile donatılmışta olmasıdır. İkinci önemli özelliği ise vites kutusu çıkış mili ile diferansiyel taşıyıcı arasında daha sessiz bir çalışma için dişli sistemi yerine zincir kullanılmış olmasıdır.

Dört tekerlek çekişli sistemlerde bir diğer önemli özellikte basit bir mekanizma ile dört çekişli sistem ile ön yalnızca ön veya yalnızca arka çekişli sistemler arasında geçiş yapılabilmesidir.

Dört Tekerlekten Çekişin Avantajları :

- Tüm hava şartlarında, yol ve yol dışı kullanımda yüksek konfor ile sürüş olanakları sağlar.

- Viraj çıkışlarında yol temasını kaybetmeksizin daha iyi bir ivmelenme sağlar.
- Tekerlek başına düşen çekiş kuvvetinin azalması ile tekerleğin yanal kavraması artar.

Dört Tekerlekten Çekişin Dezavantajları :

- Artan araç maliyeti
- Donanımın karmaşıklığı
- Artan ağırlık
- Artan yakıt tüketimi

### 1.3.8 Dört Tekerlekten Çekişli Sistemler Hakkında Genel Bilgiler

#### 1.3.8.1 Transmisyon Burulması

Transmisyon burulması diye bilinen durum bir aksta pozitif bir momentin ve diğer aksta negatif bir momentin oluşması olarak tanımlanabilir. Bundan sakınmak için gerekli önlemler alınmadıkça dört tekerlekten çekişli sistemlerde aşağıdaki nedenlerden ötürü transmisyon burulmaları meydana gelebilir :

Dönüş esnasında ön tekerlekler, arka tekerleklerden daha hızlı döner çünkü Ackermann Direksiyon Geometrisine göre ön tekerleklerin dönüş izlerinin ortalama yarıçapı daima arka tekerleklerin dönüş izlerinin yarıçapından daha büyük olacaktır.

Ön ve arka tekerleklerin şişirme basınçlarının arasındaki herhangi bir fark ön ve arka tekerleklerin yuvarlanma yarıçaplarının farklı olmasına ve bundan dolayı da farklı hızlarda dönmesine neden olacaktır. Bu etki radyal lastiklerde çapraz tabakalı lastiklere göre daha az belirgindir.

Aynı şişirme basıncında, ön ve arka tekerleklerdeki lastik yükünün farklı olması da 2. maddede tanımlanan etkinin meydana olacaktır. Bu da radyal lastiklerde daha az belirgindir çünkü radyal lastikler bu koşullar altında yuvarlanma yarıçaplarını daha iyi muhafaza ederler.

Ön ve arka tekerleklerin arasındaki herhangi bir boyut veya tip farkı da benzer şekilde, tekerleklerin farklı hızlarda dönmek istemesi eğilimini doğurur.

Dört tekerlekten çekişli bir araçta transmisyon burulmasının oluşmasına izin verilirse, transmisyon şaftları alışılmamış miktarlarda burulmalara maruz kalabilir. Bu durumda şaftlarda kullanım esnasında burulmadan dolayı sürekli açısal sapmalar gözlenir. Bu

burulmalar sadece tekerleklerin yol üzerinde kayması veya tekerleklerden birinin anlık olarak çekişini kaybetmesi durumlarında ortadan kalkabilir. Bu yüzden en şiddetli burulmalar aracın ağır yüklü olarak kuru yollarda kullanıldığı durumlarda meydana gelir. Bu durumlarda transmisyon sisteminde istenmeyen titreşimler ve keskin dönüşlerde tekerleklerin dönme direncinde artış gözlenecektir. Transmisyon sistemindeki burulmaların doğrudan bir sonucu olarak duruşlarda, dört tekerlekten çekiş durumundan ön yada arka iki tekerlekten çekiş durumuna geçerken zorlukla karşılaşılabilir. Bu durum pratikte, tek bir tekerleğin kriko ile yavaş yavaş kaldırılırken, burulma enerjisini boşaltacak şekilde dönmesi ile gözlenebilir.

### **1.3.8.2 Moment Dağılımı**

Tekerleklerle uygulanan çekiş momentinin, tekerleklerin dönmesini sağlayan çekici güce dönüştürülmesi işleminin verimliliği, dikey yüke ve tekerlekler ile yol arasındaki sürtünme katsayısına bağlıdır. Ağırlığın tekerlekler arasında eşit şekilde paylaşıldığı dört tekerlekten çekişli bir arabada çekiş momentinin de eşit olarak paylaşıldığı kabul edilebilir. Gerçekte ağırlık akslar arasında eşit olarak dağılmasa da, momentin eşitliği bir part-time sistemde dört tekerlekten çekişe geçildiğinde otomatik olarak sağlanır. Çünkü orta diferansiyelden çıkan iki shaft da birbirlerine kilitlenir. İki çıkış shaftının arasında konik dişli diferansiyel bulunan full-time sistemlerde de çekiş momenti benzer şekilde eşitlenir. Önden motorlu dört tekerlekten çekişli binek arabalarında ön tekerleklerle daha fazla yük bindiğinden bu tekerleklerin çekiş momentinden daha fazla pay alması gerekir. Fakat dikkate alınması gereken iki faktör daha vardır. Bunlardan birincisi ivmelenme esnasında arka tekerleklerdeki yükün artması ve ön tekerleklerdeki yükün azalması ile ortaya çıkan yük transferidir. İkincisi ise aracın sürüş karakteristiklerine etki eden çekiş momentinin ön ve arka tekerlekler arasındaki dağılımıdır. Tekerlek tarafından meydana getirilen dönüş kuvveti, tekerlek ve yol arasındaki çekiş kuvveti arttıkça azalır, azaldıkça artar. Ön ve arka tekerlekler arasında eşit olmayan çekiş momenti dağılımı elde etmenin bir yolu da orta diferansiyel olarak bir planet mekanizması kullanmaktır.

### **1.3.9 Part-Time Dört Tekerlekten Çekiş Sistemleri**

#### **1.3.9.1 Orta Diferansiyelin Amacı \***

Part-time dört tekerlekten çekişli sistemlerin en önemli parçası orta diferansiyeldir. Bu

---

\* [Akyalı]

sistemin temel tasarımı klasik önden motorlu arkadan çekişli araçlardan türetilmiştir. Bu yüzden motor ve vites kutusundan sonra, ya canlı bir ön aksa hareketi ileten bir şaft ya da bağımsız olarak tahrik edilen ön tekerlekler için bir ön diferansiyel bulunmalıdır. Bu özellik bir orta diferansiyel kullanılması gerekliliğini doğurur. Aslında orta diferansiyelin bir başka görevi daha vardır. Orta diferansiyelin içinde, dört tekerlekten çekiş konumunda, acil durumlarda kullanılabilen moment arttırıcı ek bir dişli çifti de bulunur. Böylece iki kademeli orta diferansiyelin görevleri şöyle özetlenebilir :

1. Ön tekerleklere çekişin ofsetli olarak iletilmesini temin eder.
2. Ön tekerleklere çekişin aktarılmasını ya da aktarılmamasını sağlar.
3. Dört tekerlekten çekişte acil durumlarda kullanılacak bir yüksek momentli düşük vites seçeneği sunar.

### **1.3.9.2 İki Hızlı Orta Diferansiyelin Ana Donanımı**

İki hızlı orta diferansiyel ya direk olarak vites kutusunun arkasına ya da vites kutusundan ayrı, kısa bir şaft tarafından tahrik edilebilecek şekilde monte edilir. İkinci düzeneğin amacı, merkezden kaçık bir orta diferansiyel sağlamak ve böylece canlı ön aksın kullanıldığı durumlarda kardan mafsalının büyük açısız hareketlerle çalışmasına neden olan çok kısa şaftlardan kaçınmaktır.

Modern iki hızlı orta diferansiyelerde bütün dişliler helis dişlidir ve birbirini kavramış haldedir. Devreye girmeleri ise bir kavrama vasıtasıyla olur. Orta diferansiyellerin daha önceki tasarımlarında alçak devir dişlileri kayıcı tip düz dişlilerden oluşurdu. Başka bir kavrama ise çekişin ön tekerleklere aktarılıp aktarılmamasını sağlardı. Ana parçalar şu şekilde sıralanabilir :

Giriş şaftı ve dişlisi;

Bu şaft vites kutusu ana milinin kamalı mil durumuna getirilmiş uzantısıdır ve giriş dişlisini taşır.

Ara şaft ve dişlileri;

Sabit bir mil ve üzerine iğne rulmanlarla yataklanmış ara dişlilerden oluşur.

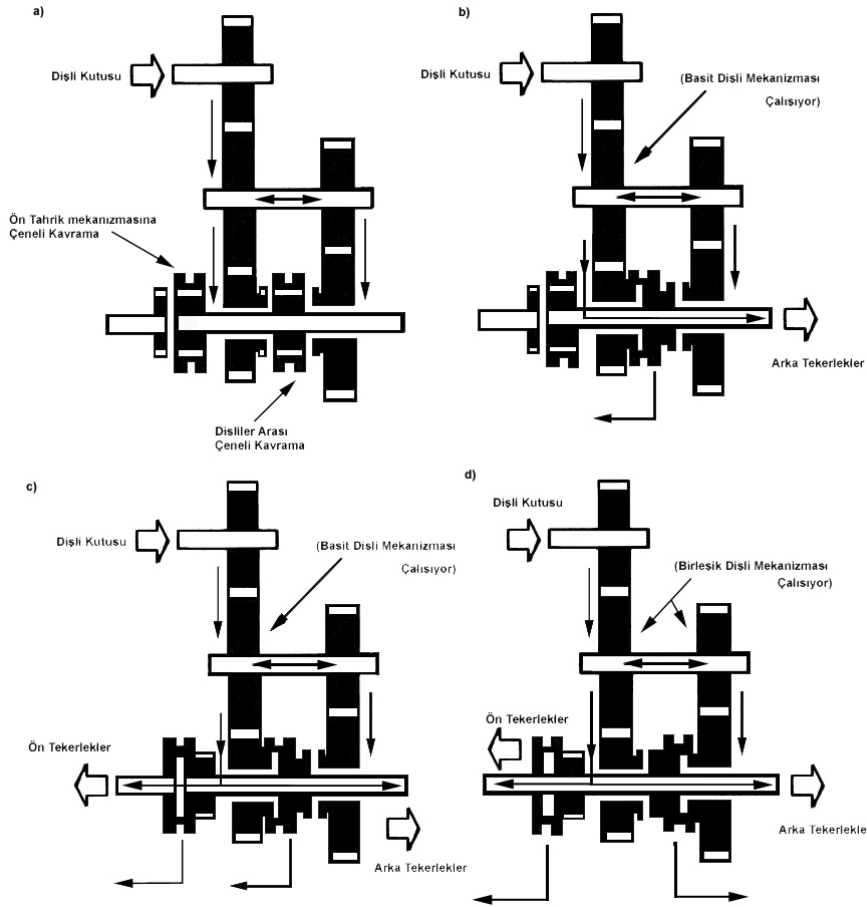
Çıkış şaftı ve dişlileri;

Ana şaft, tipik bir şekilde, üzerinde serbestçe dönen alçak devir ve yüksek devir dişlilerinin

her iki tarafından konik rulmanlar vasıtasıyla yataklanmıştır. Bu dişlilerin devreye sokulması için ana şaftın her iki tarafı da, arka tarafı arka şaft flanş bağlantısı ve ön tarafı da ön aksa hareket iletilmesi için gereken kayar kavramayı taşımak için, kamalı mil şeklindedir.

Vites seçici mekanizma;

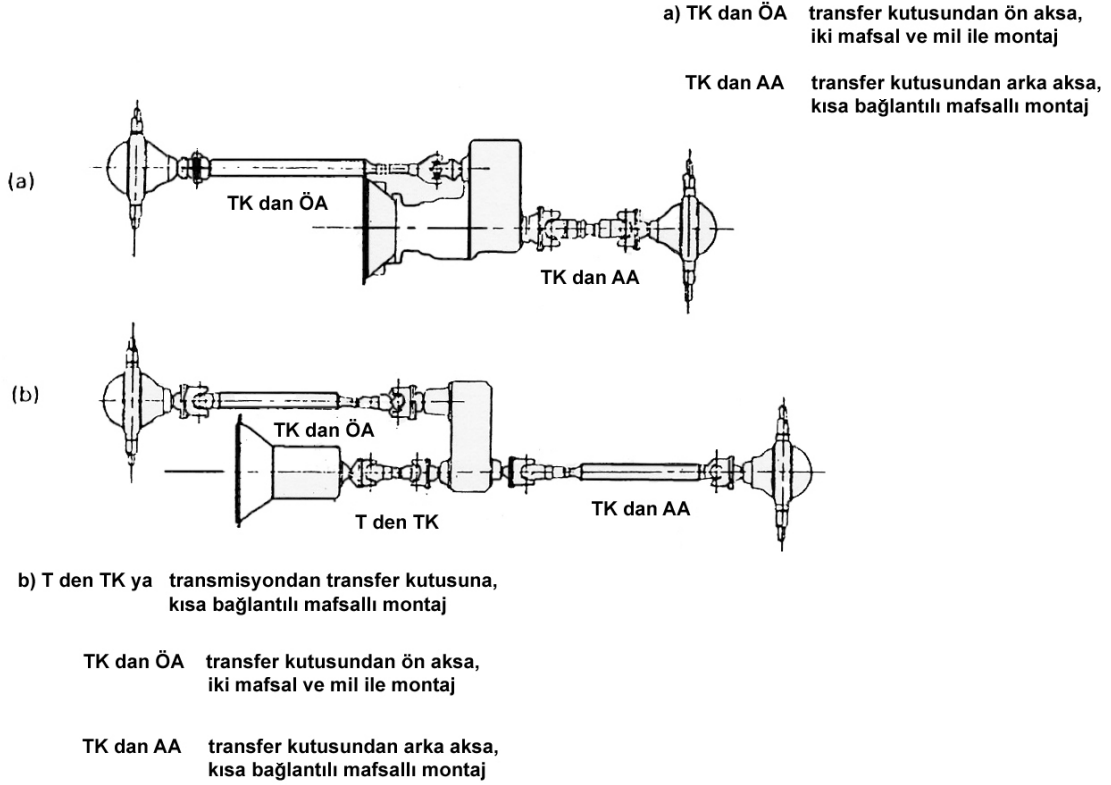
Çubuklardan ve çatalardan oluşan klasik bir mekanizma çekişin ön tekerleklere aktarılıp, aktarılmamasını veya alçak devir ya da yüksek devir konumunun seçilmesini sağlamak için kullanılır. Seçici çubukların arasındaki bir ara kilit vasıtasıyla acil durum alçak devir dişlisinin sadece dört tekerlekten çekiş konumunda kullanılması sağlanır. Aksi takdirde büyük moment arka aks parçalarına zarar verebilir. Yüksek devirden alçak devir konumuna geçişin araç çok düşük hızlarda kullanılırken veya araç dururken yapılması gerekir. Bunun dışındaki durumlarda yukarıdaki işlemin yapılmamasına dikkat edilmelidir. İki hızlı orta diferansiyelin çalışması şekil 1.16'de gösterilmiştir.



Şekil 1.16 İki hızlı vites kutusunun çalışma prensibi : (a) boş konumda (b) çekiş arka tekerleklerde (c) tüm tekerleklerde yüksek çekiş (d) tüm tekerleklerde alçak çekiş

### 1.3.9.3 Şaftların Düzenlenmesi

Klasik tip arazi araçlarında, vites kutusundan gelen çekiş, ön ve arka diferansiyellere, her iki ucunda kayar bağlantılar ile çalışan kardana mafsalları bulunan şaftlar vasıtası ile iletilir. Orta diferansiyelin direk olarak bağlı ve ayrı olarak monte edilmiş şekildeki bağlantılarında kullanılan iki şaft düzeni şekil 1.17’te gösterilmiştir.



Şekil 1.17 4x4 sisteminde kullanılan kardana millerinin düzenlenmesi

### 1.3.10 Full - Time Dört Tekerlekten Çekiş Sistemleri

#### 1.3.10.1 Orta Diferansiyelin Amacı

Full-time dört tekerlekten çekişli sistemlerin transmisyon düzenleri, çekişin dört tekerleğe aktarıldığı durumdaki gibidir. Daha önce de belirtildiği gibi eğer ön ve arka aktarma organları birbirlerine rijit bir şekilde bağlanmış ve araç kuru yolda tekerleğin çok az kayma şansına sahip olduğu bir ortamda sürülürse, transmisyon burulması ortaya çıkar. Ön ve arka tekerlekler arasında oluşabilecek ortalama hız farklarının burulmaya yol açmasını önlemek için ön ve arka aktarma organları arasına bir ara aks veya orta diferansiyel eklemek gerekir. Bununla birlikte, ön ve arka diferansiyel ile birlikte kullanılan orta diferansiyel, kaygan yol

koşullarında iyi performans göstermez. Çünkü dört tekerlekten herhangi birisi kaymaya başlarsa diğer üç tekerlekte çekişlerini kaybeder. Yine de bu durum, geleneksel diferansiyellerde kullanılan konik dişlilerde oluşan aksel yüklerin sebep olduğu sürtünme sayesinde, çok sık ortaya çıkmaz.

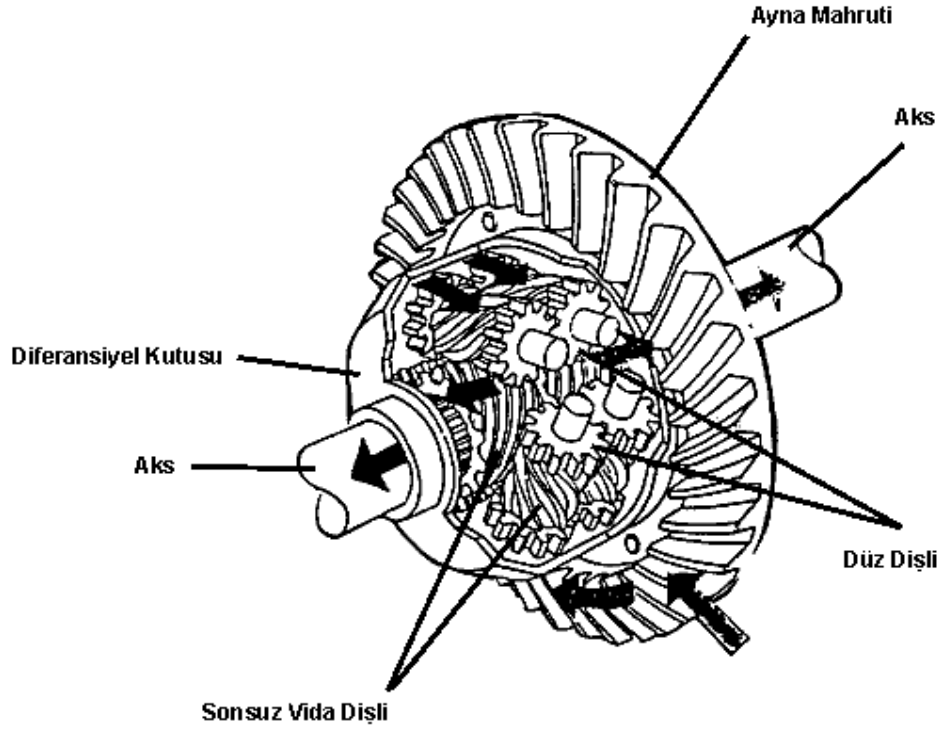
Bu dezavantajı ortadan kaldırmanın iki yolu vardır. Ya sürücü kontrollü bir diferansiyel kilidi ya da diferansiyelin serbest hareketini otomatik olarak sınırlayan bir mekanizma kullanılır. Birinci durumda diferansiyel güneş dişlisi ile diferansiyel gövdesi arasında bağlantıyı sağlayan kayar diferansiyel kilidi kullanılır.

Orta diferansiyelin otomatik kontrolü :

Orta diferansiyelin serbest hareketinin otomatik olarak sınırlanması, ya tamamen tersinir dişlilerin yerine kısmen tersinir çapraz-helis dişlilerin konulması, ya da ön ve arka diferansiyel çıkış şaftlarının arasına viskoz kaplin yerleştirilmesi ile elde edilir. Ön yüklemeli sürtünmeli kavramalar kullanılan sınırlı kaymalı tip diferansiyeller genellikle, aracı döndürürken, orta diferansiyele yeterli hareket serbestliği vermezler.

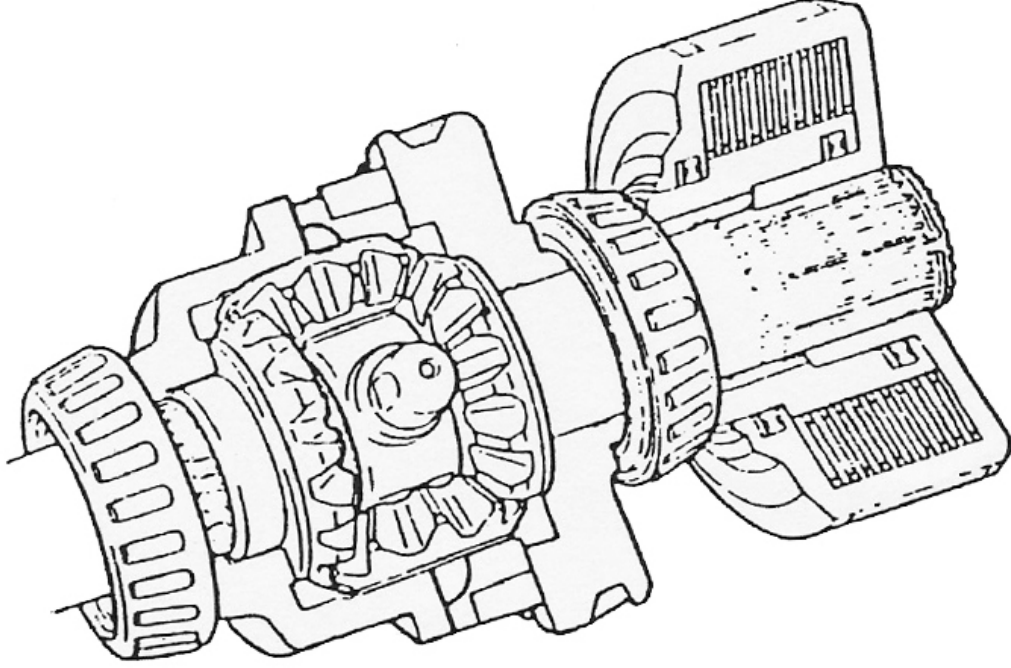
Bir dişli tasarımcısı için, çapraz helis dişliler aslında birer kaplanmamış sonsuz dişlilerdir. Çünkü helis dişliler birbirlerinin etrafına sarılmazlar. En önemli özellikleri birbirini kavrayan dişlerin kavrama boyunca ilerleyen nokta temasına sahip olmalarıdır. Bu hareket dönme ve kayma sürtünmelerine yol açarak dişli setinde bir tutma etkisi oluşturur. Dişliye gelen bir yük için dönmeye karşı direnç helis açısının bir fonksiyonudur.

Gleason Torsen ünitesinde bu prensibin modern bir uygulaması görülür. Bu mekanizmada geleneksel konik dişli diferansiyeldeki güneş ve planet dişlilerinin yerine birbirlerine bağlı iki çapraz-helis dişli seti yerleştirilmiştir. İki aks arasındaki bağlantı birbirlerine geçmeyen fakat akslerindeki düz dişliler vasıtasıyla birbirlerine bağlanmış, ayrıca çıkış şaftındaki helis dişli ile doksan derecelik açı yapan üç helis dişli çifti tarafından sağlanır. Eğer tekerleklerden biri aniden spin atmaya başlarsa, çapraz helis dişlilerin geometrik karakteristikleri ve üzerlerindeki yüklerdeki değişim sayesinde, gittikçe artan miktarda moment daha yavaş dönen şafta yani çekişin hala var olduğu tekerlek çiftine aktarılır. Moment dağılımında önemli bir değişiklik olmadığı sürece, diferansiyel geleneksel modellerde olduğu gibi serbestçe hareket ederek aracın dönmelerini sağlar. Şekil 1.18'da Gleason Torsen diferansiyelinin dişli düzeni görülmektedir.



Şekil 1.18 Gleason Torsen tipi diferansiyelin iç düzenlenmesi

Viskoz kaplin kullanarak orta diferansiyelin serbest hareketinin sınırlanmasının, dört tekerlekten çekiş teknolojisinin ilerlemesine önemli bir katkı olduğu konusunda ufak şüpheler olabilir. Transmisyon viskoz kaplin ünitesi, 1960 sonlarında Harry Ferguson Araştırma şirketinden D. Gardner ve A. Rolt tarafından bulunmuştur. Fakat ilk olarak dört tekerlekten çekişli binek otolara uygulanması on yıldan daha fazla zaman almıştır.



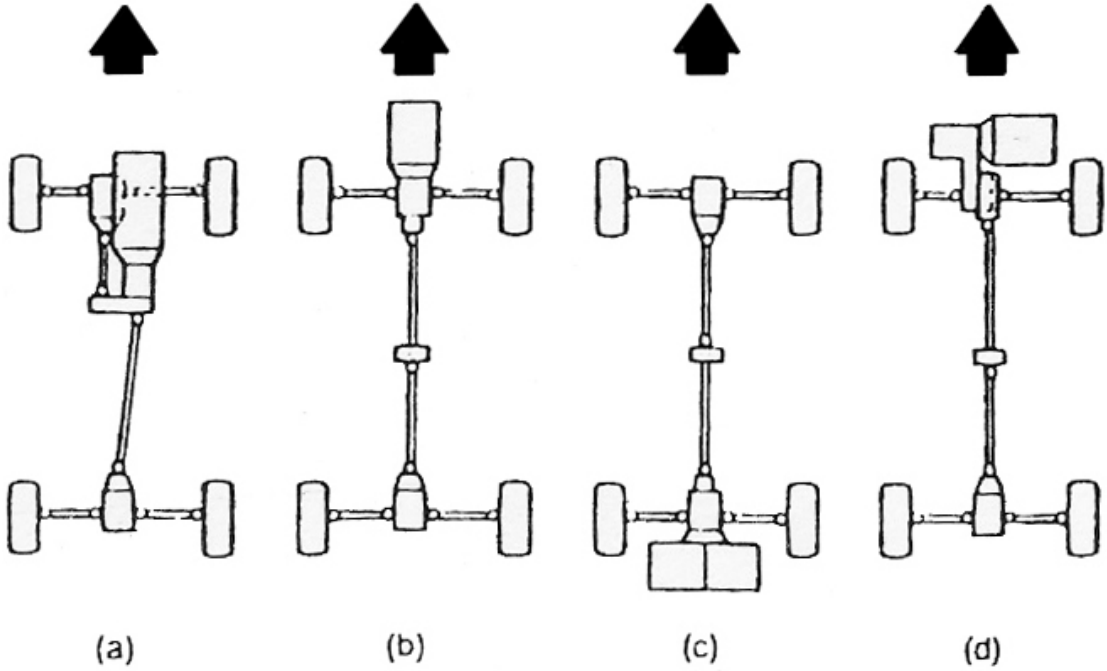
Şekil 1.19 Orta diferansiyel ve viskoz kontrol ünitesi

Transmisyon viskoz kaplin ünitesi, bir seti kamalı kanal açılmış dış muhafazaya diğer seti ise benzer şekilde içteki şafta aralıklı olarak takılan bir grup çelik diskten oluşmuştur. (Şekil 1.19) kaplindeki viskoz sürtünmeyi arttırmak için bu setlerden birine delikler, diğerine ise kanallar açılmıştır. Ayrıca bir disk setinin aksel hareketine izin verilirken, diğer disk setindeki disklerin arasına boşluk sağlamak amacıyla ringler konulmuştur. Bütün bu sistem, geniş çalışma sıcaklıkları altında viskoziteyi sabit kalan bir silikon akışkan ile neredeyse tamamen doldurmuş ve sızdırmazlığı temin edilmiş olan dış muhafaza içerisine yerleştirilmiştir.

Bir viskoz kaplin ünitesi orta diferansiyelin çıkış şaftına bağlandığında, ön ve arka tekerlek çiftleri arasında, aracı döndürmek için gerekli olan ufak diferansiyel hareketlerine izin verecektir. Eğer tekerleklerden birinin spin atmasından dolayı diferansiyel hareketinde ani bir artış olursa, diskler arasında artan bağıl hareket sonucunda arada bulunan akışkan yüksek oranlarda kesilmeye başlar ve viskoz sürtünme artarak diferansiyel hareketinde bir sınırlama meydana getirir. Bu konumda viskoz kaplinin viskoz modunda çalıştığı söylenir ve diferansiyelden gelen çekiş momenti artarak çekişin daha iyi olduğu tekerlek çiftine gönderilir. Eğer aşırı koşullar altında bu kontrol, ön ve arka tekerlekler arasındaki çekiş momentinin normal dağılımını eski haline getirmede yetersiz kalırsa, viskoz kaplinin devam

eden çalışması, akışkanın sıcaklığını ani bir şekilde artırır. Böylece akışkan genişleyerek kaplini tamamen doldurur. Diskler üzerindeki ıslak bölgenin artması viskoz sürtünmeyi artırır ve dolayısıyla sıcaklık artarak kaplin içerisinde basınç meydana getirir. Disklerde açılmış olan delikler ve kanallar vasıtasıyla disklerin üzerine gelen basıncın etkisini değiştirir. Yüzer diskler sabit diskler ile temas edecek şekilde sıkıştırılır. Bu da kaplinin, yolu tutan tekerlek çiftine yönlendirilen çekiş momentini arttıracak şekilde, geçici olarak sürtünmeli kavrama gibi davranmasına neden olur. Böylece viskoz kaplin 'hump modu' adı verilen durumda çalışacaktır. Diskler arasındaki bağıl hareket azaldıkça akışkan soğumaya başlayacak ve hala diferansiyel kontrolü gerekiyorsa viskoz çalışma durumuna dönecektir.

Full – time dört tekerlekten çekişli binek arabalar için aşağıdaki gibi özetlenebilecek dört ana düzenleme vardır.



Şekil 1.20 Full-time 4x4 sistemlerinin ana düzenleniş şekilleri

### 1. Boyuna Yerleştirilmiş Önden Motor ve 4x4 Transfer Kutulu Şanzıman (Şekil 1.20a):

Bu arkadan çekişli bir arabaya önden çekişin eklendiği en eski fakat halen kullanılmakta olan sistemi temsil etmektedir. Arka transmisyon şaftı transfer kutusunun arka tarafından tahrik edilir ve ön transmisyon şaftı da motorun yanından geçecek şekilde düzenlenerek transfer kutusunun ön tarafından, zincir veya dişli çark ile tahrik edilir. Orta diferansiyel transfer

kutusunun içindedir fakat arazi araçlarındaki gibi alçak devir dişli grubuna ihtiyaç yoktur. Bu tip yerleşim mekanik karmaşıklığa ve arabanın motoru için yeterli yer temininin zorlaşmasına neden olur.

## **2. Boyuna Yerleştirilmiş Önden Motor ve 4x4 Vites Kutusu (Şekil 1.20b) :**

Önceki düzenlemenin tersine, bu sistem varolan önden çekiş sistemine arkadan çekişin eklenmesiyle oluşur. Orta diferansiyel vites kutusunun arkasında, içtedir ve tahriki tek kademeli vites kutusunun boşluklu ana şaftından alır. Diferansiyelden bir çıkış şaftı boşluklu ana şaftı içinden geçerek ön tekerleklerin bağlı olduğu diferansiyelin Pinyon dişlisini tahrik eder. Diğer çıkış şaftı ise tahriki iki parçalı transmisyona mili vasıtasıyla arka diferansiyele iletir. Bu düzenleme mekanik olarak daha zarif ve daha az karmaşık olarak kabul edilir. Fakat sadece önden çekişli araçlara uygulanabilir ve öndeki motorun dikkate değer bir ağırlığı vardır.

## **3. Boyuna Yerleştirilmiş Arkadan Motor ve 4x4 Vites Kutusu (Şekil 1.20c) :**

Bu alışılmamış dört tekerlekten çekiş sistemi, maksimum çekişin elde edildiği yüksek performanslı özel araçlardan alınmıştır. Transmisyon düzeni ikinci sistemdekine çok benzemekle birlikte önden arkaya doğru dönmüştür.

## **4. Enine Yerleştirilmiş Motor ve 4x4 Vites Kutusu (Şekil 1.20d) :**

Bu tip bir sistem dört tekerlekten çekişli binek arabalar için en modern düzenlemeyi temsil etmektedir. Varolan bir önden çekiş sistemine arkadan çekişin eklenmesiyle oluşturulmuştur. Orta diferansiyelden çıkışın konik dişli seti vasıtasıyla doksan derece döndürülmek zorunda olması ve arka tekerlekleri tahrik eden diferansiyele hareketin iletilmesinin iki veya üç parçalı transmisyona şaftı vasıtasıyla gerçekleştirilmesi mekanik karmaşıklığa neden olur. Aynı zamanda ön tekerleklerin tahriki için orta diferansiyele yakın bir diferansiyele daha ihtiyaç vardır. Bu gereksinimlere rağmen akıllıca yapılmış bir tasarım genellikle küçük boyutlu bir vites kutusunun üretilmesini sağlar.

## **1.4 SONLU ELEMANLAR METODU\***

Sonlu elemanlar analizi metodu karmaşık geometrideki fiziksel sistemlerin tümünü bir bütün olarak incelemek yerine bu sistemi incelenmesi daha kolay olan ve sonlu elemanlar adı verilen parçalara ayırarak incelemek amacıyla kullanılan bir metottur.

Analitik metotlara göre incelenen yapı hakkında daha fazla bilgi verebiliyor olması, çok

---

\* [Brauer], [Chanrupatla], [Eren], [Liu]

kompleks yapıların göreceli olarak kolayca çözümüne olanak sağlaması, bilgisayar destekli tasarım sistemleri ile entegre çalışarak daha tasarım aşamasında yapının analiz ve iyileştirilmesine olanak sağlaması, çok karmaşık yapılarda hesaplama zamanını kısaltması gibi avantajları nedeni ile metot günümüzde oldukça popülerdir.

Parçanın bütün ilgi alanı sonlu elemanlar adı verilen parçalar haline getirilir.

Her bir eleman üzerinde yürütülen denklemin bir çözümü kullanılan elemana uygun teori esas alınarak verilmiştir. (kiriş, destek, ince kabuk teorisi, 2 boyut veya 3 boyut sürekli dizi gibi)

Bu metot, özellikle birçok yapısal elemandan ve farklı malzemeden meydana gelen karmaşık yapılar için elverişlidir.

#### **1.4.1 Sonlu Elemanlar Metodunun Avantajları**

Sonlu elemanlar metodu makine, inşaat, havacılık, deniz ve diğer mühendislik dalları arasında ortak olan parçalardaki gerilmeleri, uzamaları ve yer değiştirmeleri hesaplamak için güçlü bir sayısal tekniktir.

Türbin, jeneratör, uçak, tünel veya baraj tasarımında rastlanılan karmaşık problemlerin çözümü için analitik metotların uygulanabilir olmadığı yerlerde etkili, çok yönlü ve güvenilir bir çözüm yaklaşımı sunar.

Sonlu elemanlar analizinde kullanılan sağ duyulu yaklaşım geniş kapsamdaki karmaşık problemlerin bilgisayarlar yardımı ile çözülmesi için uygundur.

Sonlu elemanlar analizi büyük bir sayıda eş zamanlı denklemlerin bilgisayarlar tarafından kolayca çözülmesine yol göstermiştir. Diğer analitik metotlar daha karmaşık çözüm tekniklerine gereksinim duyabilir.

Sonlu elemanlar analizi tasarımları iyileştirmek, maliyetleri azaltmak ve tasarım çevrim zamanını azaltmak için kullanılabilir.

Sonlu elemanlar analizi parçaların fiziksel testi için olan ihtiyacı azaltmaktadır.

#### **1.4.2 Sonlu Elemanlar Analizinin Tarihi**

Sonlu elemanlar analizi nispeten kısa bir geçmişe sahiptir. Popülaritesindeki büyüme bilgisayarlardaki işlem yeteneğinin artmasıyla aynı zamanlara rastlamaktadır. Sonlu elemanlar analizinin ardında yatan teori 20. asrın ilk zamanlarına dayanmaktadır. Modern sonlu elemanlar analizine yol açan ilk çalışma 1906'da gerilim analizi için "kafes benzerliği"

yönteminin kullanılmasıdır. 1943'te Courant bir alanı üçgenlere bölerek probleme matematiksel bir bakış açısından yaklaşarak çözümü basitleştirmiştir. İlk kez 1950'li yıllarda havacılık endüstrisinde uçak kanatlarındaki gerilmelerin analizinde kullanılmıştır. Yapıları oluşturan kiriş ağları, bir yapıyı simüle eden matris denklemlerini meydana getirmek için kullanılmıştır. Yer değiştirmelerin bilinmeyen parametre olduğu yer değiştirme metodu da yine bu yıllarda önerilmiş ve kullanılmaya başlamıştır.

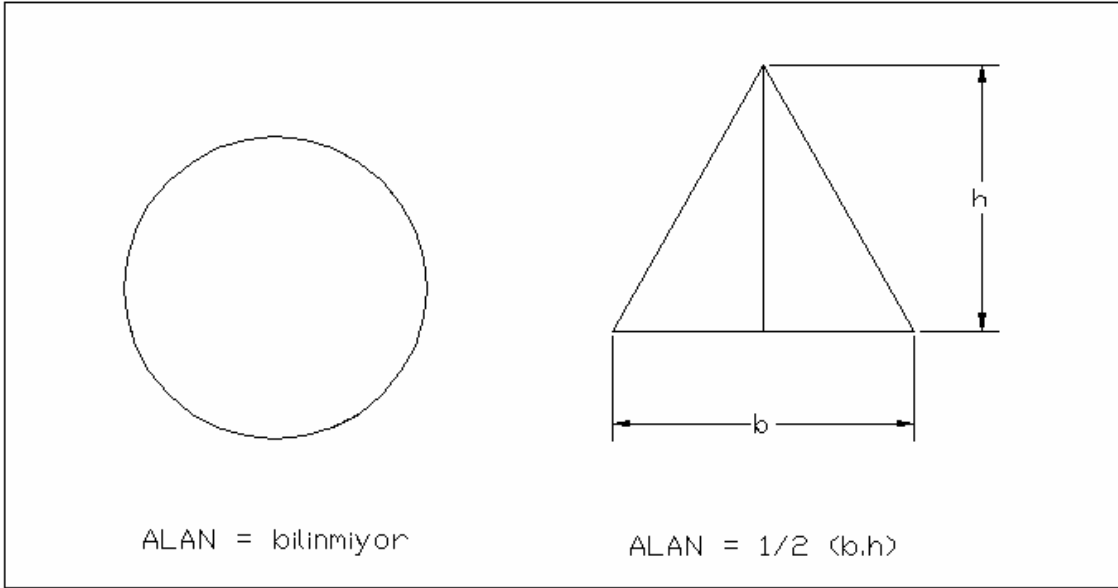
“Sonlu eleman” terimi ilk olarak 1960'da Cough tarafından kullanılmıştır ve daha geniş kapsamlı uygulamalar için hızla geliştirilmeye başlanmıştır. Önceleri sezgi yoluyla ve fiziksel tartışmalar sonucu geliştirilen elemanlar matematiksel teoremin geliştirilmesiyle bir fonksiyonelin en küçük değere yaklaştırılması ile hesaplanmaya başladı.

Bilgisayar endüstrisindeki gelişmeler sonlu elemanlar metodunun gelişmesine büyük bir hız kazandırmıştır. Yüksek kapasite ve işlem gücüne sahip bilgisayarlar daha büyük problemlerin modellenmesine ve daha küçük elemanların kullanımı ile fiziksel şartların daha doğru simüle edilebilmesine olanak sağlamıştır. 1980'li yıllardaki gelişmeler sonucunda 100.000 serbestlik derecesine sahip bir problem bir diz üstü bilgisayarla kolayca yapılabilir hale gelmiştir. Bugün bilgisayar destekli tasarım sistemleri ile entegre edilmiş sonlu elemanlar metodu gerilme, doğal frekans, ısı transferi, akışkanlar mekaniği, elektromanyetik, jeomekanik ve biyomekanik gibi geniş bir kullanım alanında uygulanabilmektedir.

### **1.4.3 Sonlu Elemanlar Metodu Yaklaşımı**

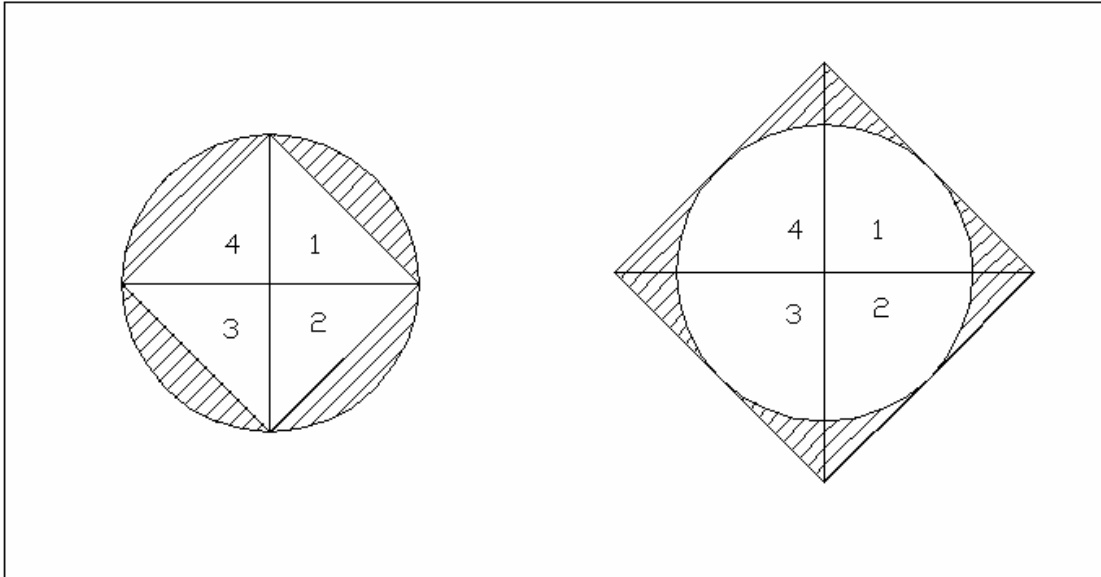
Tüm mühendislik problemlerinde, bir fiziksel sistemin bütün olarak analizlerinin yapılması ve matematik modellerinin oluşturulması mümkün olmamaktadır. Bir uçak gövdesinin aerodinamik analizlerinin yada bir otomobil karoserinin analizlerinin yapılması gibi durumlarda klasik mekanik yöntemleri ile problemlere çözüm bulmak çok zor yada imkansız olmaktadır. Bu gibi durumlarda yapının tamamını analiz etmek yerine esas yapının özelliklerini taşıyan ve analizi daha kolay olan sonlu elemanları kullanmak incelenen problemler için yaklaşık bir çözüm yolu olmaktadır.

Sonlu elemanlar metodunun temelini anlamak için bir dairenin alanının bulunmasını göz önüne alalım. Farz edelim ki elimizde üçgenin alan formülü dışında bir formül olmasın.



Şekil 1.21 Üçgenin alan bilgileri kullanılarak dairenin alanının hesaplanması

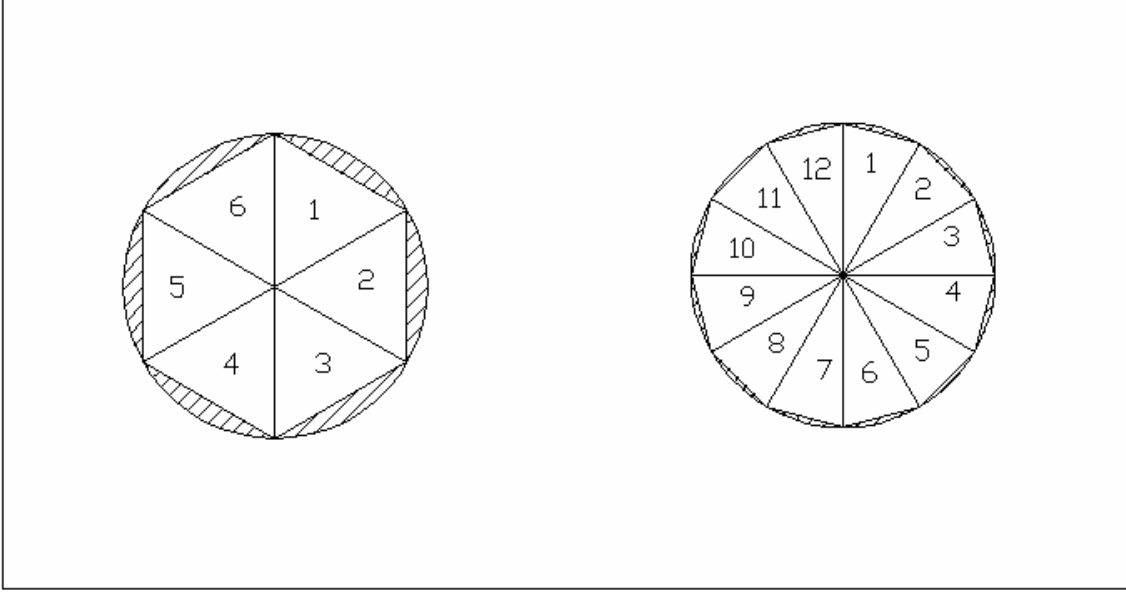
Sadece birbirine eşit üçgenler kullanarak dairenin alanını hesaplayabilmek için aşağıdaki Şekil 1.22'den de görüldüğü gibi iki farklı dizilim ile üçgenleri yerleştirebiliriz.



Şekil 1.22 Alanları eşit dört üçgen kullanarak sonuca yaklaşım

Birbirine eşit dörder üçgenin kullanıldığı bu iki örnekten de görüldüğü gibi birinci şekilde taralı alanlar kadar eksik tahmin, ikinci örnekte ise taralı alanlar kadar fazla tahmin yapılmıştır. Üçgenlerin alanlarını küçültüp sayılarını arttırsak aşağıdaki şekil 1.23'den de

görülebileceği üzere taralı alanlar küçüleceğinden tahminde yapılan hata azalacaktır.



Şekil 1.23 Üçgen sayısının artırılmasıyla doğru sonuca yaklaşım

Bu şekilde üçgen sayılarını arttırarak dairenin alanını oldukça yakın bir şekilde hesaplayabiliriz. Böylece bilinmeyen daire alanını bilinen üçgen alanı kullanarak hesaplamış oluruz.

Sonlu elemanlar analizi de aynı esaslara dayanır. Davranışı çok iyi saptanan basit elemanlarla bölümlenme ve idealleştirme kullanıldığından yapısı güçlü bir tekniktir.

Çoğu sonlu elemanlar metodu kullanan program “yer değiştirme” metodunu esas almaktadır. Yer değiştirme için çözülen bilinmeyen değişken aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$R = K \times U \quad (1.47)$$

Gereken denklemler uygun yapısal teoriden ve aşağıdaki denklemlerden elde edilir:

1. Gerilmeleri uygulanan kuvvetlere nakleden denge denklemleri
2. Uzamaları yer değiştirmelere nakleden uygunluk denklemleri
3. Gerilimleri uzamalara nakleden yapısal denklemler

Denge, uygunluk ve yapısal ilişkiler yer değiştirme esaslı sonlu elemanlar analizi denklemlerini şekillendirmek için kullanılır. Çok sayıdaki denklem matris formunda ifade

edilebilir :

$$[K] \times \{D\} = \{R\} \quad (1.48)$$

Burada;  $[K]$ = global katılık matrisi,  $\{D\}$ = yer değiştirme vektörü,  $\{R\}$ = yük (dış kuvvet) vektörüdür.

Matris denklemi daha sonra yer değiştirme vektörü  $\{D\}$  için çözümlür. Denklemleri çözmek doğrudan kuvvetlerden yer değiştirmelere çıkmamıza müsaade eder. Daha sonra gerilmeler ve uzamalar yer değiştirme sonuçlarından hesaplanır.

Sonlu elemanlar denge denklemlerinin çözümlü,  $[K] \times \{D\} = \{R\}$  şeklindeki bir denklemin çözümlünü gerektirir.

Eş zamanlı lineer denklemlerden oluşan bir sistemi çözmek için her birinin kendi değerleri olan direkt ve iteratif çözümlü olmak üzere iki tip ana çözümlü vardır.

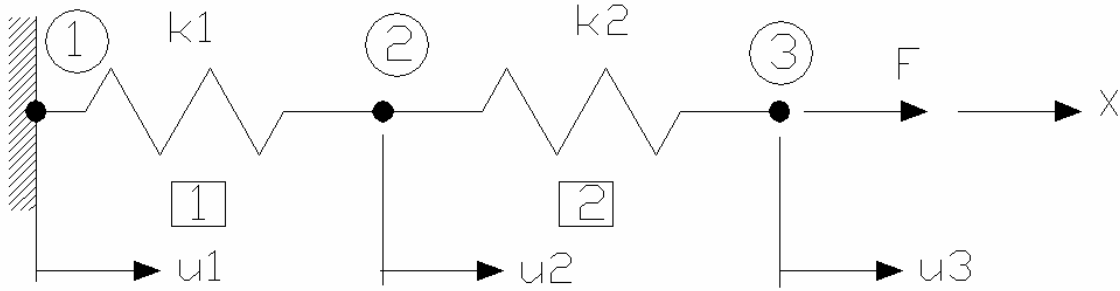
Direk çözümlü birçok sayıda sonlu eleman programı tarafından kullanılan Gauss eliminasyon tekniğini temel almıştır. Bu çözümlü güçlü, genel ancak büyük problemler için yavaştlar ve çalıştırmak için büyük miktarda hard disk alanına ihtiyaç duyarlar. İteratif çözümlü ise daha az hard disk alanına ihtiyaç duymalarına rağmen çok hızlı olabilirler.

#### 1.4.4 Sonlu Elemanlar Çözümlü Yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemini kullanarak bir problemi çözümlü metodu aşağıdaki adımları içerir :

1. Problemi teşhis etmek, geometrik özellikler, malzeme özellikleri ve problemin modelleneceğı uygun sonlu elemanlar yazılımına karar verilmesi.
2. CAD (bilgisayar destekli tasarım) sistemi veya geometrik biçimlendirici kullanarak problem geometrisinin yaratılması.
3. Malzeme özelliklerinin tayin edilmesi, sonlu eleman modeli üzerinde sınır şartlarının uygulanması, model üzerindeki yüklerin tanımlanması.
4. Kullanıcı tarafından seçilen ağı elemanları ile ağı yapısının, düğümlerin ve ayarlama yapılması.
5. Tamamlanan sonlu eleman modelinin analiz için sunulması.
6. Sonuçları değerlendirmek ve yorumlamak.

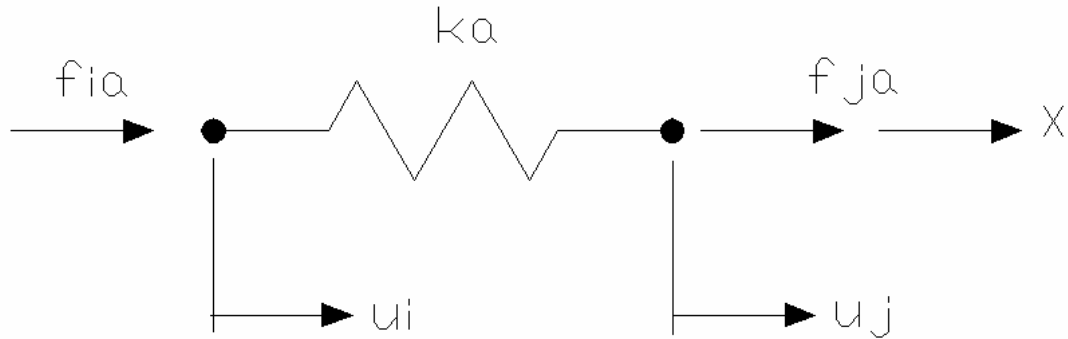
Sonlu elemanlar yöntemini örneklendirmek ve içerdiği matematiksel temel hakkında bilgi vermek amacıyla aşağıdaki gibi sadece  $x$  yönünde harekete izin verilen bir serbestlik dereceli iki yaydan oluşan bir modeli esas alalım.



Şekil 1.24 Seri bağlanmış tek serbestlik dereceli yaylar

Bu problemi çözmek için yaylar birer eleman olarak, bağlantılar ise düğüm noktaları olarak numaralandırılır. Düğüm noktalarındaki yer değiştirmeler  $u_1$ ,  $u_2$  ve  $u_3$  olarak adlandırılır. Her düğüm noktasında bir değişken  $u_i$  olduğunda sistem bir serbestlik derecesine sahiptir. Toplamda sistem üç düğüm noktası ile üç serbestlik derecesine sahiptir.

Tek bir sonlu elemanı (yay) ele alalım :



Şekil 1.25 Yay elemanında kuvvetler ve yer değiştirmelerin gösterilmesi

Eğer  $i$  ve  $j$  düğüm noktalarının hareketine izin verilirse, yayın sıkışması veya uzamasından

dolayı yay üzerinde meydana gelen kuvvetler :

$$\begin{aligned} f_{ia} &= -k_a \cdot u_i + k_a \cdot u_j = k_a \cdot (u_j - u_i) \\ f_{ja} &= k_a \cdot u_i - k_a \cdot u_j = k_a \cdot (u_i - u_j) \end{aligned} \quad (1.49)$$

Bu denklemler bir tek eleman için matris formunda yazılırsa :

$$\begin{Bmatrix} f_{ia} \\ f_{ja} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -k_a & k_a \\ k_a & -k_a \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \end{Bmatrix} \quad (1.50)$$

$$\{f\} = [k] \cdot \{u\} \quad (1.51)$$

Burada  $f$  : kuvvet vektörü,  $k$  : katılık matrisi,  $u$  : yer değiştirme vektörüdür. Ardından bu denklemler her bir sonlu eleman için yazılacak olursa :

$$1. \text{ yay için } \begin{Bmatrix} f_{11} \\ f_{21} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -k_1 & k_1 \\ k_1 & -k_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} \quad (1.52)$$

$$2. \text{ yay için } \begin{Bmatrix} f_{22} \\ f_{32} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -k_2 & k_2 \\ k_2 & -k_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} \quad (1.53)$$

Genel olarak  $i$  düğüm noktasındaki dış kuvvetin  $F_i$  olduğunu kabul edersek :

$$\begin{aligned} F_1 + f_{11} &= 0 \\ F_2 + f_{21} + f_{22} &= 0 \\ F_3 + f_{32} &= 0 \end{aligned} \quad (1.54)$$

İki yayın matris formundaki denklemlerini yukarıdaki eşitlik denklemleri ile birleştirirsek :

$$\begin{aligned} -F_1 &= -k_1 \cdot u_1 + k_1 \cdot u_2 \\ -F_2 &= k_1 \cdot u_1 - k_1 \cdot u_2 - k_2 \cdot u_2 + k_2 \cdot u_3 \\ -F_3 &= -k_2 \cdot u_2 - k_2 \cdot u_3 \end{aligned} \quad (1.55)$$

matris formunda ifade edersek :

$$\begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & (k_1 + k_2) & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} \quad (1.56)$$

$$\{K\} = [D] \cdot [R]$$

Burada denklemin her iki tarafını global katılık matrisinin tersiyle çarpmak yada Gauss eliminasyon metodunu kullanmak bizi çözüme ulaştırmaz. Bunun nedeni katılık matrisinin tekil matris olmasıdır. Yani global katılık matrisinin determinanı sıfırdır. Fiziksel olarak bu kütlenin herhangi bir sabitlemeye ihtiyaç duymadan uzayda herhangi bir pozisyonda dengede olduğu anlamına gelmektedir. Böylece rijit kütle hareketine olanak tanınmaktadır.

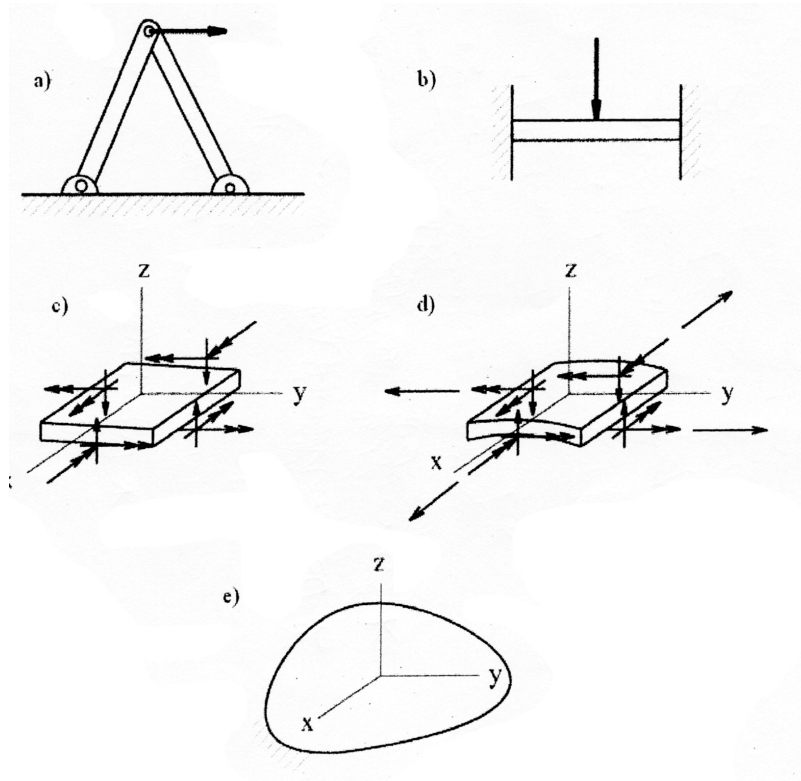
Tekrar örneğimize dönecek olursak model sol taraftan duvara sabitlenmiştir. Bu sebepten ( $u_1 = 0$ ) olacaktır. Ayrıca ikinci düğüm noktasında denge şartlarından ötürü dış kuvvet sıfır olmalıdır ( $F_2 = 0$ ).  $u_1$  ve  $F_2$  değerlerini yerlerine koyup matrisleri sadeleştirirsek :

$$\begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ F \end{Bmatrix} \quad (1.57)$$

Bu andan itibaren matris Gauss eliminasyon yöntemiyle çözülebilir bir haldedir.

#### 1.4.5 Sonlu Eleman Tipleri

Makine mühendisliği ve mukavemet biliminde incelenmekte olan yapılar sahip oldukları geometrilere ve taşıdıkları yüklere göre farklı şekilde isimlendirilmektedirler.



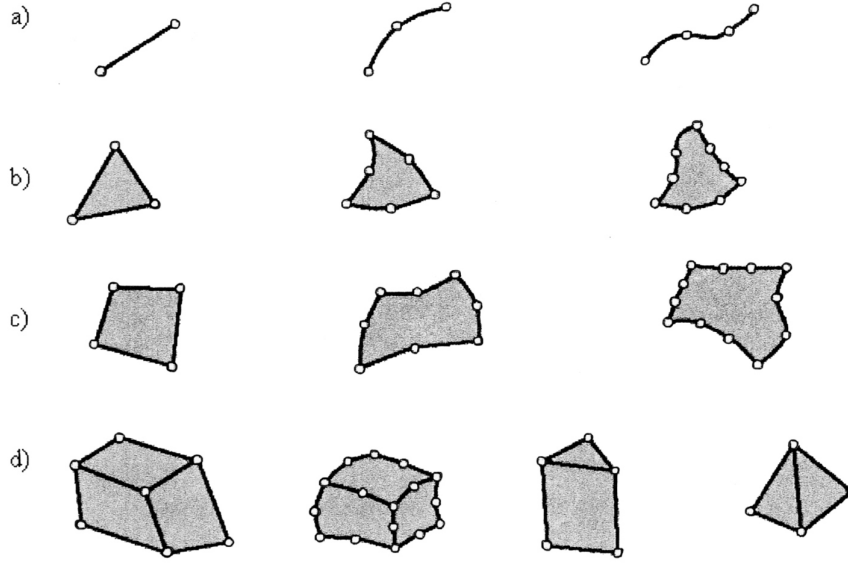
Şekil 1.26 Mukavemet biliminde incelenen yapılar

Bu yapıların en temel ve basit olanı eksenlerine paralel olarak yük taşıyan yapılardır. Bu tip yapıların sadece eksenel yük taşıyabilen ve çekme – basma zorlamasına maruz kalabilenlerine **çubuk** ismi verilmektedir (Şekil 1.26a). Çubuklar iki boyutu üçüncü boyutları yanında oldukça küçük elemanlardır ve bu nedenle eksenleri ile gösterilirler. Diğer taraftan eksenel kuvvet yanı sıra eğilme momenti de taşıyan çubuk yapılara **kiriş** adı verilmektedir (Şekil 1.26b).

İkinci tipteki yapılar iki boyutu diğerine göre çok büyük olan plak ve kabuk yapılardır. Plak yapılar büyük olan boyutları yönünde eğilme momenti ve üçüncü boyutlarında da eksenel kuvvet taşıyan yapılardır (Şekil 1.26c). Diğer taraftan kabuk yapılar ise plaklar gibi eğilme momenti ile normal kuvvet taşımının yanı sıra ilk iki boyutları boyunca da eksenel kuvvet taşıyabilen elemanlardır (Şekil 1.26d).

Üçüncü tip yapılar ise boyutsal olarak üç boyutu da birbirine yakın elemanların oluşturduğu yapılardır (Şekil 1.26e). Yukarıdaki sınıflandırmanın haricindeki tüm yapılar bu gruba girmektedir. Bu tip yapılara özel bir isim verilmemiş olup çözüm için genel mukavemet metotları kullanılmaktadır.

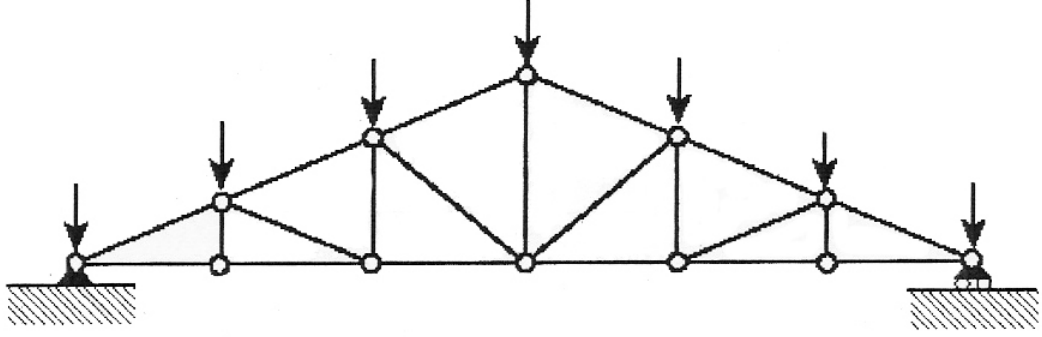
Yukarıda anlatılan ve sonsuz sayıda elemanın bir araya gelmesi ile oluşan (sürekli bir sistem olan) yapıların sonlu eleman modelleri oluşturulurken yine yukarıdakine benzer tarzda sınıflandırılmış olan ve bu yapıların gerilme ve deformasyon özelliklerini modelleyecek sonlu elemanlar kullanılmaktadır (Şekil 1.27).



Şekil 1.27 Çeşitli tipte sonlu elemanlar

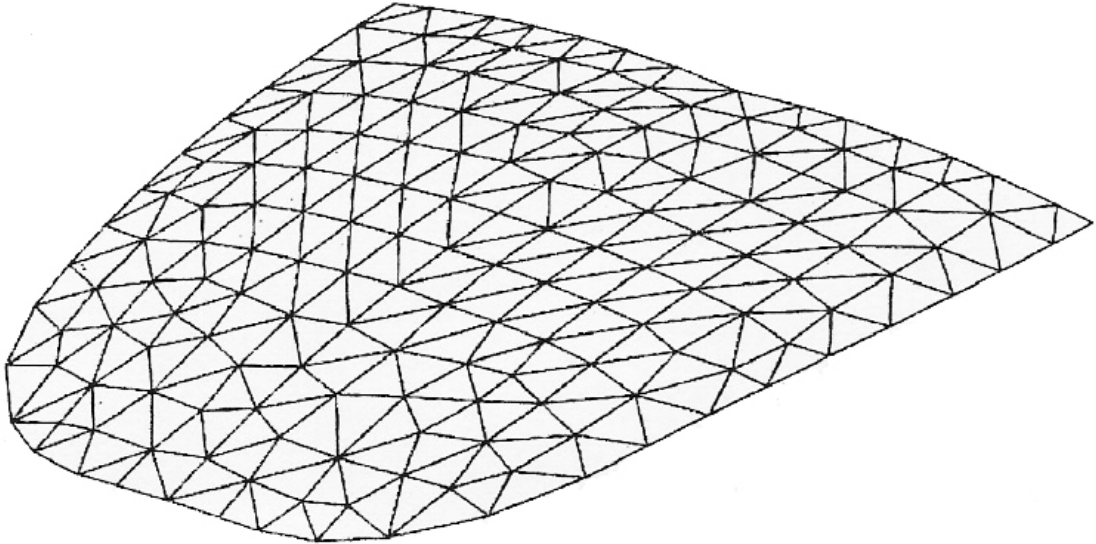
(Şekil 1.27a) de gösterilen elemanlar bir boyutlu sonlu elemanlardır. Bu tip sonlu elemanlar kafes sistem, köprü v.b. gibi fiziksel sistemleri modellemede kullanılmaktadırlar. Bu tipteki sonlu elemanların çoğunluğu sadece eksenlerine paralel doğrultuda kuvvet taşıyabilmektedirler. Dolayısıyla sadece aksenal deformasyon durumunu incelemek ve çubukları modellemek için kullanılmaktadırlar. Sadece kiriş eleman aksenal deformasyonun yanı sıra açısal deformasyonlarında incelenmesine olanak sağlamaktadır.

Bir boyutlu sonlu elemanlar kuvvetleri sadece kendi eksenleri boyunca taşıyabildiklerinden bir boyutlu ismini almaktadırlar. Ancak iki ve üç boyutlu uzayda çeşitli şekilde konumlandırılabilirler. (Şekil 1.28) de bir kafes yapının çubuk elemanlar ile oluşturulmuş sonlu elemanlar modeli gösterilmiştir.



Şekil 1.28 Bir kafes sistemin çubuk elemanlarla oluşturulmuş sonlu elemanlar modeli

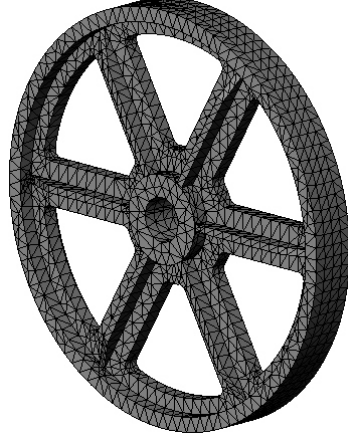
(Şekil 1.27b) ve (Şekil 1.27c) de gösterilen elemanlar iki boyutlu sonlu elemanlar olup iki eksenli gerilme ve deformasyon halini modellemede kullanılmaktadırlar. Bu tipteki elemanların çoğu sadece öteleme deformasyonuna maruz kalabilirken kabuk elemanlar açısız deformasyona maruz kalıp eğilme momenti taşıyabilmektedirler. Genel olarak kalınlıkları diğer boyutlarının yanında çok az olan otomobil karoseri, basınçlı kaplar, plaklar ve kabuk gibi fiziksel elemanların sonlu elemanlar modelini oluşturmada kullanılmaktadırlar. Aşağıdaki Şekil 1.29'da bir otomobil kaputuna ait üçgenel elemanlar kullanılarak oluşturulmuş ağ yapı görülmektedir.



Şekil 1.29 Bir otomobil kaputunun ağ yapısı

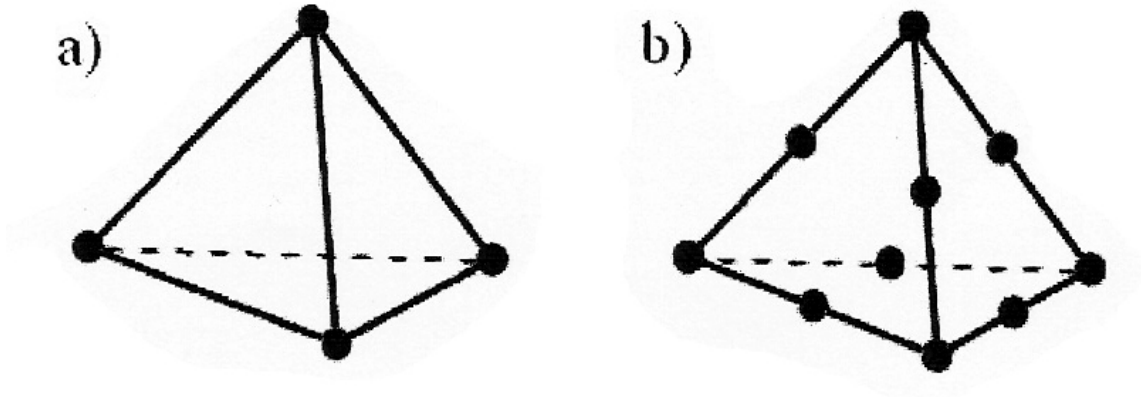
(Şekil 1.27d) de gösterilen elemanlar üç boyutlu elemanlar olup üç eksenli gerilme halleri

modellemek için kullanılmaktadırlar. Bir boyutlu ve iki boyutlu sonlu elemanların aksine bu elemanlarda gerilmeler tamamen üç bileşenlidir. Dolayısıyla incelenecek yapıyı tüm ayrıntılarıyla modellemek için kullanılmaktadırlar.



Şekil 1.30 Bir kasmağa ait ağ yapısı

Sonlu elemanlar gerilmenin kaç ekseninde meydana geldiğinin yanı sıra köşe noktaları haricinde düğüm noktası içerip içermediğine göre de sınıflandırabilmektedirler. Sadece köşe noktalarında düğüm noktası içeren elemanlara **lineer elemanlar**, kenar eğrileri üzerinde de düğüm noktası içeren elemanlara **parabolik elemanlar** denir (Şekil 1.31).\*



Şekil 1.31 Lineer (a) ve parabolik (b) tetrahedral elemanlar

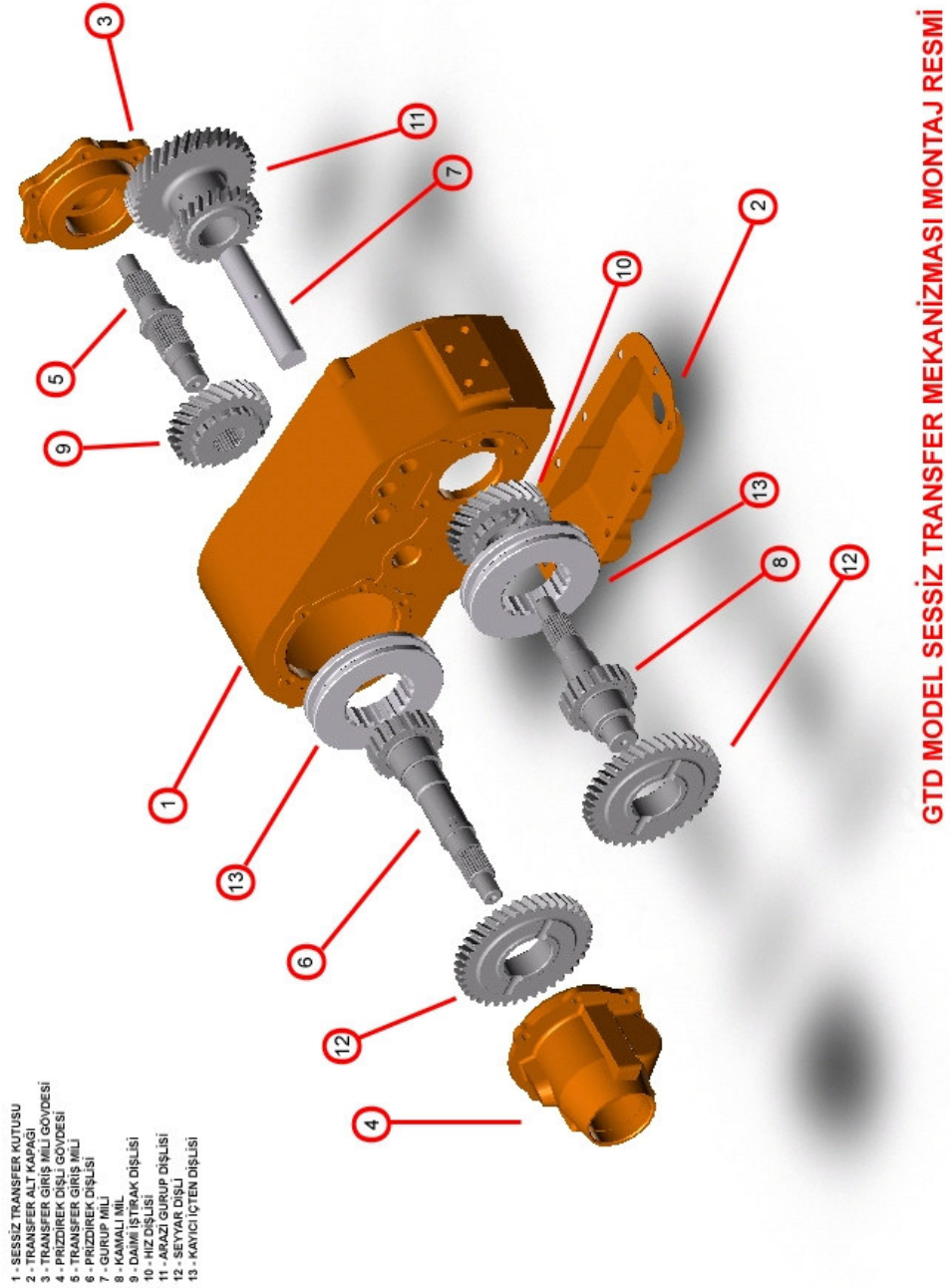
\* [Şanlıtürk], [Zienkiewich], [Meyer]

Yapılarının daha karmaşık olması nedeniyle parabolik elemanların matematiksel ifadeleri lineer elemanlara göre daha karmaşık olmaktadır. Ancak aynı sonlu eleman büyüklüğü için lineerlere göre daha hassas sonuçlar verirler.

Yukarıda bahsedilen klasik sonlu elemanların dışında bilgisayar yazılımlarının özel durumları modellemek için kullandığı sonlu elemanlar da mevcuttur. Bu sonlu elemanlar genellikle parçalar arasındaki geçiş yapıyı oluşturmak ve modellenmeyecek olan bir parçanın sonlu elemanlar ağı üzerindeki etkisini modellemek için kullanılırlar.

## 2. HESAPLAMALAR VE ANALİZ SONUÇLARI

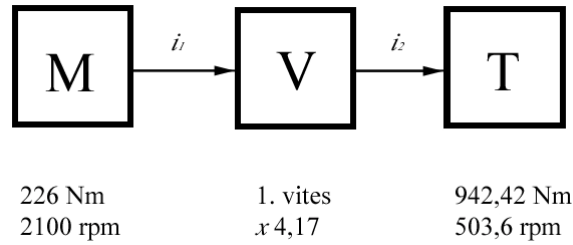
Teze konu olan transfer kutusunun analizinde dördü gövdeye ait olan 15 adet parça kullanılmıştır. Parçaların her biri SolidWorks programında birebir oranında modellenmiş ve montajlanmıştır. Analiz yükünü hafifletmek için üzerlerinde fazlaca değişiklik hakkı tanımayan rulmanlar, civata, somun gibi bağlantı elemanları ve flanşlar modellenmemiştir.



Şekil 2.1 GTD model sessiz transfer mekanizması elemanları

Ele alınan transfer mekanizması yapı olarak iki hızlı bir vites kutusudur. 2H, 4L, 4H ve N olmak üzere dört ayrı konuma sahiptir. 2H konumu 4x2 konumu olup vites kutusundan alınan hareket daimi iştirak dişlisinden çevirim olmadan doğrudan kamalı mile geçirilerek 1:1 oranında ön tekerleklere aktarılır. 4L konumu 4x4 düşük hız konumu olup vites kutusundan alınan hareket ön ve arka tekerleklere aktarılır, transfer giriş devri 2,01:1 oranında düşürülerek moment arttırılır. 4H konumu 4x4 yüksek hız konumu olup, vites kutusundan alınan hareket, devri düşürülmeden ön ve arka tekerleklere iletilir. N konumu ise transferin boş konumu olup transferden güç veya hareket alınmaz.

Motorda üretilen güç tekerleklere iletilene kadar her dişli sisteminde çeşitli çevirim oranlarıyla çarpılarak değişmektedir. Üretilen bu güç transfer mekanizmasına ulaşmadan önce vites kutusunda seçili vites dişlisinin çevrim oranına göre değişir. Konumuz maksimum gerilmeleri bulmak olduğundan transfer mekanizmasına maksimum güç iletecek olan 1. vites (4,17 çevrim oranı) seçilmiştir.

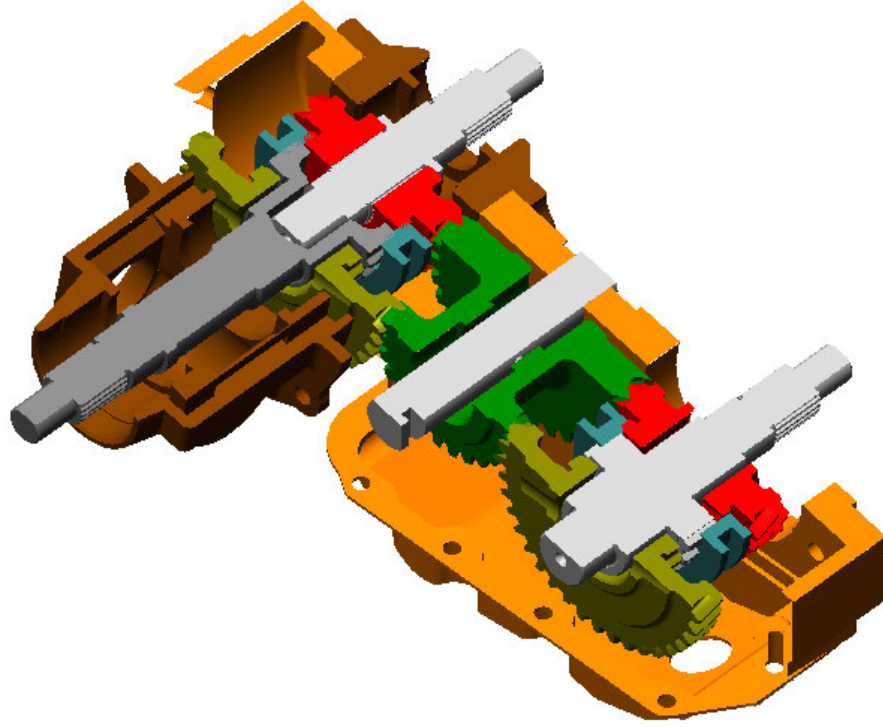


Şekil 2.2 Maksimum çevrim oranları

Vites kutusundan giriş miliyle alınan bu hareket transfer mekanizmasının 3 ayrı konumuna göre parçalar üzerinde dağılır. Tork bir dişliden diğerine diş sayılarının oranına göre aktarılır ve aynı mil üzerinde tork değişmez.

Daimi iştirak dişlisi ve kayıcı içten dişlileri gibi içten dişe sahip parçalarda tüm dişlilerin kavramada olduğu ve kayıp olmadığı kabul edilmiştir. Düz dişliler için kavramadaki diş sayısı 1 olarak hesaplara katılmıştır. Ancak helisel dişliler için kavrama oranları her parça için ayrıca denklemlerden hesaplanmıştır.

Vites kutusundan alınan hareketin transfer mekanizmasının konumuyla dişlilerin çevrim oranlarına göre dağılımı aşağıdaki tabloda verilmiştir.

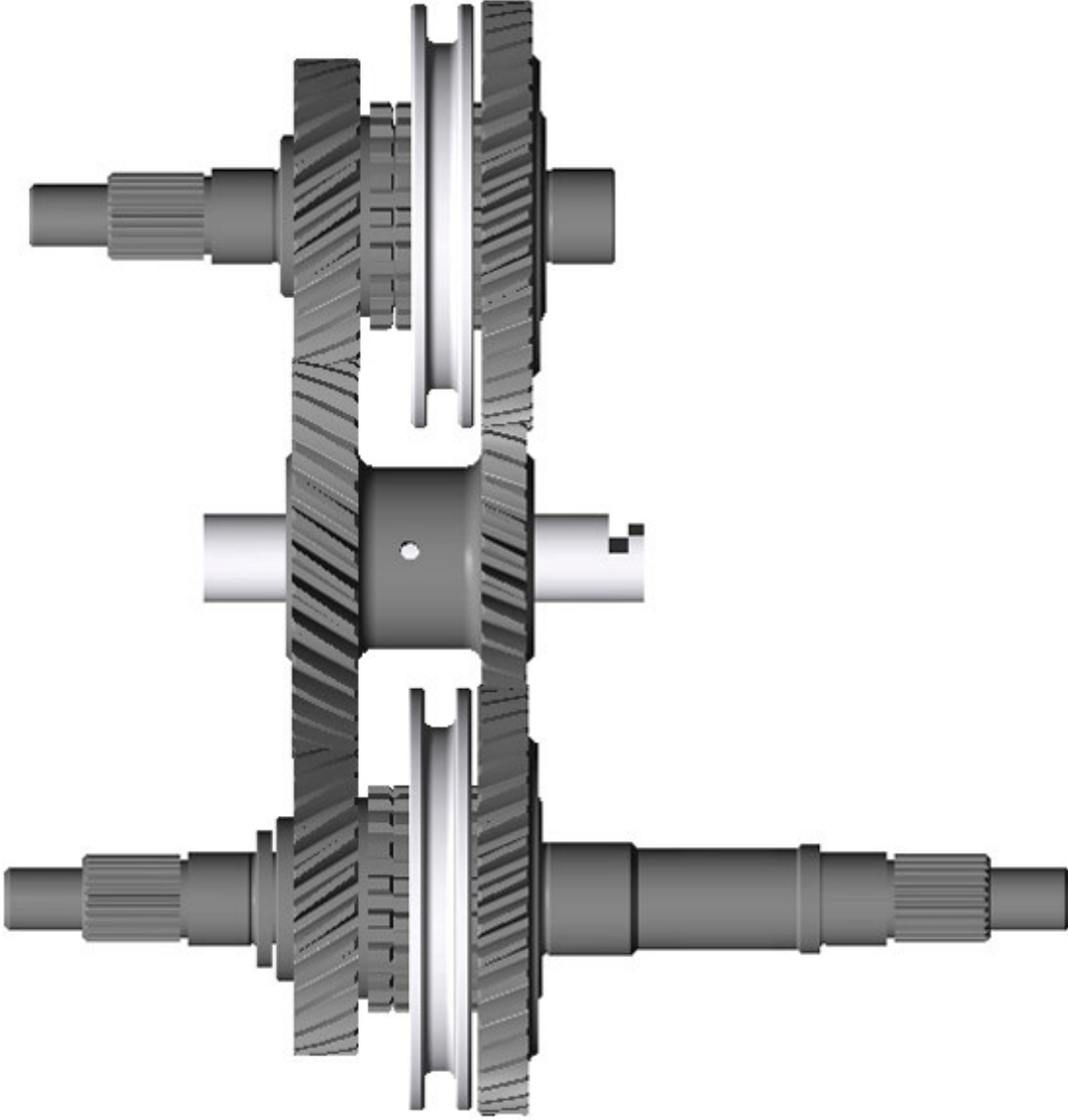


Şekil 2.3 Transfer kutusunun montaj şeması

Çizelge 2.1 Tork dağılımı

| No        | PARÇA ADI              | 4 x 4 H  | 4 x 4 L  | 4 x 2 H  |     |
|-----------|------------------------|----------|----------|----------|-----|
| F 729     | GİRİŞ MİLİ             | 503,600  | 503,600  | 503,600  | rpm |
|           |                        | 942,420  | 942,420  | 942,420  | Nm  |
| F 725     | DAİMİ İŞTİRAK DİŞLİSİ  | 503,600  | 503,600  | 503,600  | rpm |
|           |                        | 942,420  | 942,420  | 942,420  | Nm  |
|           | KAYICI İÇTEN DİŞLİ - 1 | 503,600  | 250,319  | 0,000    | rpm |
|           |                        | 942,420  | 1895,993 | 0,000    | Nm  |
| F 732     | PİRİZDİREK DİŞLİSİ     | 503,600  | 250,319  | 0,000    | rpm |
|           |                        | 942,420  | 1895,993 | 0,000    | Nm  |
| F 726 - 1 | SEYYAR DİŞLİ - 1       | 250,319  | 250,319  | 250,319  | rpm |
|           |                        | 1895,993 | 1895,993 | 1895,993 | Nm  |
| F 730     | ARAZİ GURUP DİŞLİSİ    | 385,106  | 385,106  | 385,106  | rpm |
|           |                        | 1232,400 | 1232,400 | 1232,400 | Nm  |
| F 724     | HIZ DİŞLİSİ            | 503,600  | 503,600  | 503,600  | rpm |
|           |                        | 942,420  | 942,420  | 942,420  | Nm  |
|           | KAYICI İÇTEN DİŞLİ - 2 | 503,600  | 250,319  | 503,600  | rpm |
|           |                        | 942,420  | 1895,993 | 942,420  | Nm  |
| F 728     | KAMALI MİL             | 503,600  | 250,319  | 503,600  | rpm |
|           |                        | 942,420  | 1895,993 | 942,420  | Nm  |
| F 726 - 2 | SEYYAR DİŞLİ - 2       | 250,319  | 250,319  | 250,319  | rpm |
|           |                        | 1895,993 | 1895,993 | 1895,993 | Nm  |

Görüldüğü üzere bu durumda her bir parça üzerine etkiyen maksimum torklar 4x4 L (düşük hız) konumunda ortaya çıkmaktadır. Bu konumda dişlilerin transfer kutusu içindeki yerleşimleri aşağıdaki şekilde verilmiştir. Analiz için transfer mekanizmasının bu konumu dikkate alınacaktır.

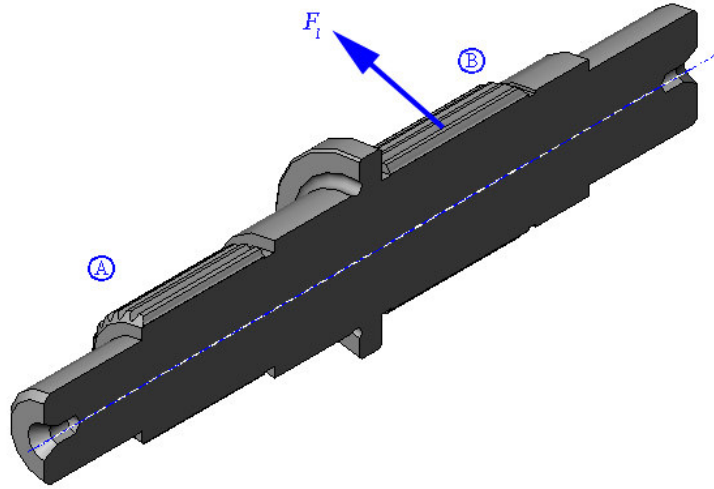


Şekil 2.4 Transfer mekanizmasının 4x4 düşük hız (yüksek tork) konumu

## 2.1 Giriş Mili (F – 729)

Vites kutusundan şaft bağlantı flanşıyla (A) dişlisi üzerinden hareketi alan giriş mili daimi iştirak dişlisine iletir.

Kullanılan malzeme AISI 8620H alaşım çeliğidir (\*).



Şekil 2.5 Giriş mili – Kuvvetlerin durumu

Çizelge 2.2 Giriş mili – Düz diş özellikleri tablosu

| DÜZ DİŞLİ TABLOSU    | SİMGE         | A       | B       |
|----------------------|---------------|---------|---------|
| Diş sayısı           | $z$           | 26      | 30      |
| Normal modül         | $M_n$         | 1,05833 | 1,05833 |
| Bölüm dairesi çapı   | $D_o$         | 27,5167 | 31,75   |
| Diş üstü çapı        | $D_a$         | 28,20   | 32,80   |
| Diş dibi çapı        | $D_f$         | 25,80   | 29,80   |
| Normal kavrama açısı | $\alpha_{no}$ | 30°     | 30°     |
| Diş genişliği        | $b$           | 31      | 35      |

### 2.1.1 Statik dişli kuvvetleri

Giriş mili 4x4L konumunda  $T=942,42 Nm$  torkuyla yüklenmiştir. Mil üzerinde daimi iştirak dişlisinin iç dişleriyle temas vardır ve 30 diş aynı anda temasta olduğundan;

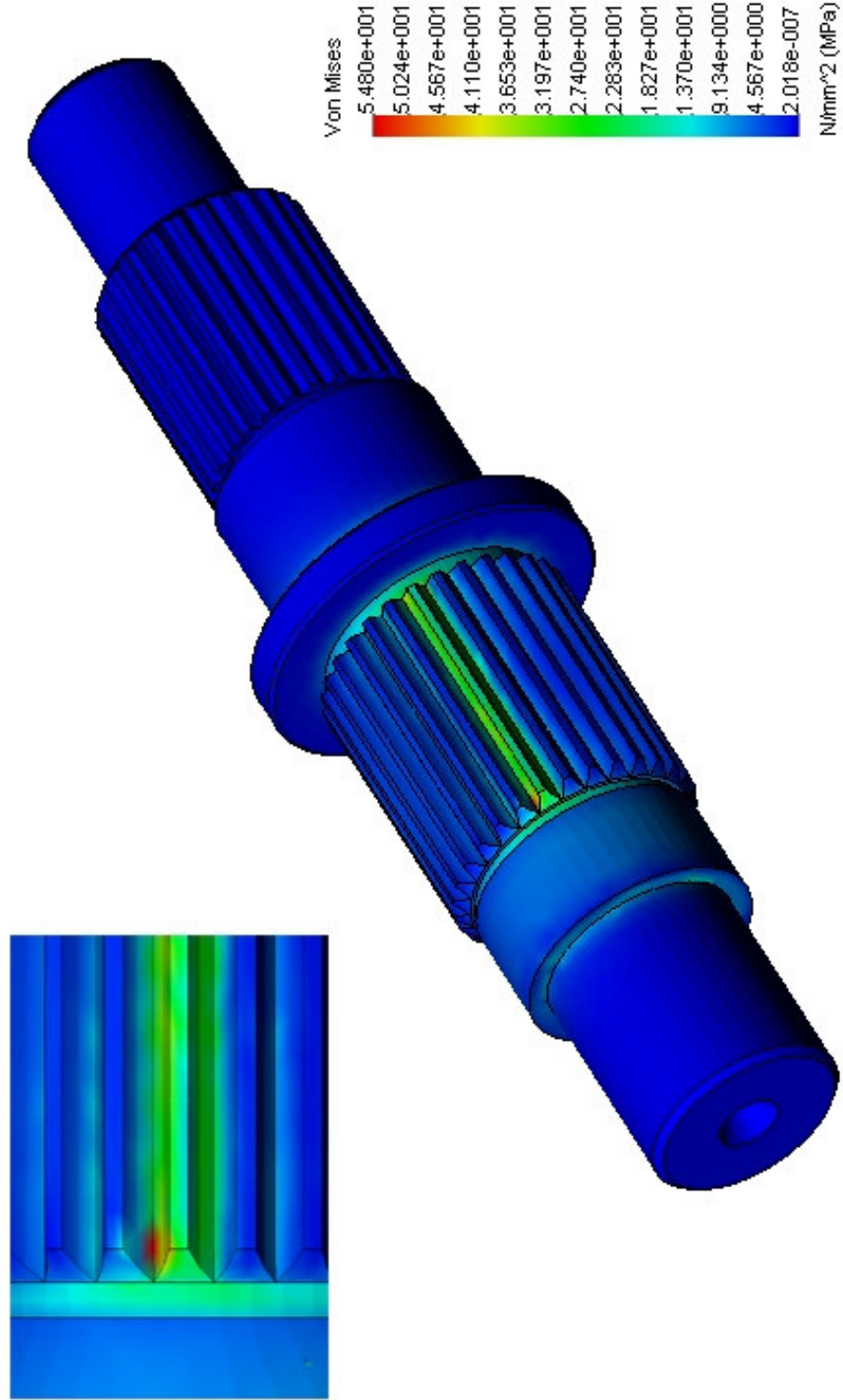
\* Malzemelerin kimyasal ve mekanik özellikleri Ekler bölümünde ayrıntılı olarak verilmiştir.

$$F_t = W_t = \frac{2 \cdot T}{D_o} = \frac{2 \cdot 942,42}{31,75 \cdot 10^{-3}} = 59365,039 N \quad (2.1)$$

$$F_t = \frac{59365,04}{30} = 1978,835 N \quad (2.2)$$

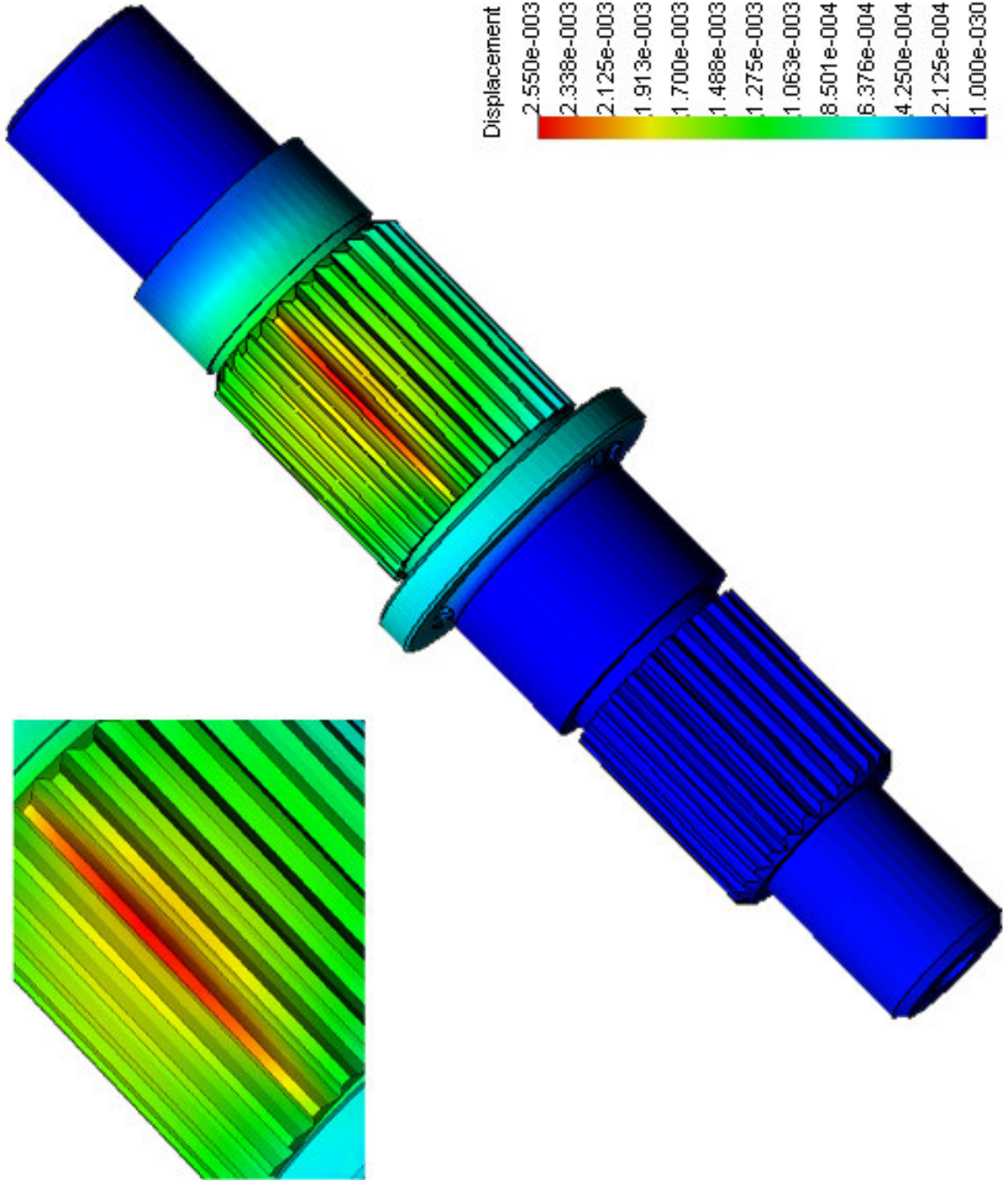
$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_{no} = 1978,835 \cdot \tan 30^\circ = 1142,481 N \quad (2.3)$$

Bu kuvvetlerin etkisinde giriş mili üzerinde gerilme ve yer değişimlerinin durumu şu şekilde olmaktadır.



Şekil 2.6 Giriş mili – Analiz sonucu Von Mises gerilmeleri

Şekilden görüldüğü gibi maksimum gerilme 54,8 MPa değeriyle diş dibinde oluşmaktadır.



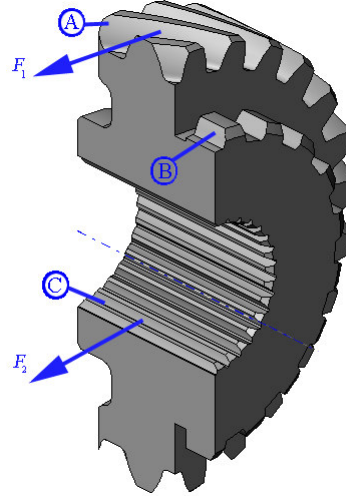
Şekil 2.7 Giriş mili – Analiz sonucu yer değışimi değerleri

Şekilden görüldüğü üzere kuvvetler giriş mili üzerinde  $2,55 \cdot 10^{-3}$  mm lik bir yer değışimi oluşturmaktadır.

## 2.2 Daimi iştirak dişlisi (F - 725)

Daimi iştirak dişlisi hareketi giriş milinden iç dişlileri (C) vasıtasıyla alır. Helis dişleri ile arazi grup dişlisine, düz dişleri ile kayıcı içten dişlisi üzerinden prizdirek dişlisine hareketi iletir. 4x4L konumunda kayıcı içten dişlisine bağlı değildir.

Malzemesi AISI 8620H alaşımlı çeliktir.



Şekil 2.8 Daimi iştirak dişlisi – Kuvvetlerin durumu

Çizelge 2.3 Daimi iştirak dişlisi – Helis diş özellikleri

| HELİS DİŞLİ TABLOSU  | SİMGE         | A          |
|----------------------|---------------|------------|
| Diş sayısı           | $z$           | 26         |
| Normal modül         | $M_n$         | 3          |
| Alın modülü          | $M_s$         | 3,628651   |
| Normal kavrama açısı | $\alpha_{no}$ | 20°        |
| Alın kavrama açısı   | $\alpha_{so}$ | 23°45'40"  |
| Helis açısı ve yönü  | $\beta$       | 34°14' Sol |
| Bölüm dairesi çapı   | $D_o$         | 94,345     |
| Temel dairesi çapı   | $D_t$         | 86,348     |
| Diş üstü çapı        | $D_a$         | 100,345    |
| Diş dibi çapı        | $D_f$         | 86,845     |
| Diş genişliği        | $b$           | 20,8       |

Çizelge 2.4 Daimi iştirak dişlisi – Düz diş özellikleri

| DÜZ DİŞLİ TABLOSU    | SİMGE         | B        | C       |
|----------------------|---------------|----------|---------|
| Diş sayısı           | $z$           | 19       | 30      |
| Normal modül         | $M_n$         | 3,628571 | 1,05833 |
| Bölüm dairesi çapı   | $D_o$         | 68,943   | 31,75   |
| Diş üstü çapı        | $D_a$         | 72,7     | 30,6    |
| Diş dibi çapı        | $D_f$         | 65,7     | 33,8    |
| Normal kavrama açısı | $\alpha_{n0}$ | 20°      | 30°     |
| Diş genişliği        | $b$           | 8        | 37,5    |

### 2.2.1 Statik dişli kuvvetleri

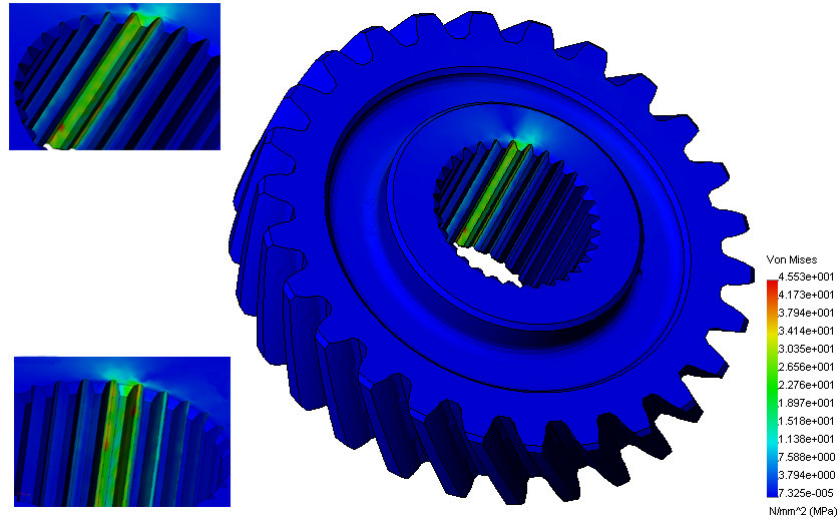
Daimi iştirak dişlisi 4x4L konumunda  $T=942,42 Nm$  torkuyla yüklenmiştir. Parça üzerinde iç dişleriyle giriş mili ile, helis dişleriyle arazi grup dişlisi ile temas vardır.

İç dişli (C) üzerinde giriş mili ile temasta giriş milinde hesaplanan kuvvetlerle aynı değerde fakat zıt yönde  $F_2$  kuvveti vardır.

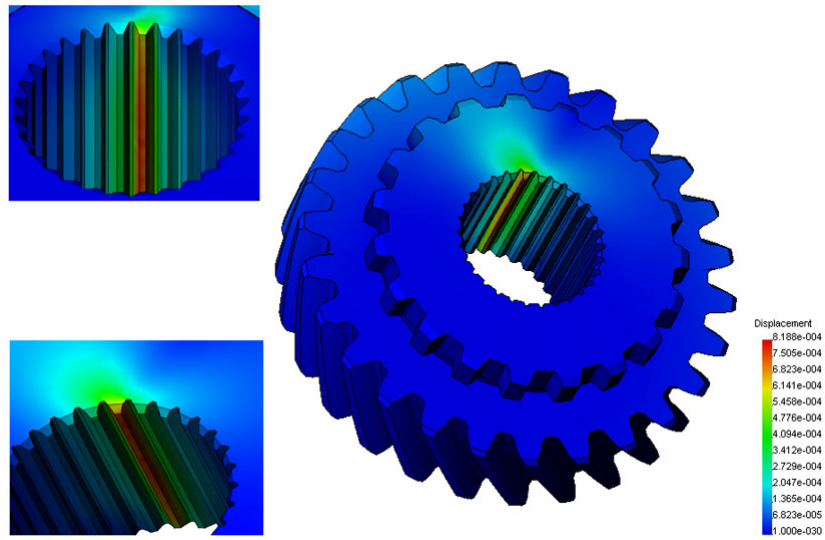
$$F_{2t} = 1978,835N \quad (2.4)$$

$$F_{2r} = 1142,481N \quad (2.5)$$

Bu kuvvetlerin etkisindeki daimi iştirak dişlisinin (C) dişleri üzerindeki gerilme ve yer değiştirmelerin grafikleri şu şekilde olmaktadır.



Şekil 2.9 Daimi iştirak dişlisi – Analiz sonucu (C) dişinde Von Mises gerilmeleri



Şekil 2.10 Daimi iştirak dişlisi – Analiz sonucu (C) dişinde yer değıştirme değeri

Şekil 2.9 ve 2.10 dan da görüldüğü üzere (C) dişi üstünde 45,53 MPa değeriinde maksimum Von Mises gerilmesi ve  $8,188 \cdot 10^{-4}$  mm lik yer değıştirme değeri hesaplanmıştır.

Helis dişli (A) üzerindeki  $F_t$  kuvveti ise şu bileşenlere sahiptir.

$$F_t = W_t = \frac{2 \cdot T}{D_o} = \frac{2 \cdot 942,42}{94,345 \cdot 10^{-3}} = 19978,165 N \quad (2.6)$$

Kavramada olan diş sayısı;

$$\varepsilon_1 = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot M_n} = \frac{20,8 \cdot \sin 34,23334^\circ}{\pi \cdot 3} = 1,242 \quad (2.7)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \left[ \sqrt{\left(\frac{z_1+2}{\cos \alpha_{so}}\right)^2 - z_1^2} + \sqrt{\left(\frac{z_2+2}{\cos \alpha_{so}}\right)^2 - z_2^2} - (z_1 + z_2) \cdot \tan \alpha_{so} \right]$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \left[ \sqrt{\left(\frac{26+2}{\cos 23,761^\circ}\right)^2 - 26^2} + \sqrt{\left(\frac{34+2}{\cos 23,761^\circ}\right)^2 - 34^2} - (26 + 34) \cdot \tan 23,761^\circ \right] \quad (2.8)$$

$$\varepsilon_2 = 1,510$$

Toplam kavrama:

$$\varepsilon_T = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 1,242 + 1,51 = 2,752 \quad (2.9)$$

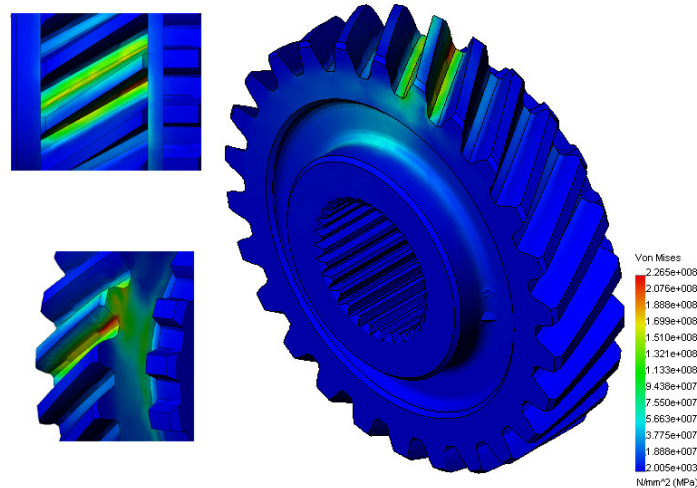
Bu durumda dişli üzerindeki kuvvetler 2,752 oranıyla bölünecektir.

$$F_{lr} = \frac{19978,165}{2,752} = 7259,508N \quad (2.10)$$

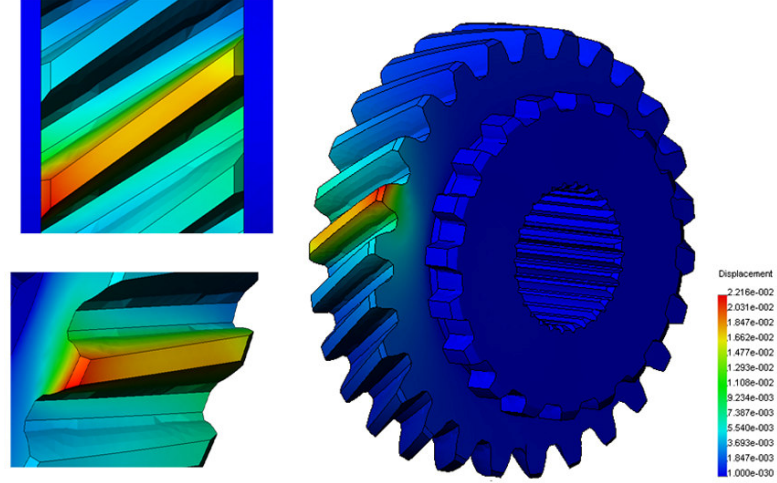
$$F_{lr} = F_{lr} \frac{\tan \alpha_{no}}{\cos \beta} = 7259,508 \frac{\tan 20^\circ}{\cos 34,23334^\circ} = 3195,929N \quad (2.11)$$

$$F_{le} = F_{lr} \cdot \tan \beta = 7259,508 \cdot \tan 34,23334^\circ = 4939,734N \quad (2.12)$$

Bu kuvvetlerin etkisinde (A) dişleri üzerindeki gerilme ve yer değıştirme grafikleri :



Şekil 2.11 Daimi iştirak dişlisi – Analiz sonucu (A) dişinde Von Mises gerilmeleri



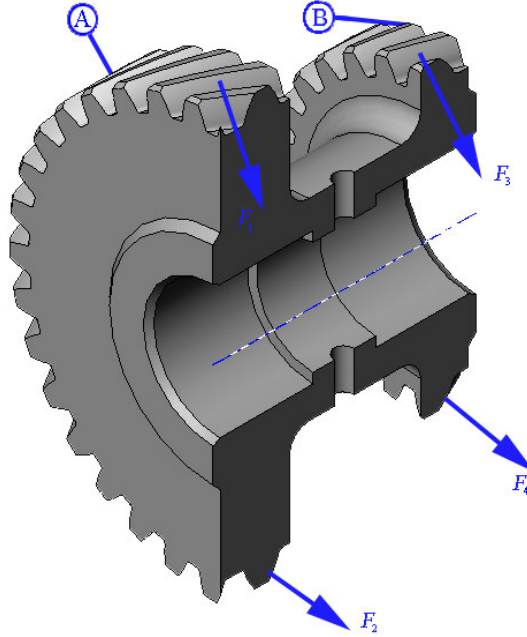
Şekil 2.12 Daimi iştirak dişlisi – Analiz sonucu (A) dişinde yer değıştirme değeri

Şekil 2.11 ve 2.12 den de görüldüğü üzere (A) dişi üzerinde 143,4 MPa maksimum Von Mises gerilmesi ve  $2,216 \cdot 10^{-2}$  mm yer değıştirme değeri hesaplanmıştır.

### 2.3 Arazi grup dişlisi (F – 730)

Arazi grup dişlisi daimi iştirak dişlisinden hareketi alarak hız dişlisi ve sağ ve sol seyyar dişlilerine iletir.

Malzemesi AISI 8620H alaşımlı çeliktir.



Şekil 2.13 Arazi grup dişlisi - Kuvvetlerin durumu

Çizelge 2.5 Arazi grup dişlisi - Helis diş özellikleri

| HELİS DİŞLİ TABLOSU  | SİMGE         | A          | B             |
|----------------------|---------------|------------|---------------|
| Diş sayısı           | $z$           | 34         | 26            |
| Normal modül         | $M_n$         | 3          | 3             |
| Alın modülü          | $M_s$         | 3,628651   | 3,298787      |
| Normal kavrama açısı | $\alpha_{no}$ | 20°        | 20°           |
| Alın kavrama açısı   | $\alpha_{so}$ | 23°45'40"  | 21°48'44"     |
| Helis açısı ve yönü  | $\beta$       | 34°14' Sağ | 24°34'26" Sağ |
| Bölüm dairesi çapı   | $D_o$         | 123,374    | 85,768        |
| Temel dairesi çapı   | $D_t$         | 112,916    | 79,628        |
| Diş üstü çapı        | $D_a$         | 129,374    | 91,768        |
| Diş dibi çapı        | $D_f$         | 115,874    | 78,268        |
| Diş genişliği        | $b$           | 20,85      | 14,3          |

### 2.3.1 Statik dişli kuvvetleri

Arazi grup dişlisi 4 x 4 L konumunda 1232,4 Nm lik torkla yüklüdür. (A) ve (B) dişleri aynı anda ikişer dişliyle temastadır.

(A) dişleri için;

$${}^A F_t = {}^A W_t = \frac{2 \cdot T}{D_o} = \frac{2 \cdot 1232,4}{123,374 \cdot 10^{-3}} = 19978,277N \quad (2.13)$$

$${}^A F_t = \frac{19978,277}{2} = 9989,139N \quad (2.14)$$

Kavrama oranları her iki temas noktasında da aynıdır.

$$\varepsilon_1 = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot M_{no}} = 1,242 \quad (2.15)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \left[ \sqrt{\left(\frac{z_1+2}{\cos \alpha_{so}}\right)^2 - z_1^2} + \sqrt{\left(\frac{z_2+2}{\cos \alpha_{so}}\right)^2 - z_2^2} - (z_1 + z_2) \cdot \tan \alpha_{so} \right] = 1,510 \quad (2.16)$$

Bu durumda toplam kavrama:

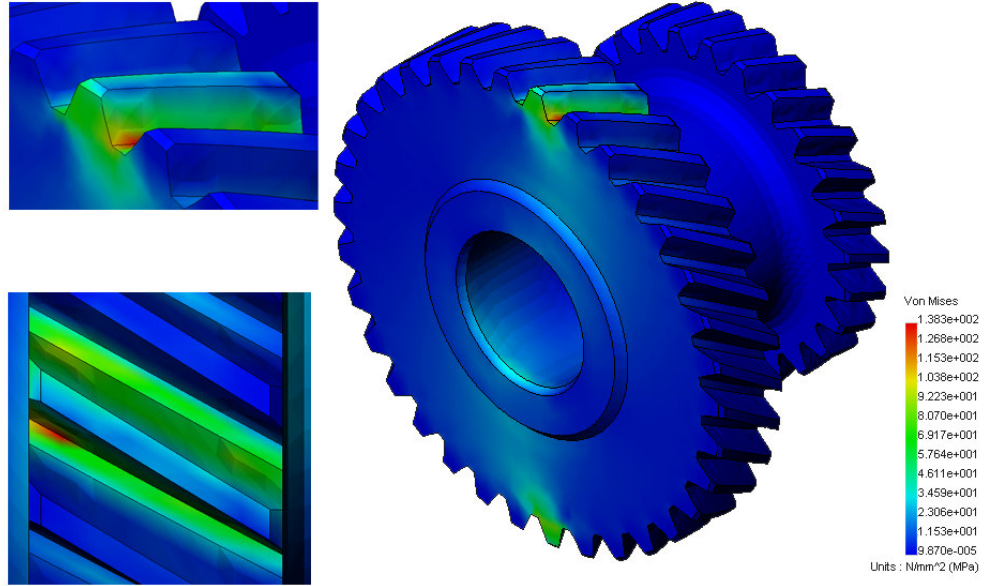
$$\varepsilon_T = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 1,242 + 1,51 = 2,752 \quad (2.17)$$

$$F_{1t} = F_{2t} = \frac{9989,139}{2,752} = 3629,774N \quad (2.18)$$

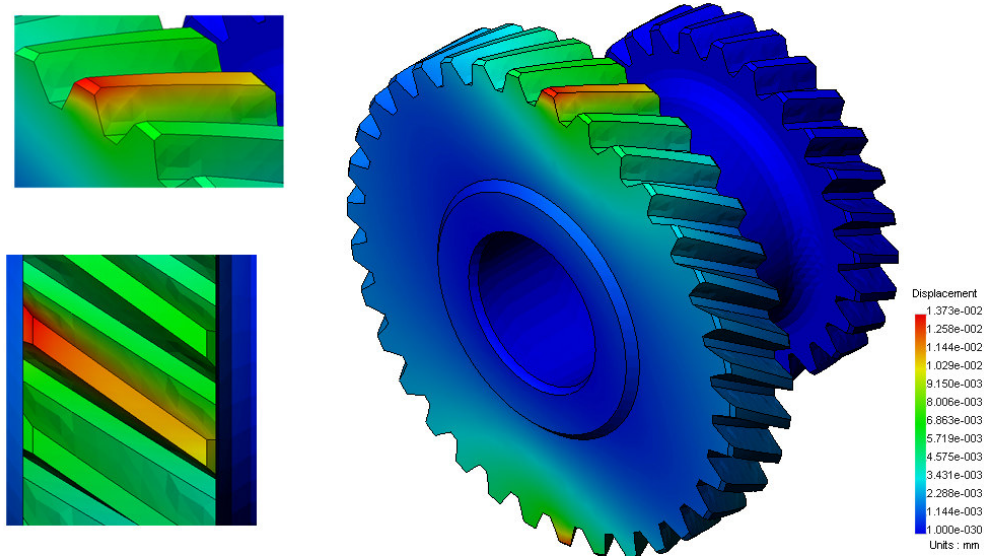
$$F_{1r} = F_{2r} = F_{1t} \frac{\tan \alpha_{no}}{\cos \beta} = 1597,967N \quad (2.19)$$

$$F_{1e} = F_{2e} = F_{1t} \cdot \tan \beta = 2469,826N \quad (2.20)$$

Bu kuvvetlerin etkisinde arazi grup dişlisindeki (A) dişinde oluşan gerilme ve yer değiştirme grafikleri aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.14 Arazi grup dişlisi – Analiz sonucu (A) dişinde Von Mises gerilmeleri



Şekil 2.15 Arazi grup dişlisi – Analiz sonucu (A) dişinde yer değıştirme değeri

Şekil 2.14 ve 2.15 den de görüldüğü gibi (A) dişleri üzerindeki maksimum gerilme değeri 138,3 MPa, maksimum yer değıştirme değeri  $1,373 \cdot 10^{-2}$  mm dir.

(B) dişleri için;

$${}_B F_t = {}_B W_t = \frac{2 \cdot T}{D_o} = \frac{2 \cdot 1232,4}{85,768 \cdot 10^{-3}} = 28737,991 N \quad (2.21)$$

$${}_B F_t = \frac{28737,991}{2} = 14368,995 N \quad (2.22)$$

Kavrama oranları her iki temas noktasında da aynıdır.

$$\varepsilon_1 = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot M_n} = \frac{14,3 \cdot \sin 24,574^\circ}{\pi \cdot 3} = 0,631 \quad (2.23)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \left[ \sqrt{\left(\frac{z_1+2}{\cos \alpha_{so}}\right)^2 - z_1^2} + \sqrt{\left(\frac{z_2+2}{\cos \alpha_{so}}\right)^2 - z_2^2} - (z_1 + z_2) \cdot \tan \alpha_{so} \right]$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \left[ \sqrt{\left(\frac{26+2}{\cos 21,812^\circ}\right)^2 - 26^2} + \sqrt{\left(\frac{40+2}{\cos 21,812^\circ}\right)^2 - 40^2} - (26 + 40) \cdot \tan 21,812^\circ \right] \quad (2.24)$$

$$\varepsilon_2 = 1,592$$

Bu durumda toplam kavrama:

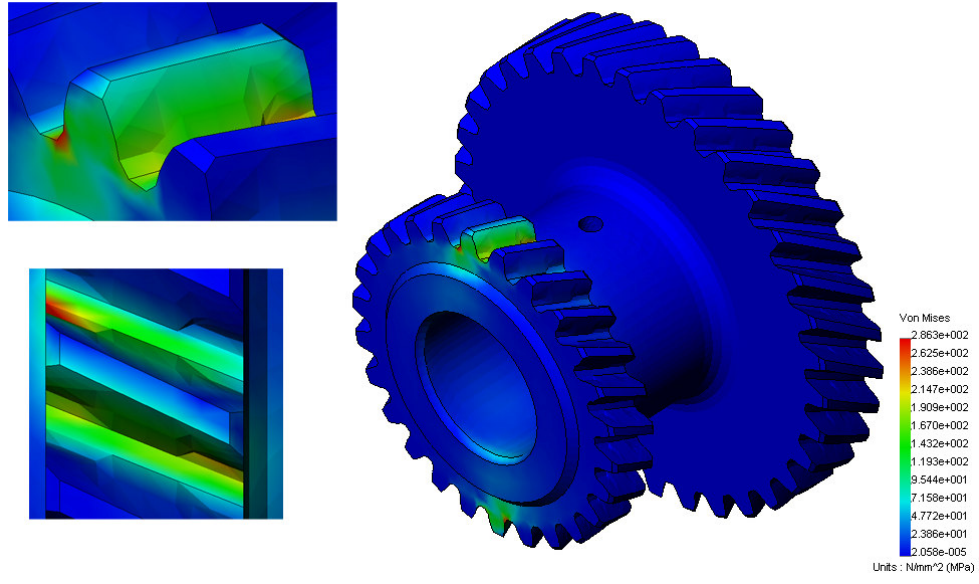
$$\varepsilon_T = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 0,631 + 1,592 = 2,223 \quad (2.25)$$

$$F_{3t} = F_{4t} = \frac{14368,995}{2,223} = 6464,841 N \quad (2.26)$$

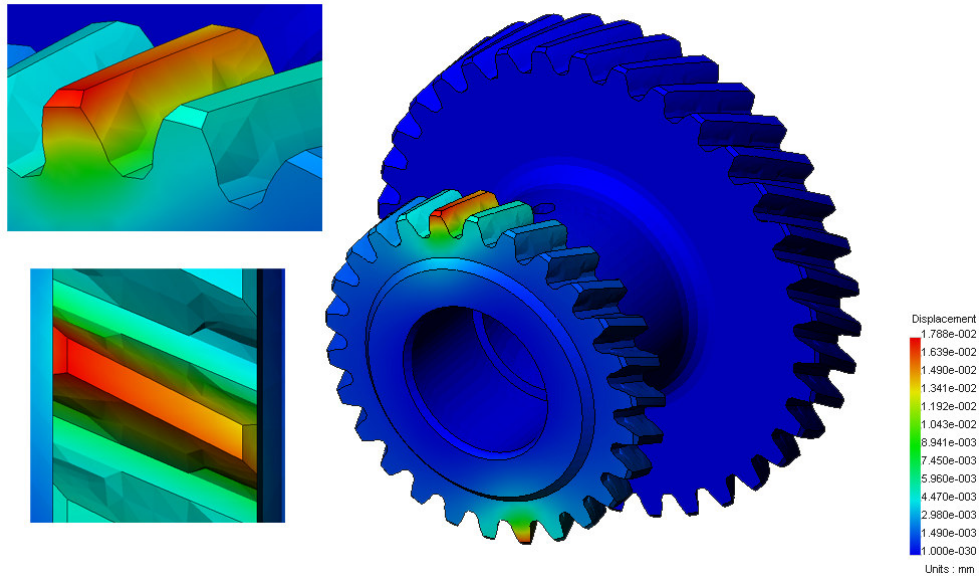
$$F_{3r} = F_{4r} = F_{3t} \frac{\tan \alpha_{no}}{\cos \beta} = 6464,841 \frac{\tan 20^\circ}{\cos 24,574^\circ} = 2587,36 N \quad (2.27)$$

$$F_{3e} = F_{4e} = F_{3t} \cdot \tan \beta = 6464,841 \cdot \tan 24,574^\circ = 2956,287 N \quad (2.28)$$

Bu kuvvetlerin etkisinde arazi grup dişlisindeki (B) dişinde oluşan gerilme ve yer değiştirme grafikleri aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.16 Arazi grup dişlisi – Analiz sonucu (B) dişinde Von Mises gerilmeleri



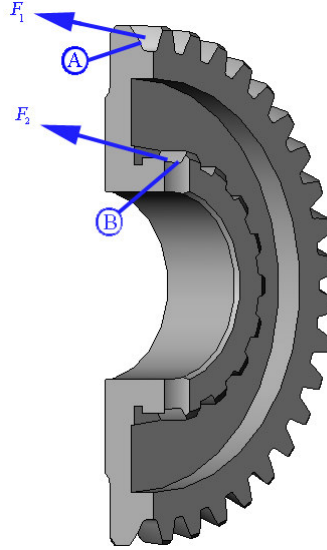
Şekil 2.17 Arazi grup dişlisi – Analiz sonucu (B) dişinde yer değıştirme değeri

Şekil 2.16 ve 2.17 den de görüldüğü gibi (B) dişleri üzerindeki maksimum gerilme değeri 286,3 MPa, maksimum yer değıştirme değeri  $1,788 \cdot 10^{-2}$  mm dir.

## 2.4 Seyyar dişlisi – 1 (F – 726)

Seyyar dişlisi – 1 arazi grup dişlisinden hareketi alarak kayıcı içten dişlisi üzerinden prizdirek dişlisine iletir.

Bu dişlinin malzemesi AISI 8620H alaşımlı çeliktir.



Şekil 2.18 Seyyar dişlisi 1 – Kuvvetlerin durumu

Çizelge 2.6 Seyyar dişlisi 1 –Helis diş özellikleri

| HELİS DİŞLİ TABLOSU  | SİMGE         | A                       |
|----------------------|---------------|-------------------------|
| Diş sayısı           | $z$           | 40                      |
| Normal modül         | $M_n$         | 3                       |
| Alın modülü          | $M_s$         | 3,298785                |
| Normal kavrama açısı | $\alpha_{n0}$ | $20^\circ$              |
| Alın kavrama açısı   | $\alpha_{s0}$ | $21^\circ 48' 44''$     |
| Helis açısı ve yönü  | $\beta$       | $24^\circ 34' 26''$ Sol |
| Bölüm dairesi çapı   | $D_o$         | 131,951                 |
| Temel dairesi çapı   | $D_t$         | 122,505                 |
| Diş üstü çapı        | $D_a$         | 137,951                 |
| Diş dişi çapı        | $D_f$         | 124,951                 |
| Diş genişliği        | $b$           | 16,15                   |

Çizelge 2.7 Seyyar dişlisi 1 –Düz diş özellikleri

| DÜZ DİŞLİ TABLOSU    | SİMGE         | B        |
|----------------------|---------------|----------|
| Diş sayısı           | z             | 19       |
| Normal modül         | $M_n$         | 3,628571 |
| Bölüm dairesi çapı   | $D_o$         | 68,943   |
| Diş üstü çapı        | $D_a$         | 72,2     |
| Diş dibi çapı        | $D_f$         | 64,8     |
| Normal kavrama açısı | $\alpha_{no}$ | 20°      |
| Diş genişliği        | b             | 10,6     |

#### 2.4.1 Statik dişli kuvvetleri

Seyyar dişlisi - 1 üzerinde 1895,9929 Nm lik tork etkimektedir.

Helis dişli (A) üzerindeki  $F_t$  kuvveti şu bileşenlere sahiptir.

$$F_t = W_t = \frac{2 \cdot T}{D_o} = \frac{2 \cdot 1895,9929}{131,951 \cdot 10^{-3}} = 28737,833N \quad (2.29)$$

Kavrama oranı;

$$\varepsilon_1 = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot M_n} = \frac{16,15 \cdot \sin 24,574^\circ}{\pi \cdot 3} = 0,713 \quad (2.30)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \left[ \sqrt{\left(\frac{z_1 + 2}{\cos \alpha_{so}}\right)^2 - z_1^2} + \sqrt{\left(\frac{z_2 + 2}{\cos \alpha_{so}}\right)^2 - z_2^2} - (z_1 + z_2) \cdot \tan \alpha_{so} \right] = 1,592 \quad (2.31)$$

Toplam kavrama:

$$\varepsilon_T = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 0,713 + 1,592 = 2,305 \quad (2.32)$$

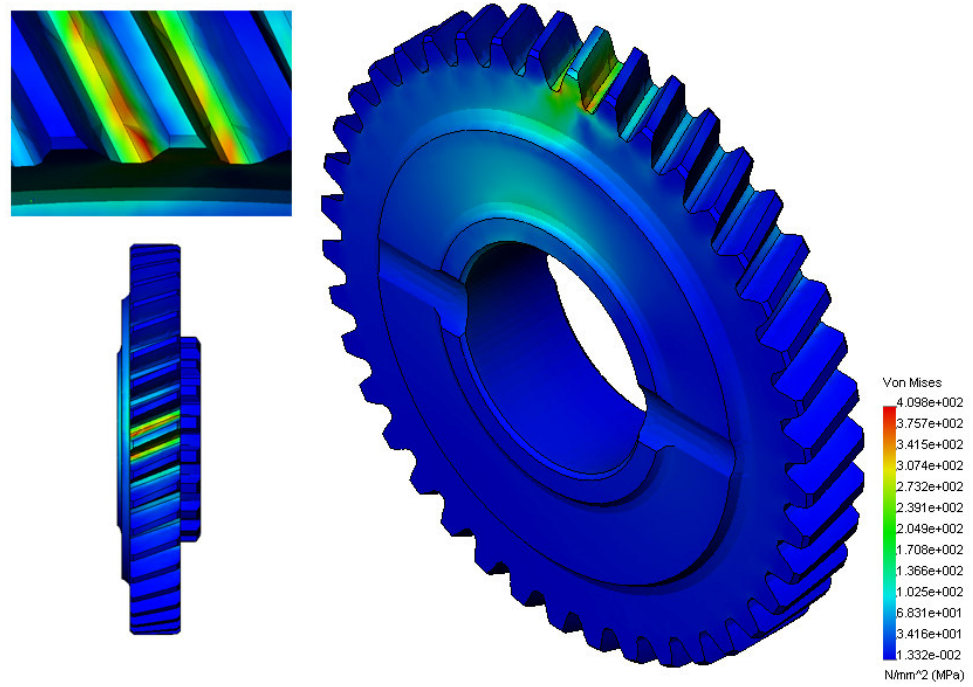
Bu durumda dişli üzerindeki kuvvetler 2,305 oranıyla bölünecektir.

$$F_{tr} = \frac{28727,833}{2,305} = 12467,607N \quad (2.33)$$

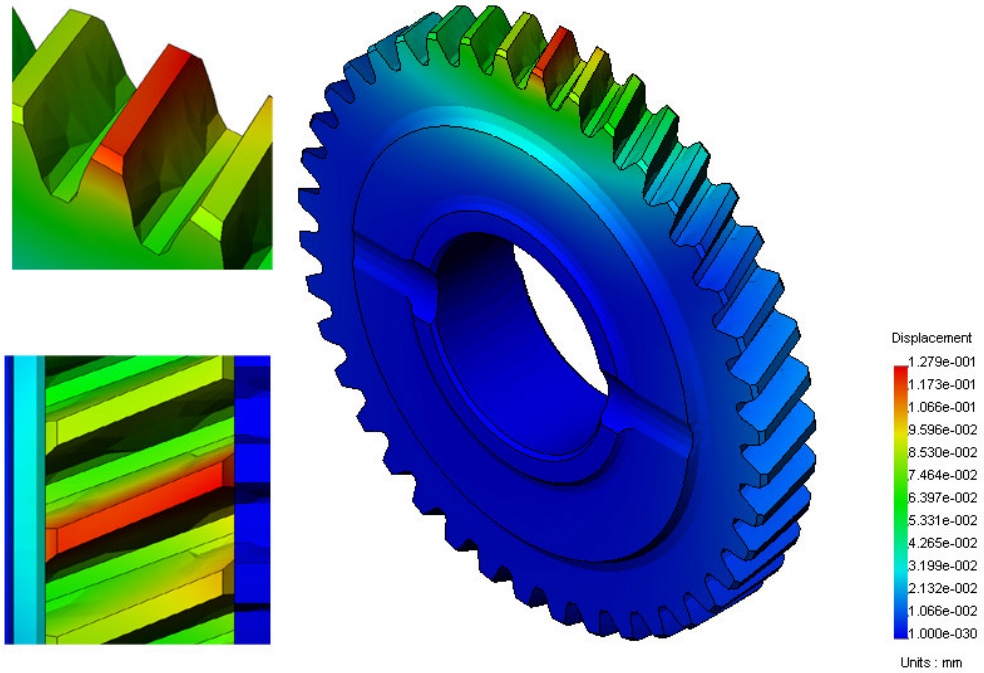
$$F_{lr} = F_{tr} \frac{\tan \alpha_{no}}{\cos \beta} = 12467,607 \frac{\tan 20^\circ}{\cos 24,574^\circ} = 4989,788N \quad (2.34)$$

$$F_{le} = F_{lr} \cdot \tan \beta = 12467,607 \cdot \tan 24,574^\circ = 5701,274N \quad (2.35)$$

Bu kuvvetlerin etkisinde (A) dişleri üzerindeki gerilme ve yer değiştirme grafikleri :



Şekil 2.19 Seyyar dişli - 1 – Analiz sonucu (A) dişinde Von Mises gerilmeleri



Şekil 2.20 Seyyar dişli - 1 – Analiz sonucu (A) dişinde yer değıştirme değeri

Şekil 2.19 ve 2.20 den de görüldüğü üzere (A) dişleri üzerindeki maksimum Von Mises

gerilmesi 409,8 MPa, maksimum yerdeğiştirme değeri 0,128 mm dir.

(B) dişleri üzerindeki kuvvetin bileşenleri şu şekildedir.

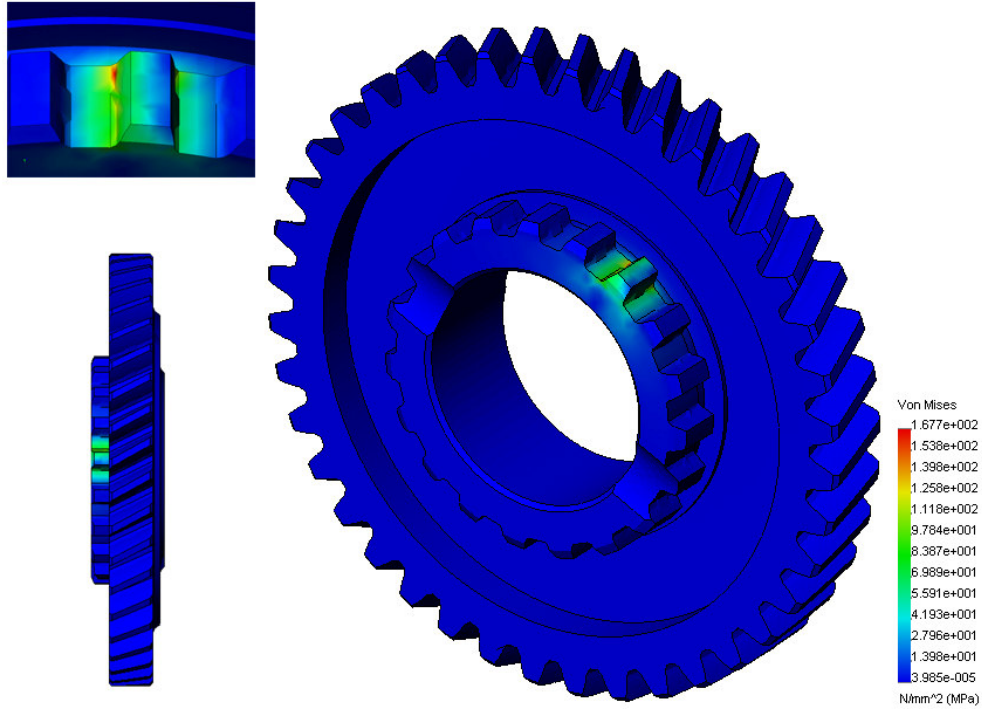
$$F_t = W_t = \frac{2 \cdot T}{D_o} = \frac{2 \cdot 1895,9929}{68,943 \cdot 10^{-3}} = 55001,752N \quad (2.36)$$

Tüm dişler aynı anda temasta olduğundan;

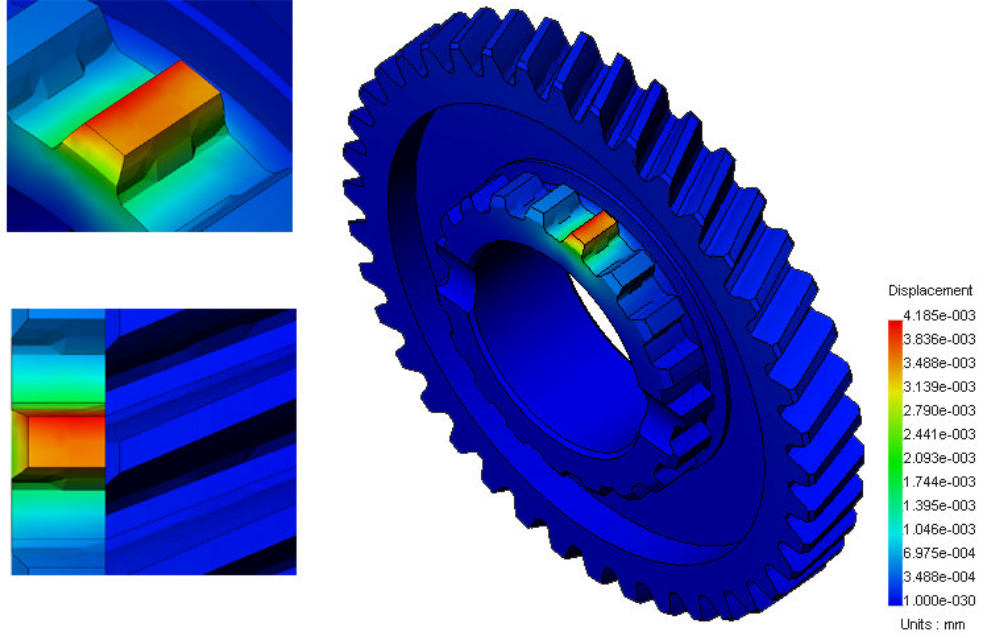
$$F_l = \frac{55001,752}{19} = 2894,829N \quad (2.37)$$

$$F_r = F_l \cdot \tan \alpha_{no} = 2894,829 \cdot \tan 20^\circ = 1053,632N \quad (2.38)$$

Bu kuvvetlerin etkisinde (B) dişleri üzerinde gerilme ve yer değişimlerinin durumu;



Şekil 2.21 Seyyar dişli - 1 – Analiz sonucu (B) dişinde Von Mises gerilmeleri



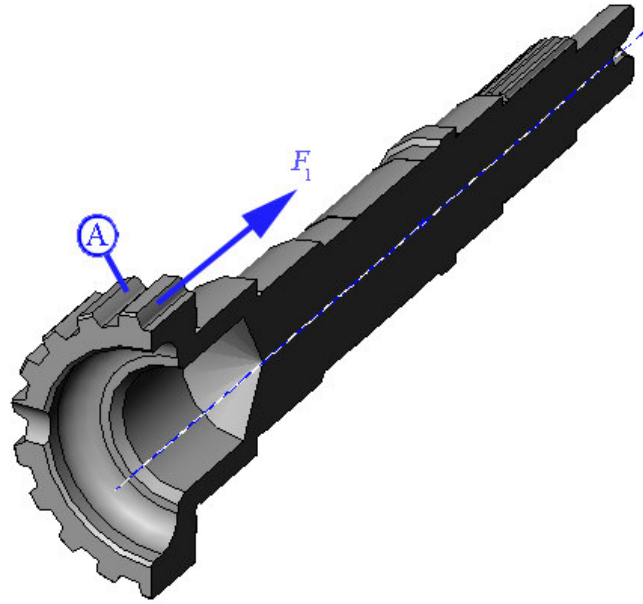
Şekil 2.22 Seyyar dişli - 1 – Analiz sonucu (B) dişinde yer değıştirme değeri

Şekil 2.21 ve 2.22 den de görüldüğü üzere (B) dişleri üzerindeki maksimum Von Mises gerilmesi 167,7 MPa, maksimum yerdeğıştirme değeri  $4,185 \cdot 10^{-3}$  mm dir.

## 2.5 Prizdirek dişlisi (F – 732)

Prizdirek dişlisi hareketini kayıcı içten dişlisi üzerinden seyyar dişlisi – 1 den alır ve arka tekerlekleri döndüren aktarma organlarına verir.

Malzemesi AISI 8620H alaşımlı çeliktir.



Şekil 2.23 Prizdirek dişlisi – Kuvvetlerin durumu

Çizelge 2.8 Prizdirek dişlisi – Düz diş özellikleri

| DÜZ DİŞLİ TABLOSU    | SİMGE         | A        |
|----------------------|---------------|----------|
| Diş sayısı           | $z$           | 19       |
| Normal modül         | $M_n$         | 3,628571 |
| Bölüm dairesi çapı   | $D_o$         | 68,943   |
| Diş üstü çapı        | $D_a$         | 72,7     |
| Diş dibi çapı        | $D_f$         | 65,7     |
| Normal kavrama açısı | $\alpha_{no}$ | 20°      |
| Diş genişliği        | $b$           | 20       |

### 2.5.1 Statik dişli kuvvetleri

Prizdirek dişlisi üzerinde 4x4L konumunda 1895,9929Nm lik tork yüklüdür. (A) dişlerine

etkiyen kuvvetin bileşenleri şu şekildedir.

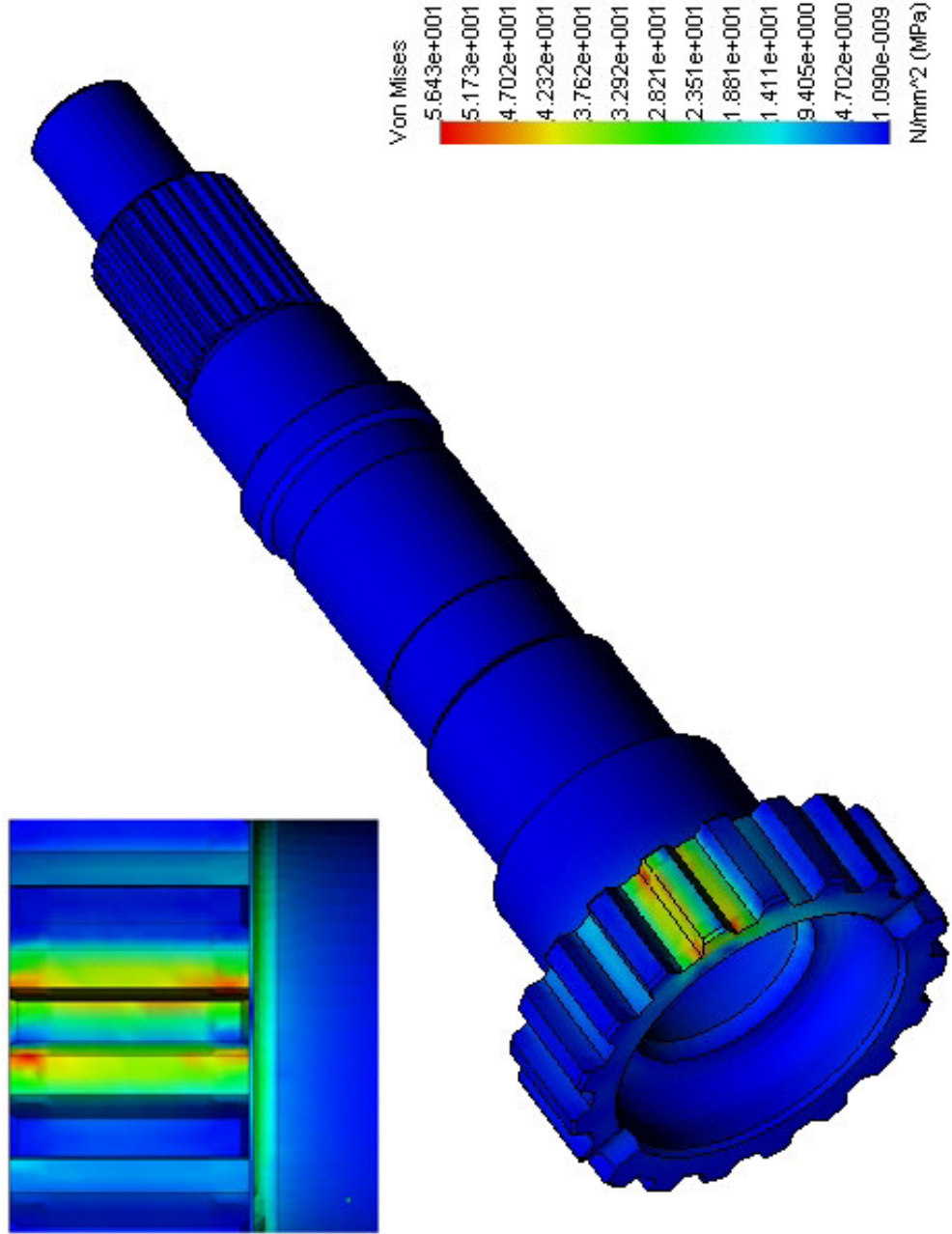
$$F_t = W_t = \frac{2 \cdot T}{D_o} = \frac{2 \cdot 1895,9929}{68,943 \cdot 10^{-3}} = 55001,752N \quad (2.39)$$

Tüm dişler aynı anda temasta olduğundan;

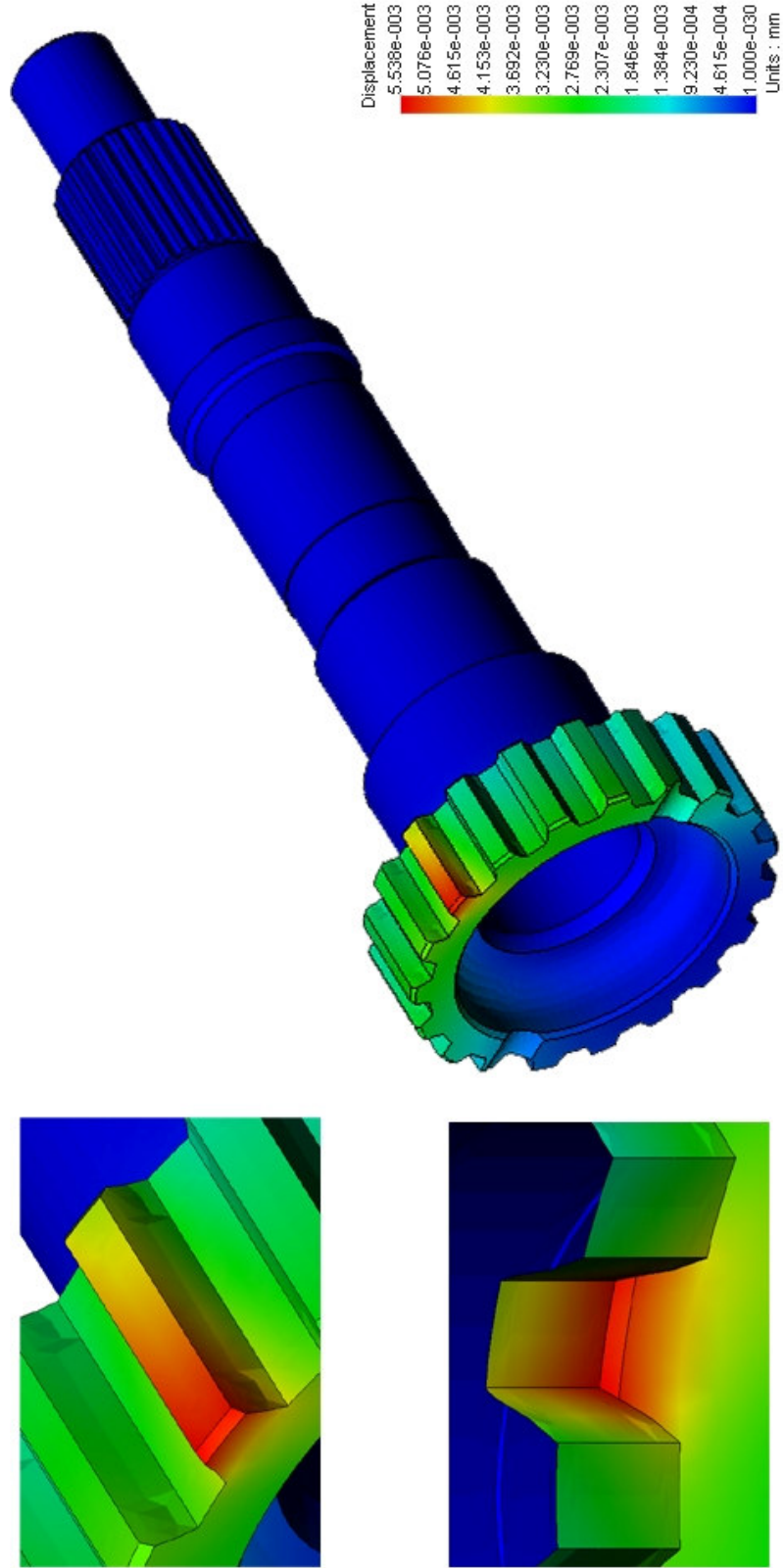
$$F_t = \frac{55001,752}{19} = 2894,829N \quad (2.40)$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_{no} = 2894,829 \cdot \tan 20^\circ = 1053,632N \quad (2.41)$$

Bu durumda gerilme ve yer değiştirme grafikleri aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.24 Prizdirek dişlisi – Analiz sonucu (A) dişinde Von Mises gerilmeleri



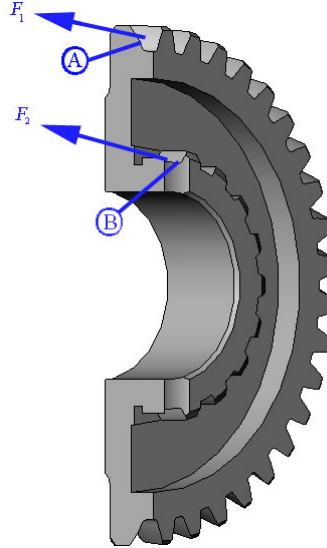
Şekil 2.25 Prizdirek dişlisi – Analiz sonucu (A) dişinde yer değiştirme değerleri

Şekil 2.24 ve 2.25 den de görüldüğü üzere (A) dişlisi üzerinde maksimum Von Mises gerilmesi 56,43 MPa, maksimum yer değiştirme değeri  $5,538.10^{-3}$  mm olarak hesaplanmıştır.

## 2.6 Seyyar dişlisi – 2 (F – 726)

Seyyar dişlisi – 2 arazi grup dişlisinden hareketi alarak kayıcı içten dişlisi üzerinden kamalı mile iletir.

Bu dişlinin malzemesi AISI 8620H alaşımlı çeliktir.



Şekil 2.26 Seyyar dişlisi 2 – Kuvvetlerin durumu

Çizelge 2.9 Seyyar dişlisi 2 –Helis diş özellikleri

| HELİS DİŞLİ TABLOSU  | SİMGE         | A             |
|----------------------|---------------|---------------|
| Diş sayısı           | $z$           | 40            |
| Normal modül         | $M_n$         | 3             |
| Alın modülü          | $M_s$         | 3,298785      |
| Normal kavrama açısı | $\alpha_{no}$ | 20°           |
| Alın kavrama açısı   | $\alpha_{so}$ | 21°48'44"     |
| Helis açısı ve yönü  | $\beta$       | 24°34'26" Sol |
| Bölüm dairesi çapı   | $D_o$         | 131,951       |
| Temel dairesi çapı   | $D_t$         | 122,505       |
| Diş üstü çapı        | $D_a$         | 137,951       |
| Diş dişi çapı        | $D_f$         | 124,951       |
| Diş genişliği        | $b$           | 16,15         |

Çizelge 2.10 Seyyar dişlisi 2 –Düz diş özellikleri

| DÜZ DİŞLİ TABLOSU    | SİMGE         | B        |
|----------------------|---------------|----------|
| Diş sayısı           | z             | 19       |
| Normal modül         | $M_n$         | 3,628571 |
| Bölüm dairesi çapı   | $D_o$         | 68,943   |
| Diş üstü çapı        | $D_a$         | 72,2     |
| Diş dibi çapı        | $D_f$         | 64,8     |
| Normal kavrama açısı | $\alpha_{no}$ | 20°      |
| Diş genişliği        | b             | 10,6     |

### 2.6.1 Statik dişli kuvvetleri

Seyyar dişlisi - 2 üzerinde 1895,9929 Nm lik tork etkimektedir.

Helis dişli (A) üzerindeki  $F_t$  kuvveti şu bileşenlere sahiptir.

$$F_t = W_t = \frac{2 \cdot T}{D_o} = \frac{2 \cdot 1895,9929}{131,951 \cdot 10^{-3}} = 28737,833N \quad (2.42)$$

Kavrama oranı;

$$\varepsilon_1 = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot M_n} = \frac{16,15 \cdot \sin 24,574^\circ}{\pi \cdot 3} = 0,713 \quad (2.43)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \left[ \sqrt{\left(\frac{z_1 + 2}{\cos \alpha_{so}}\right)^2 - z_1^2} + \sqrt{\left(\frac{z_2 + 2}{\cos \alpha_{so}}\right)^2 - z_2^2} - (z_1 + z_2) \cdot \tan \alpha_{so} \right] = 1,592 \quad (2.44)$$

Toplam kavrama:

$$\varepsilon_T = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 0,713 + 1,592 = 2,305 \quad (2.45)$$

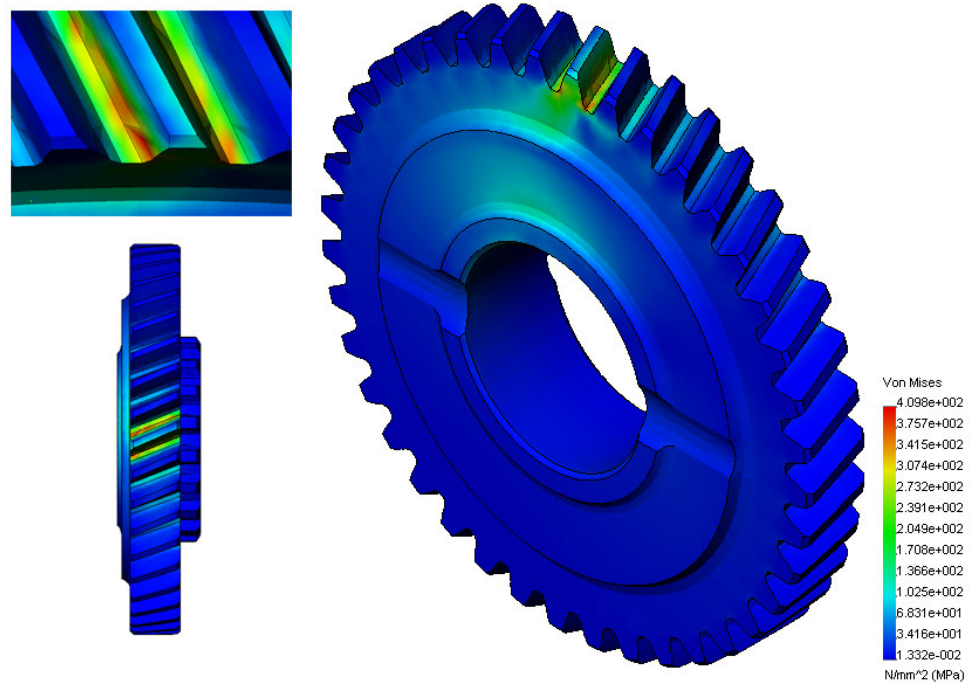
Bu durumda dişli üzerindeki kuvvetler 2,305 oranıyla bölünecektir.

$$F_{tr} = \frac{28727,833}{2,305} = 12467,607N \quad (2.46)$$

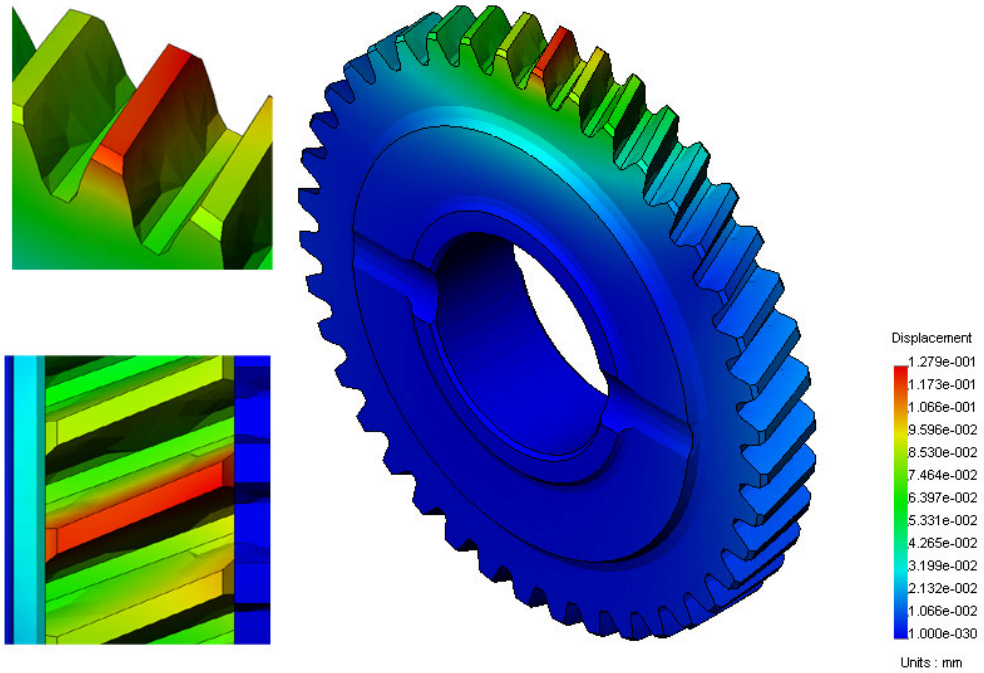
$$F_{lr} = F_{tr} \frac{\tan \alpha_{no}}{\cos \beta} = 12467,607 \frac{\tan 20^\circ}{\cos 24,574^\circ} = 4989,788N \quad (2.47)$$

$$F_{le} = F_{tr} \cdot \tan \beta = 12467,607 \cdot \tan 24,574^\circ = 5701,274N \quad (2.48)$$

Bu kuvvetlerin etkisinde (A) dişleri üzerindeki gerilme ve yer değiştirme grafikleri :



Şekil 2.27 Seyyar dişli - 2 – Analiz sonucu (A) dişinde Von Mises gerilmeleri



Şekil 2.28 Seyyar dişli - 2 – Analiz sonucu (A) dişinde yer değıştirme değeri

Şekil 2.19 ve 2.20 den de görüldüğü üzere (A) dişleri üzerindeki maksimum Von Mises

gerilmesi 409,8 MPa, maksimum yerdeğiştirme değeri 0,128 mm dir.

(B) dişleri üzerindeki kuvvetin bileşenleri şu şekildedir.

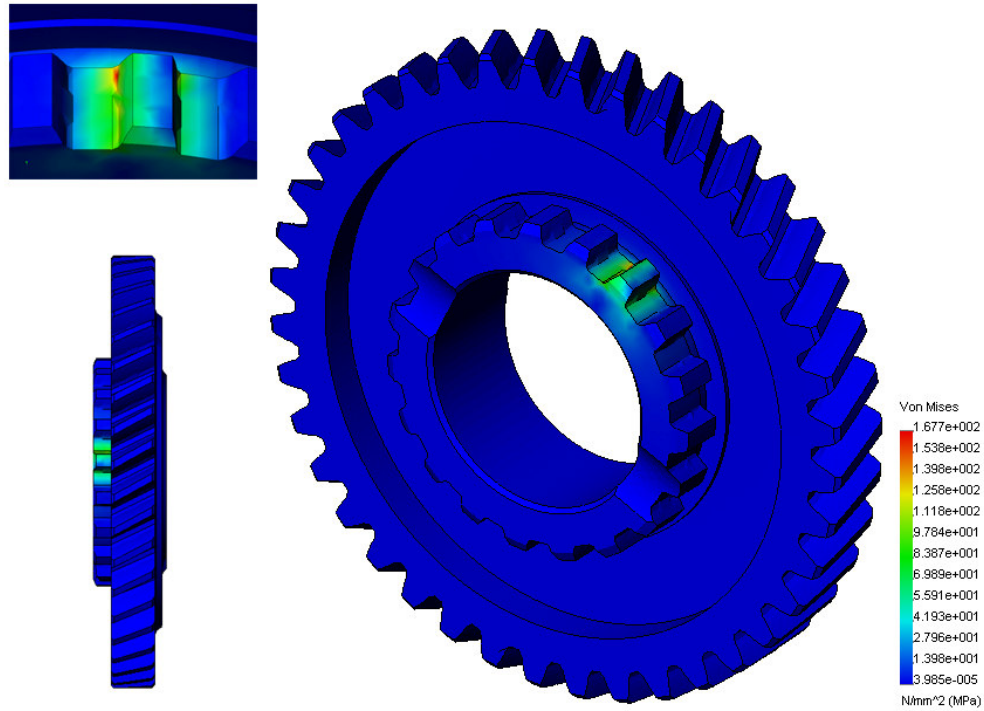
$$F_t = W_t = \frac{2 \cdot T}{D_o} = \frac{2 \cdot 1895,9929}{68,943 \cdot 10^{-3}} = 55001,752N \quad (2.49)$$

Tüm dişler aynı anda temasta olduğundan;

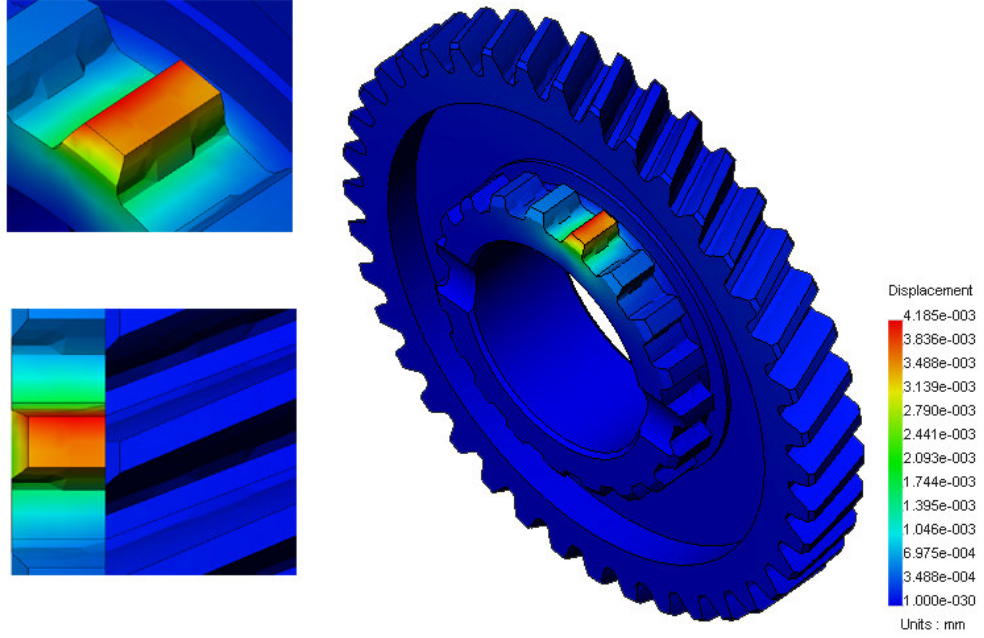
$$F_t = \frac{55001,752}{19} = 2894,829N \quad (2.50)$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_{no} = 2894,829 \cdot \tan 20^\circ = 1053,632N \quad (2.51)$$

Bu kuvvetlerin etkisinde (B) dişleri üzerinde gerilme ve yer değişimlerinin durumu;



Şekil 2.29 Seyyar dişli - 2 – Analiz sonucu (B) dişinde Von Mises gerilmeleri



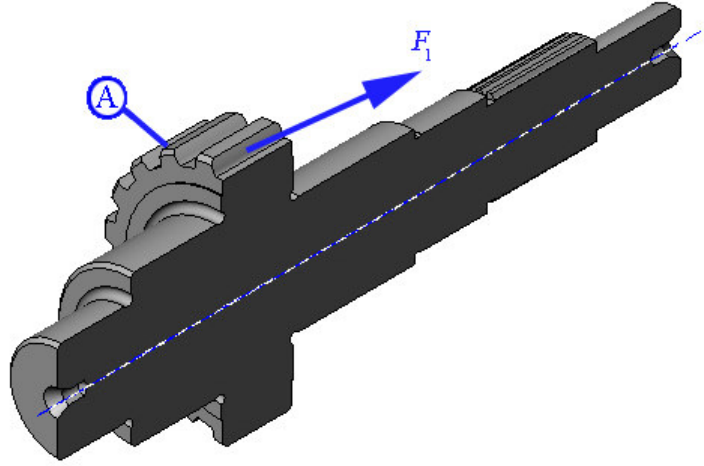
Şekil 2.30 Seyyar dişli - 2 – Analiz sonucu (B) dişinde yer değıştirme değeri

Şekil 2.21 ve 2.22 den de görüldüğü üzere (B) dişleri üzerindeki maksimum Von Mises gerilmesi 167,7 MPa, maksimum yerdeğıştirme değeri  $4,185 \cdot 10^{-3}$  mm dir.

## 2.7 Kamalı mil (F – 728)

Kamalı mil hareketi seyيار dişlisi – 2 üzerinden kayıcı içten dişlisi ile alır ve ön tekerlekleri hareket ettiren aktarma organlarına iletir.

Malzemesi AISI 8620H alaşımlı çeliktir.



Şekil 2.31 Kamalı mil – Kuvvetlerin durumu

Çizelge 2.11 Kamalı mil – Düz diş özellikleri

| DÜZ DİŞLİ TABLOSU    | SİMGE         | A      | B        |
|----------------------|---------------|--------|----------|
| Diş sayısı           | $z$           | 26     | 19       |
| Normal modül         | $M_n$         | 1,0583 | 3,628571 |
| Bölüm dairesi çapı   | $D_o$         | 27,517 | 68,943   |
| Diş üstü çapı        | $D_a$         | 28,2   | 72,7     |
| Diş dibi çapı        | $D_f$         | 25,8   | 65,7     |
| Normal kavrama açısı | $\alpha_{no}$ | 30°    | 20°      |
| Diş genişliği        | $b$           | 20,5   | 30,5     |

### 2.7.1 Statik dişli kuvvetleri

Kamalı mil üzerinde 4x4L konumunda 1895,9929Nm lik tork yüklüdür. (A) dişlerine etkiyen kuvvetin bileşenleri şu şekildedir.

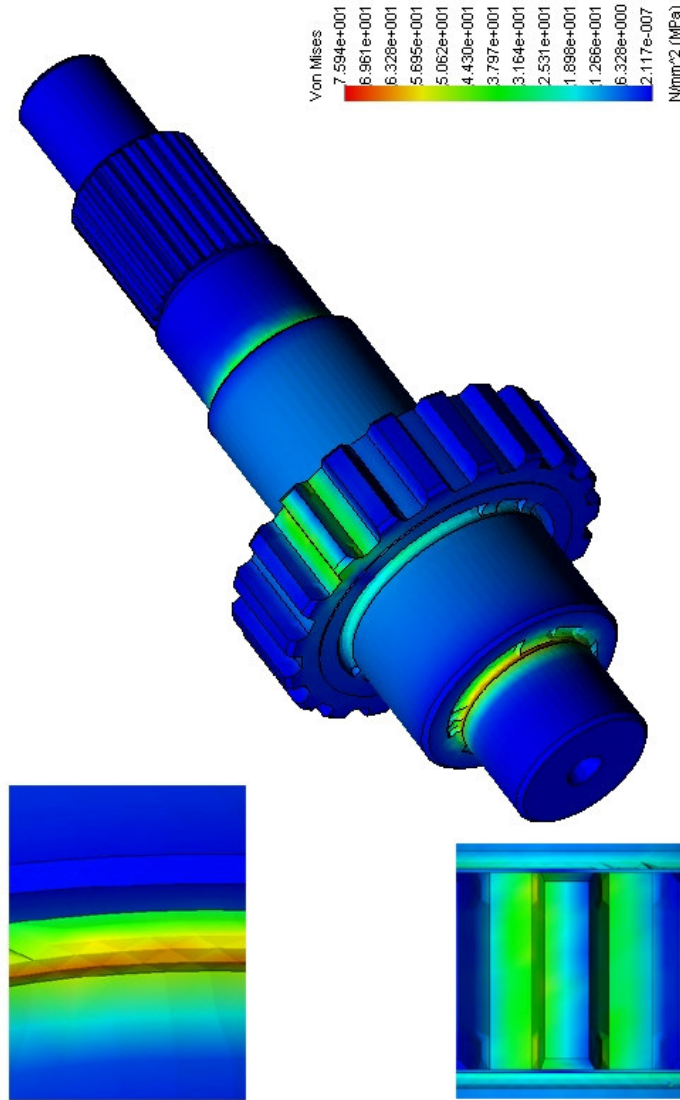
$$F_t = W_t = \frac{2 \cdot T}{D_o} = \frac{2 \cdot 1895,9929}{68,943 \cdot 10^{-3}} = 55001,752N \quad (2.52)$$

Tüm dişler aynı anda temasta olduğundan;

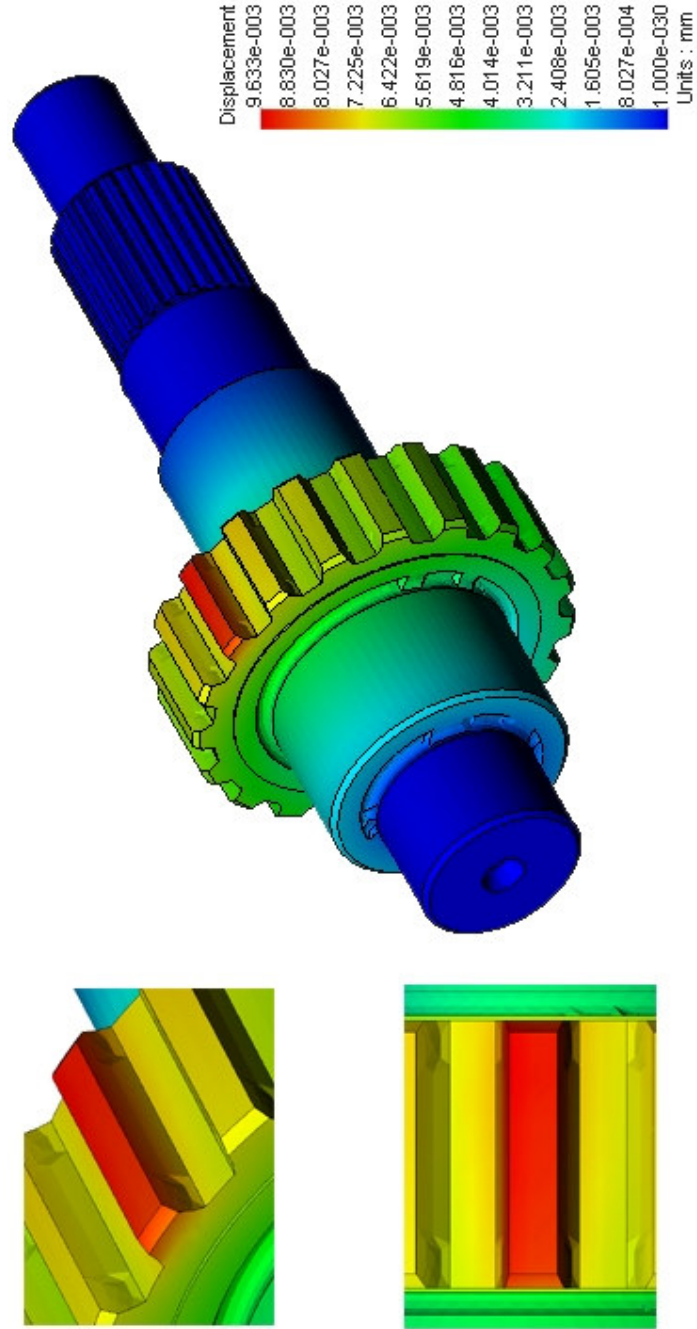
$$F_t = \frac{55001,752}{19} = 2894,829N \quad (2.53)$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_{no} = 2894,829 \cdot \tan 20^\circ = 1053,632N \quad (2.54)$$

Bu durumda gerilme ve yer değiştirme grafikleri aşağıdaki gibidir



Şekil 2.32 Kamalı mil – Analiz sonucu (A) dişinde Von Mises gerilmeleri



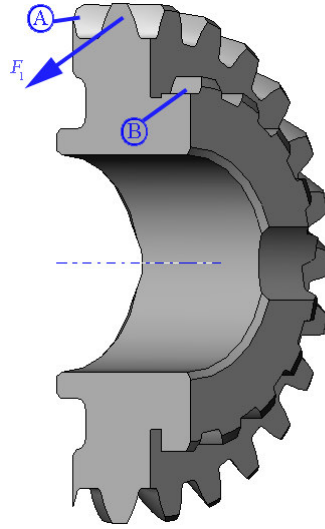
Şekil 2.33 Kamalı mil – Analiz sonucu (A) dişinde yer değıştirme değeri

Şekil 2.32 ve 2.33 den de görüleceği üzere maksimum Von Mises gerilmesi 75,94 MPa, maksimum yer değıştirme değeri  $9,633 \cdot 10^{-3}$  mm dir.

## 2.8 Hız dişlisi (F – 724)

Hız dişlisi hareketi arazi grup dişlisinden alarak kayıcı içten dişlisi ile kamalı mile iletir. Transfer mekanizmasının 4x4L konumunda kayıcı içten dişlisi ile bağlı değildir.

Malzemesi AISI 8620H alaşımlı çeliktir.



Şekil 2.34 Hız dişlisi – Kuvvetlerin durumu

Çizelge 2.12 Hız dişlisi – Helis diş özellikleri

| HELİS DİŞLİ TABLOSU  | SİMGE         | A          |
|----------------------|---------------|------------|
| Diş sayısı           | $z$           | 26         |
| Normal modül         | $M_n$         | 3          |
| Alın modülü          | $M_s$         | 3,628651   |
| Normal kavrama açısı | $\alpha_{no}$ | 20°        |
| Alın kavrama açısı   | $\alpha_{so}$ | 23°45'40"  |
| Helis açısı ve yönü  | $\beta$       | 34°14' Sol |
| Bölüm dairesi çapı   | $D_o$         | 94,345     |
| Temel dairesi çapı   | $D_t$         | 86,348     |
| Diş üstü çapı        | $D_a$         | 100,345    |
| Diş dibi çapı        | $D_f$         | 86,845     |
| Diş genişliği        | $b$           | 21,05      |

Çizelge 2.13 Hız dişlisi – Düz diş özellikleri

| DÜZ DİŞLİ TABLOSU    | SİMGE         | B        |
|----------------------|---------------|----------|
| Diş sayısı           | z             | 19       |
| Normal modül         | $M_n$         | 3,628571 |
| Bölüm dairesi çapı   | $D_o$         | 68,943   |
| Diş üstü çapı        | $D_a$         | 72,2     |
| Diş dibi çapı        | $D_f$         | 64,8     |
| Normal kavrama açısı | $\alpha_{no}$ | 20°      |
| Diş genişliği        | b             | 8        |

### 2.8.1 Statik dişli kuvvetleri

4x4L konumunda hız dişlisi üzerine 942,42 Nm lik tork etkimektedir. Bu torkun etkisinde helis dişler (A) üzerine şu kuvvetler etkimektedir.

$$F_t = W_t = \frac{2 \cdot T}{D_o} = \frac{2 \cdot 942,42}{94,345 \cdot 10^{-3}} = 19978,165 N \quad (2.55)$$

Kavramada olan diş sayısı;

$$\varepsilon_1 = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot M_n} = \frac{21,05 \cdot \sin 34,23334^\circ}{\pi \cdot 3} = 1,256 \quad (2.56)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \left[ \sqrt{\left(\frac{z_1+2}{\cos \alpha_{so}}\right)^2 - z_1^2} + \sqrt{\left(\frac{z_2+2}{\cos \alpha_{so}}\right)^2 - z_2^2} - (z_1 + z_2) \cdot \tan \alpha_{so} \right]$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \left[ \sqrt{\left(\frac{26+2}{\cos 23,761^\circ}\right)^2 - 26^2} + \sqrt{\left(\frac{34+2}{\cos 23,761^\circ}\right)^2 - 34^2} - (26+34) \cdot \tan 23,761^\circ \right] \quad (2.57)$$

$$\varepsilon_2 = 1,510$$

Toplam kavrama:

$$\varepsilon_T = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 1,256 + 1,51 = 2,766 \quad (2.58)$$

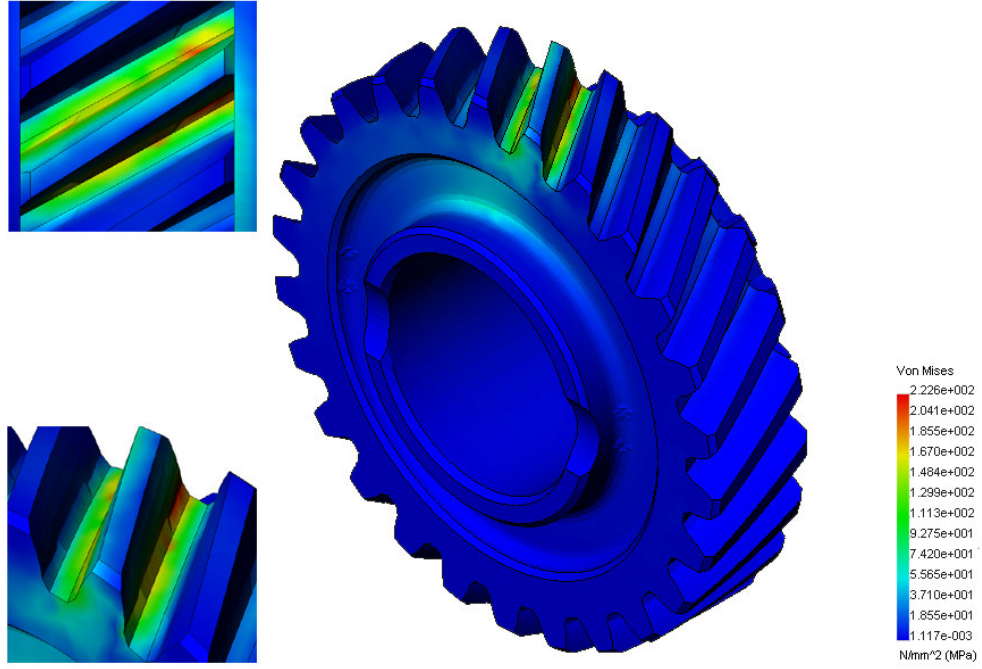
Bu durumda dişli üzerindeki kuvvetler 2,766 oranıyla bölünecektir.

$$F_{1t} = \frac{19978,165}{2,752} = 7221,528 N \quad (2.59)$$

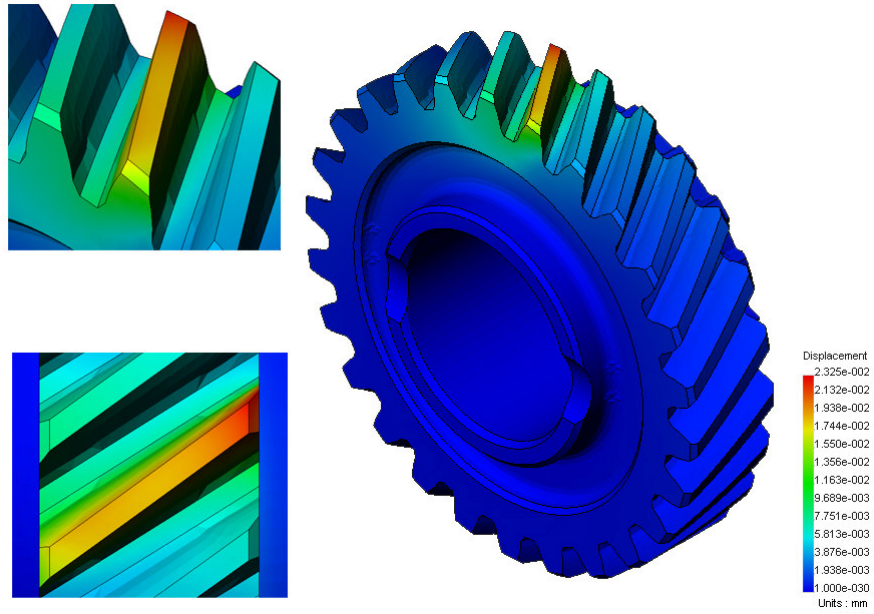
$$F_{1r} = F_{1t} \frac{\tan \alpha_{no}}{\cos \beta} = 7221,528 \frac{\tan 20^\circ}{\cos 34,23334^\circ} = 3179,208 N \quad (2.60)$$

$$F_{le} = F_{lr} \cdot \tan \beta = 7221,528 \cdot \tan 34,23334^\circ = 4913,891N \quad (2.61)$$

Bu kuvvetlerin etkisinde (A) dişleri üzerindeki gerilme ve yer değıştirme grafikleri :



Şekil 2.35 Hız dişlisi – Analiz sonucu (A) dişinde Von Mises gerilmeleri



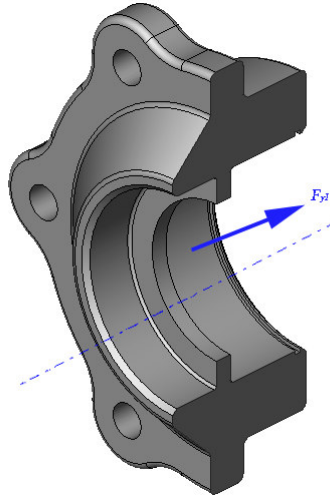
Şekil 2.36 Hız dişlisi – Analiz sonucu (A) dişinde yer değıştirme değeri

Şekil 2.35 ve 2.36 dan görüldüğü gibi hız dişlisindeki maksimum Von Mises gerilme değeri 222,6 MPa, maksimum yer değiştirme değeri ise  $2,325 \cdot 10^{-2}$  mm olmaktadır.

## 2.9 Giriş mili gövdesi (F - 1149)

Giriş mili gövdesi cıvata bağlantılarıyla ana gövde olan transfer kutusuna bağlıdır. Çift sıra eğik bilyalı rulman ile giriş miline yataklık eder. Rulman yatakları tez içerisinde modellenmediğinden giriş milinde oluşan yatak kuvvetleri direk olarak giriş mili gövdesine etkimektedir.

Giriş mili gövdesinde GGG – 40 döküm çeliği kullanılmıştır (\*).

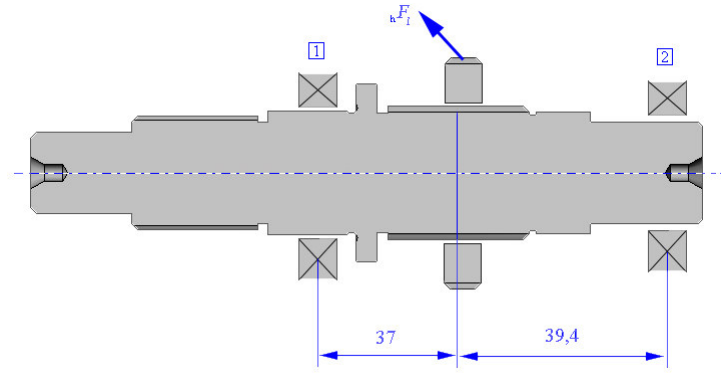


Şekil 2.37 Giriş mili gövdesi – Kuvvetlerin durumu

Yataktan gelen kuvveti bulabilmemiz için giriş mili üzerindeki kuvvetleri incelememiz gerekmektedir.

---

(\*)GGG – 40 malzemesinin kimyasal ve fiziksel özellikleri eşdeğer malzeme olan BS grade 420/12 başlığı altında ekler bölümünde verilmiştir.



Şekil 2.38 Giriş mili – Yatakların durumu

Şekil 2.38 de 1 numaralı yatak üzerinde daimi iştirak dişlisi tarafından oluşturulan kuvvetler ( ${}_hF_1$ ) giriş mili gövdesine etkimektedir. Denklem 1.44 de daha önce 2.10 2.11 ve 2.12 ile hesapladığımız daimi iştirak dişlisindeki kuvvetleri kullanarak,

$${}_hF_{1t} = 7259,508N; {}_hF_{1r} = 3195,929N; {}_hF_{1e} = 4939,734N$$

$$F_{y1t} = \frac{{}_hF_{1t} \cdot J_{II}}{l} = \frac{7259,508 \cdot 39,4}{76,4} = 3743,778N \quad (2.62)$$

$$F_{y1e} = \frac{F_e \cdot r_o}{l} = \frac{4939,734 \cdot 47,1725}{76,4} = 3049,995N \quad (2.63)$$

$$F_{y1r} = \frac{F_r \cdot J_{II}}{l} = \frac{3195,929 \cdot 39,4}{76,4} = 1648,162N \quad (2.64)$$

Denklem 1.42 incelenirse 1 numaralı yatağa etkiyen kuvvet;

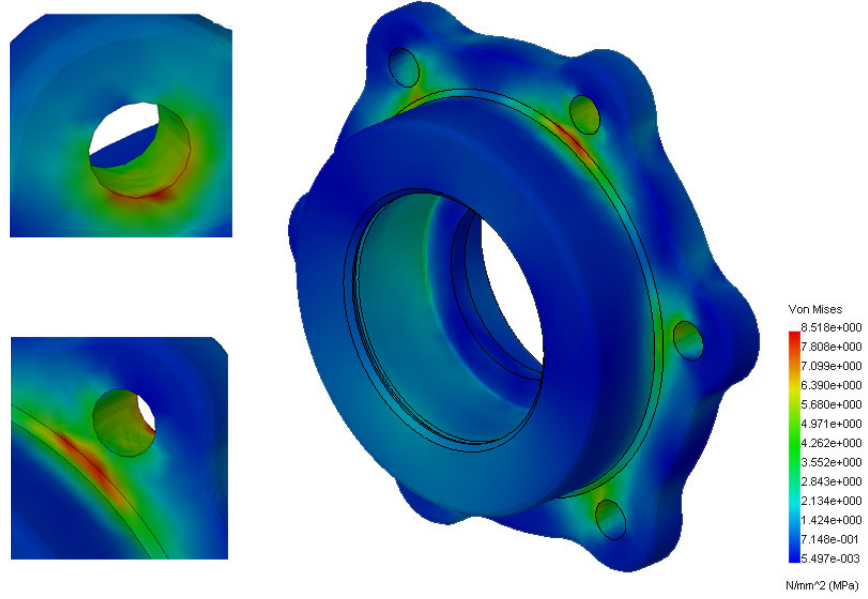
$$F_{y1} = \sqrt{F_{1t}^2 + (F_{1r} - F_{1e})^2} = \sqrt{3743,778^2 + (1648,162 - 3049,995)^2} = 3997,625N \quad (2.65)$$

Giriş mili ile prizdirek dişlisi birbirlerine bağlı olduklarından  $F_e$  aksenal kuvveti prizdirek dişlisinden gelecek  $F_e$  kuvvetiyle vektörel toplanmalıdır. Daimi iştirak dişlisinden gelen  $F_e$  kuvveti yukarıda verilmiştir. Prizdirek dişlisinde bulunan  $F_e$  kuvveti ise seyyar dişlisi – 1 tarafından oluşturulmaktadır. Bu kuvvet denklem 2.35 de hesaplandığı gibi  $F_{e1} = 5701,274N$  değerindedir.

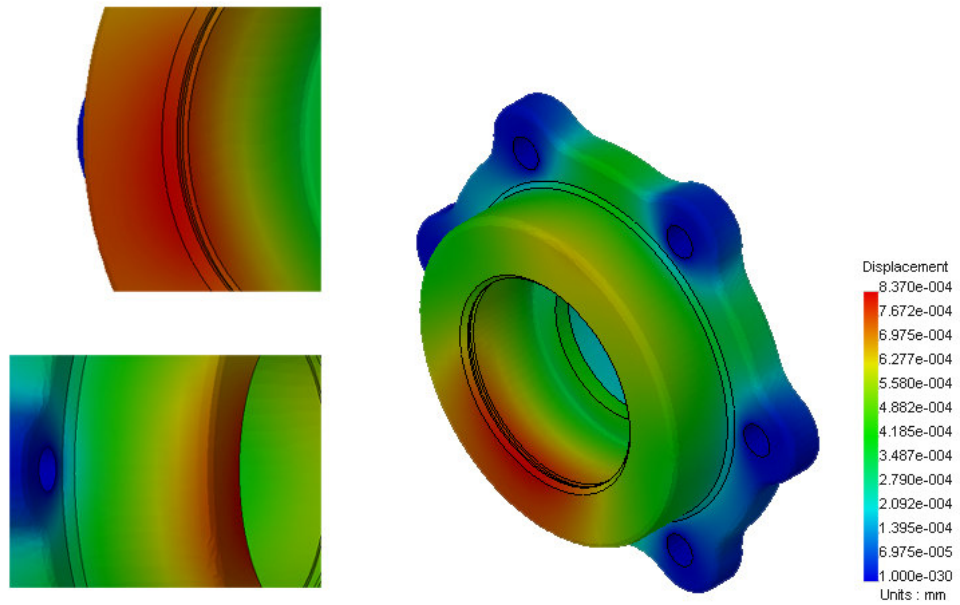
Bu durumda yataklara etkiyen toplam aksenal kuvvet

$$\Delta F_e = F_{e1} - F_{e2} = 4939,734 - 5701,274 = -761,54N \quad (2.66)$$

olacaktır. Bu kuvvetlerin etkisi altındaki giriş mili gövdesinde oluşan Von Mises gerilmeleri ve yer değiştirmeler aşağıdaki şekillerde verilmiştir.



şekil 2.39 Giriş mili gövdesi – Analiz sonucu Von Mises gerilmeleri



şekil 2.40 Giriş mili gövdesi – Analiz sonucu yer değiştirme değerleri

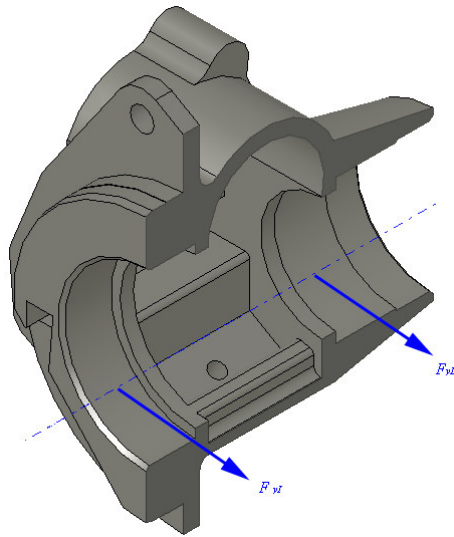
şekil 2.39 ve 2.40 dan da görüldüğü üzere maksimum Von Mises gerilmesi 8,518 MPa,

maksimum yer değiştirme  $8,37 \cdot 10^{-4}$  mm değerindedir.

### 2.10 Prizdirek dişli gövdesi (F - 926)

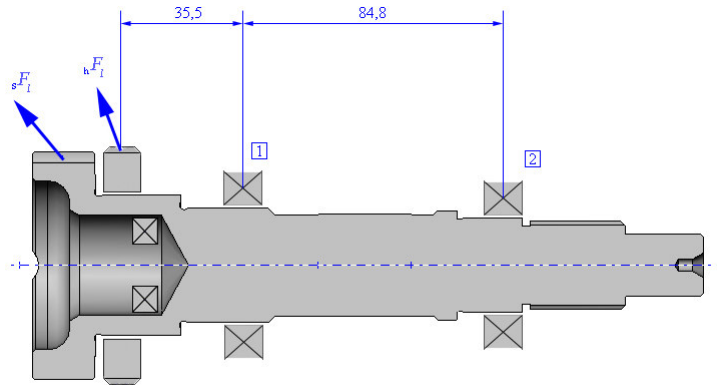
Prizdirek dişli gövdesi cıvata bağlantılarıyla ana gövde olan transfer kutusuna bağlıdır. İki adet çift sıra eğik bilyalı rulman ile prizdirek dişlisine yataklık eder. Rulman yatakları tez içersinde modellenmediğinden prizdirek dişlisinde oluşan yatak kuvvetleri direk olarak giriş mili gövdesine etkimektedir.

Prizdirek dişli gövdesinde GGG – 40 döküm çeliği kullanılmıştır.



şekil 2.41 Prizdirek dişli gövdesi – Kuvvetlerin durumu

Yatalara gelen kuvvetleri bulabilmemiz için prizdirek dişlisini ayrıntılı incelememiz gerekir.



şekil 2.42 Prizdirek dişlisi – Yatakların durumu

Kayıcı içten dişlisiyle tüm dişler aynı anda temasta olduğundan  ${}_sF_l$  kuvvetinin değeri sıfırdır. Prizdirek dişlisinin yatakları seyyar dişlisi – 1 kuvvetlerinin etkisindedir. Denklem 1.44 ve 1.45 de daha önce 2.33 2.34 ve 2.35 ile hesapladığımız seyyar dişlisi – 1 deki  ${}_hF_{lr} = 12467,607$ ;  ${}_hF_{lr} = 4989,788N$ ;  ${}_hF_{le} = 5701,274N$  kuvvetlerini kullanarak yatak kuvvetleri hesaplanır.

1 yatağı için;

$$F_{yII} = \frac{{}_hF_r J_{II}}{l} = \frac{12467,607 \cdot (84,8 + 35,5)}{84,8} = 17686,947N \quad (2.67)$$

$$F_{yle} = \frac{{}_hF_e r_o}{l} = \frac{5701,274 \cdot 65,9755}{84,8} = 4435,665N \quad (2.68)$$

$$F_{yIrr} = \frac{{}_hF_r J_{II}}{l} = \frac{4989,788 \cdot (84,8 + 35,5)}{84,8} = 7078,673N \quad (2.69)$$

$$F_{yI} = \sqrt{F_{yII}^2 + (F_{yIrr} - F_{yle})^2} = \sqrt{17686,947^2 + (7078,673 - 4435,665)^2} = 17883,333N \quad (2.70)$$

2 yatağı için;

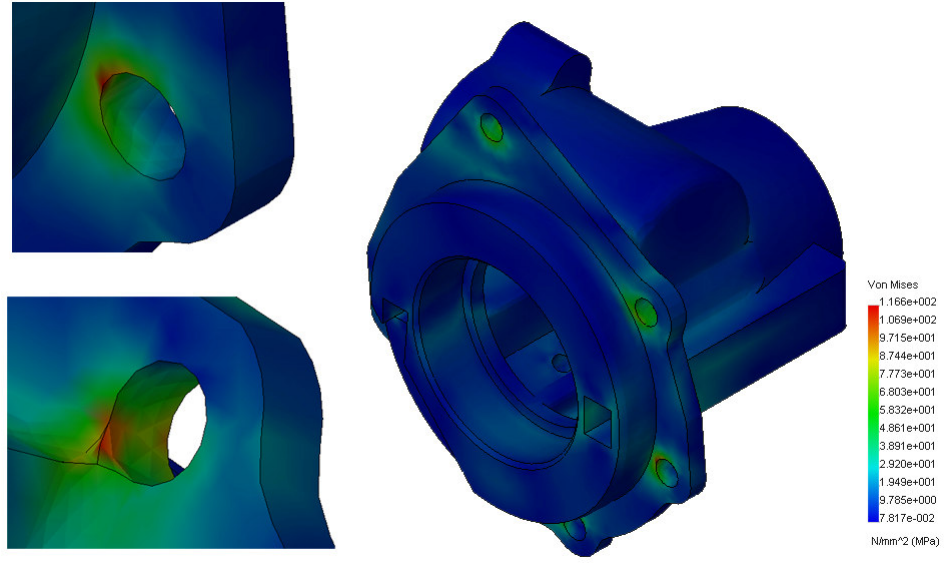
$$F_{yIII} = \frac{{}_hF_r J_I}{l} = \frac{12467,607 \cdot 35,5}{84,8} = 5219,34N \quad (2.71)$$

$$F_{yIIIe} = \frac{{}_hF_e r_o}{l} = \frac{5701,274 \cdot 65,9755}{84,8} = 4435,665N \quad (2.72)$$

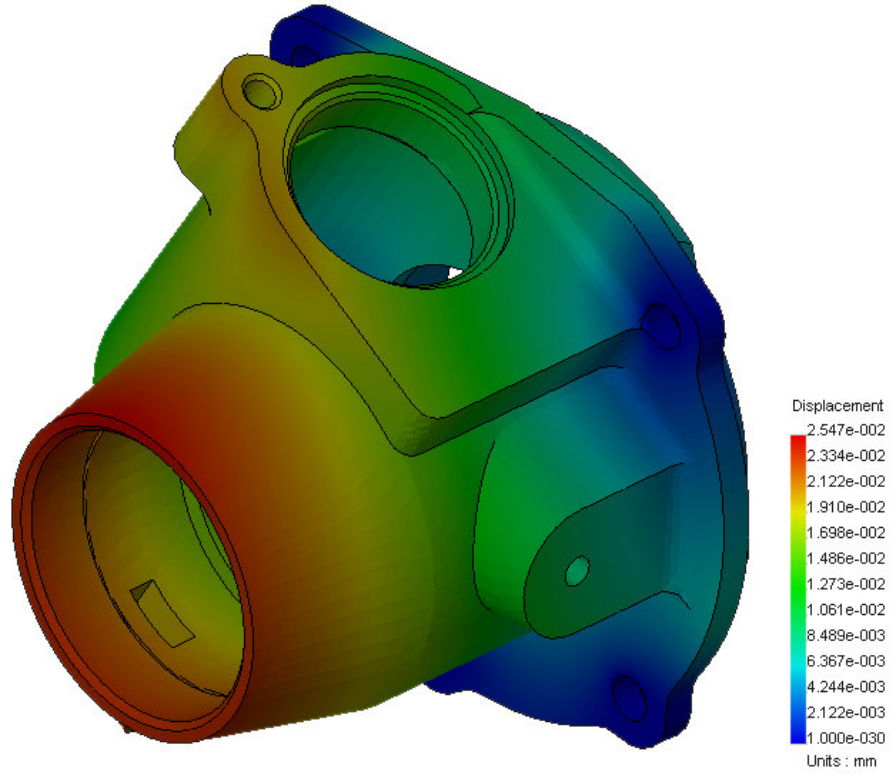
$$F_{yIIrr} = \frac{{}_hF_r J_I}{l} = \frac{4989,788 \cdot 35,5}{84,8} = 2088,885N \quad (2.73)$$

$$F_{yII} = \sqrt{F_{yIII}^2 + (F_{yIIrr} - F_{yIIIe})^2} = \sqrt{5219,34^2 + (2088,885 - 4435,665)^2} = 5722,664N \quad (2.74)$$

Bu kuvvetlerin etkisi altında prizdirek dişli gövdesindeki gerilme ve yer değişimlerinin grafikleri aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.43 Prizdirek dişli gövdesi – Analiz sonucu Von Mises gerilmeleri



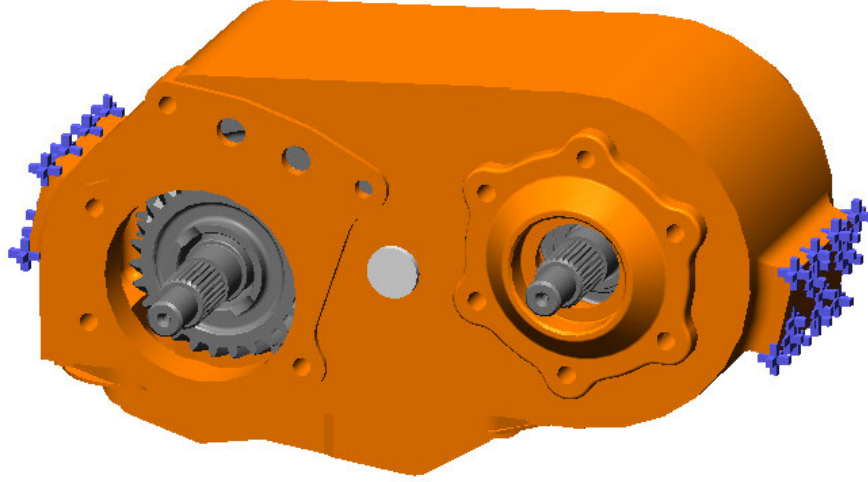
Şekil 2.44 Prizdirek dişli gövdesi – Analiz sonucu yer değiştirme değerleri

Şekil 2.43 ve 2.44 dan da görüldüğü üzere maksimum Von Mises gerilmesi 116,6 MPa,

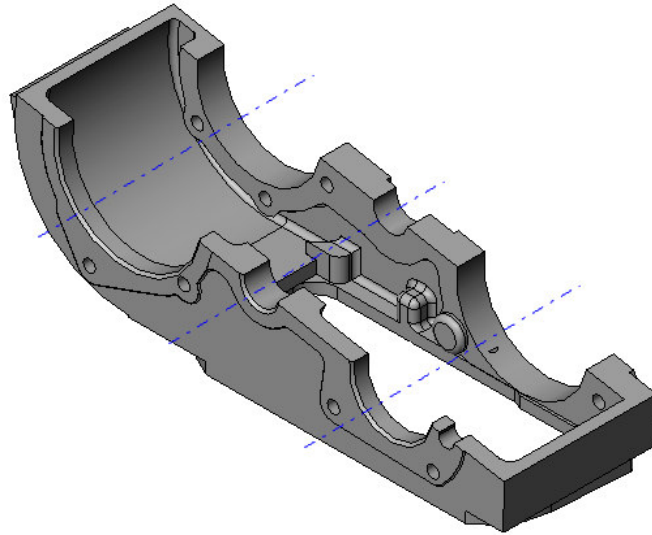
maksimum yer değiştirme  $254,7 \cdot 10^{-4}$  mm değerindedir.

### 2.11 Transfer kutusu (F – 787R)

Transfer kutusu iki ucundan araç şasesine sabitlenmiş bir şekilde transfer mekanizmasının dişlilerini ve millerini taşır. Malzemesi GGG – 40 döküm çeliktir.

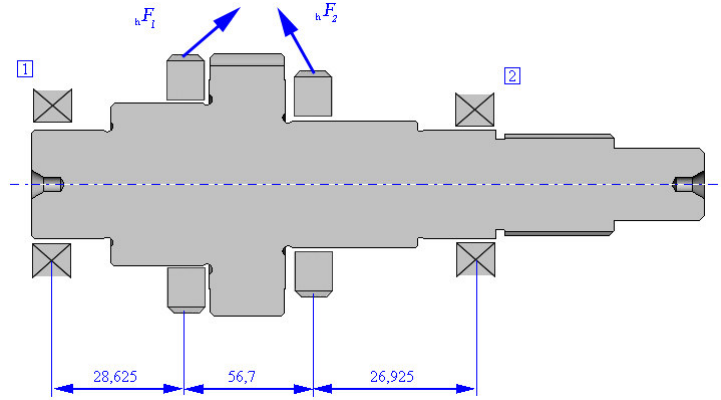


şekil 2.45 Transfer kutusu – Sabitleme noktaları



şekil 2.46 Transfer kutusu – Kesit gorünüş

Üzerine etkiyen kuvvetleri bulabilmek için giriş mili gövdesi, prizdirek dişli gövdesi ve kamalı milin yatak kuvvetleri incelenmelidir.



Şekil 2.47 Kamalı mil - Yatakların durumu

Kamalı mil üzerinde yataklara hız dişlisi ve seyyar dişlisi – 2 nin kuvvetleri etkimektedir. 2.59, 2.60 ve 2.61 ile daha önce hesapladığımız hız dişlisi üzerindeki kuvvetler  $F_{1t} = 7221,528N$ ;  $F_{1r} = 3179,208N$ ;  $F_{1e} = 4913,891N$  , 2.46, 2.47 ve 2.48 ile daha önce hesapladığımız seyyar dişlisi – 2 üzerindeki kuvvetler ise  $F_{1t} = 12467,607N$ ;  $F_{1r} = 4989,788N$ ;  $F_{1e} = 5701,274N$  şeklindedir.

1 numaralı yatak için;

$$F_{y1t} = 5379,958 + 2990,56 = 8370,518N \quad (2.75)$$

$$F_{y1e} = 2065,038 + 3350,952 = 5415,99N \quad (2.76)$$

$$F_{y1r} = 2368,475 + 1196,882 = 3565,357N \quad (2.77)$$

$$F_{y1} = \sqrt{F_{y1t}^2 + (F_{y1r} - F_{y1e})^2} = 8752,655N \quad (2.78)$$

2 numaralı yatak için;

$$F_{y2t} = 1841,57 + 9288,228 = 11129,798N \quad (2.79)$$

$$F_{y2e} = 2065,038 + 3350,952 = 5415,99N \quad (2.80)$$

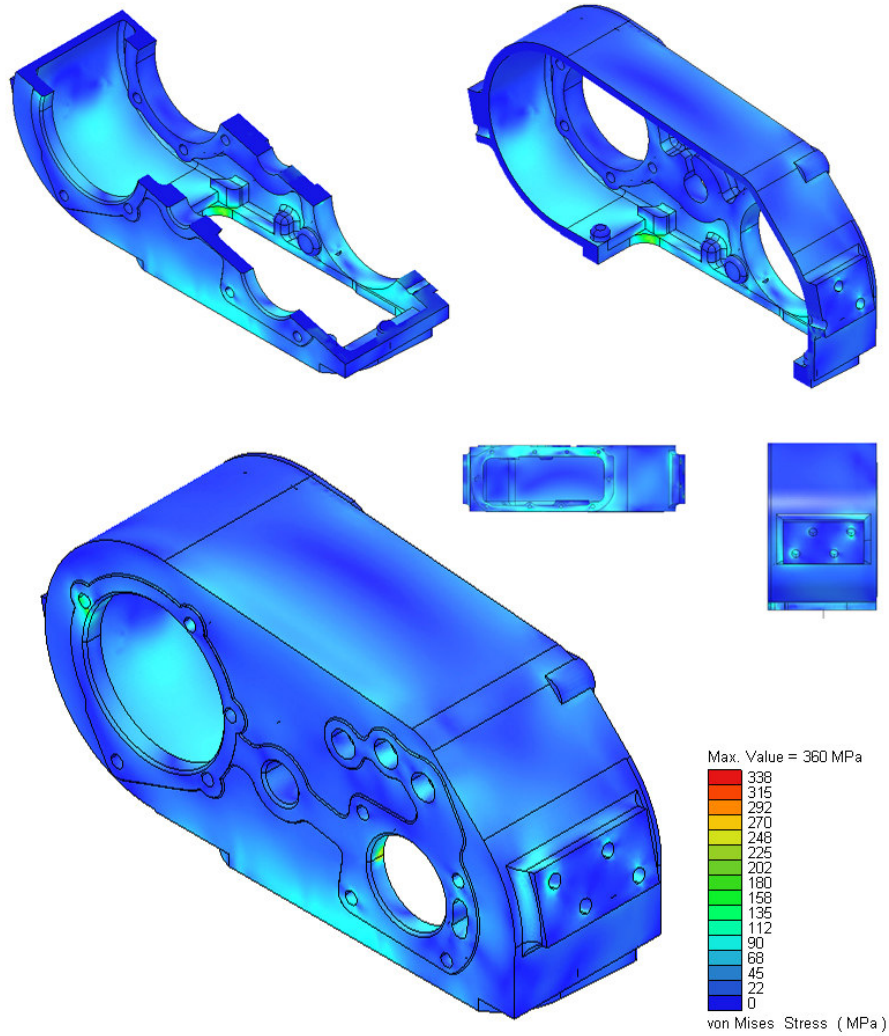
$$F_{y2r} = 810,733 + 3717,336 = 4528,069N \quad (2.81)$$

$$F_{yll} = \sqrt{F_{yllt}^2 + (F_{yllc} + F_{yllr})^2} = 14925,036N \quad (2.82)$$

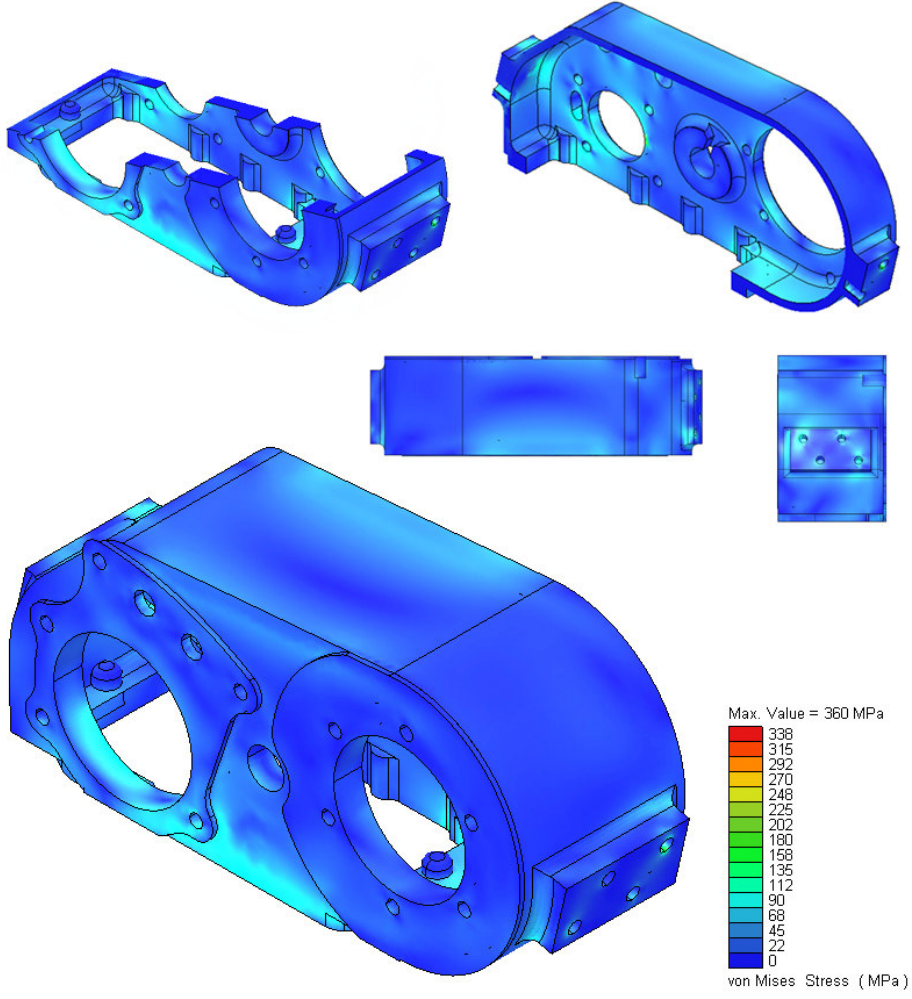
Ayrıca her iki yatakta hız ve seygar – 2 dişlilerinin oluşturduğu aksenal  $F_e$  kuvveti etkimektedir.

$$\Delta F_e = F_{e1} + F_{e2} = 4913,891 - 5701,274 = -787,383N \quad (2.83)$$

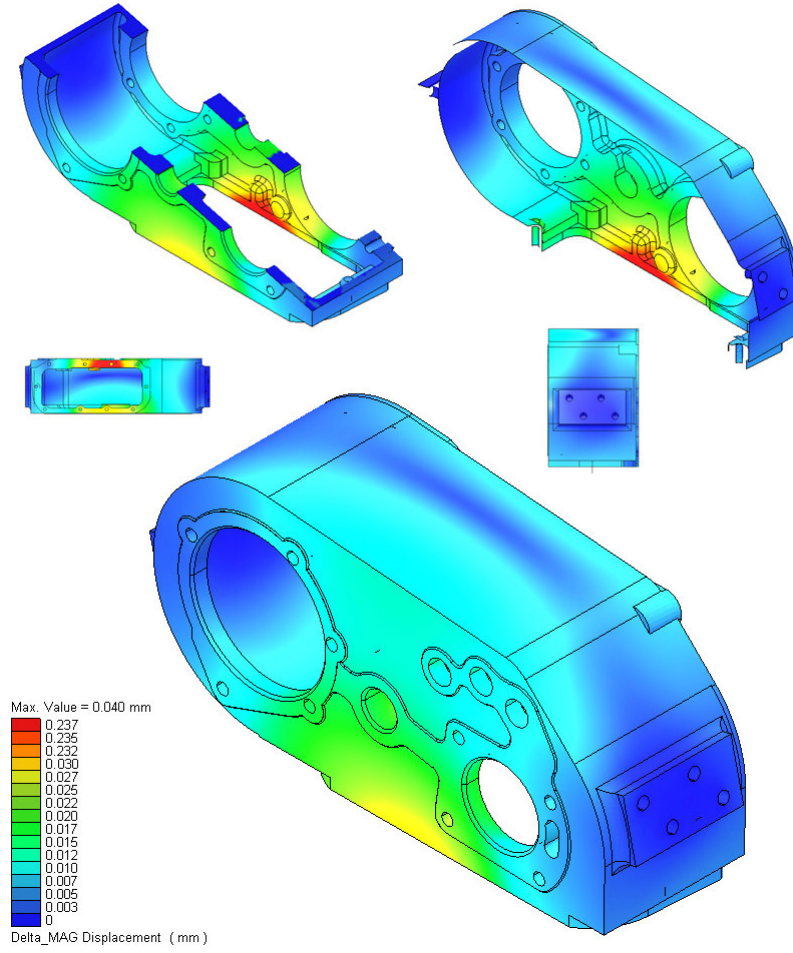
Bu kuvvetlerin etkisindeki transfer kutusunun gerilme ve yerdeğiştirme grafikleri aşağıdaki şekillerde verilmiştir.



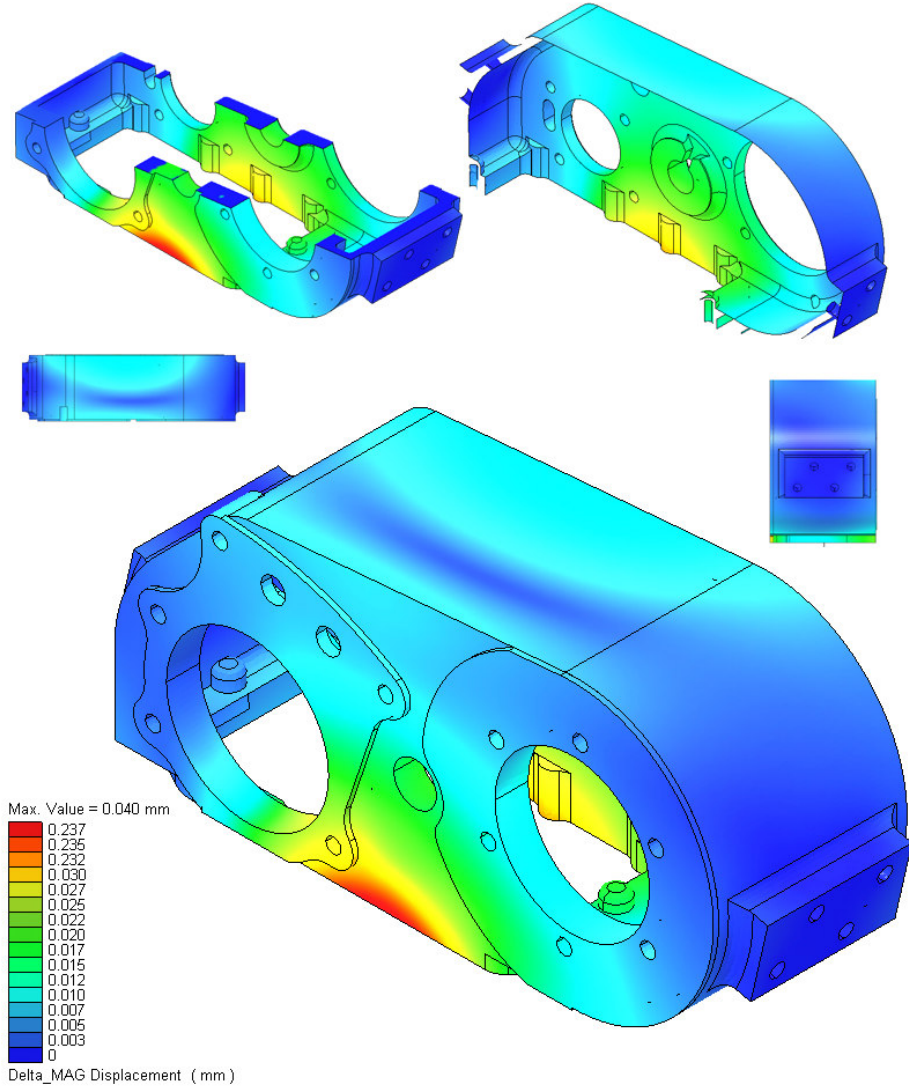
Şekil 2.48 Transfer kutusu – Analiz sonucu Von Mises gerilmeleri (ön görünüm)



Şekil 2.49 Transfer kutusu – Analiz sonucu Von Mises gerilmeleri (arka görünüm)



Şekil 2.50 Transfer kutusu – Analiz sonucu yer değıştirme değeri (ön görünüm)

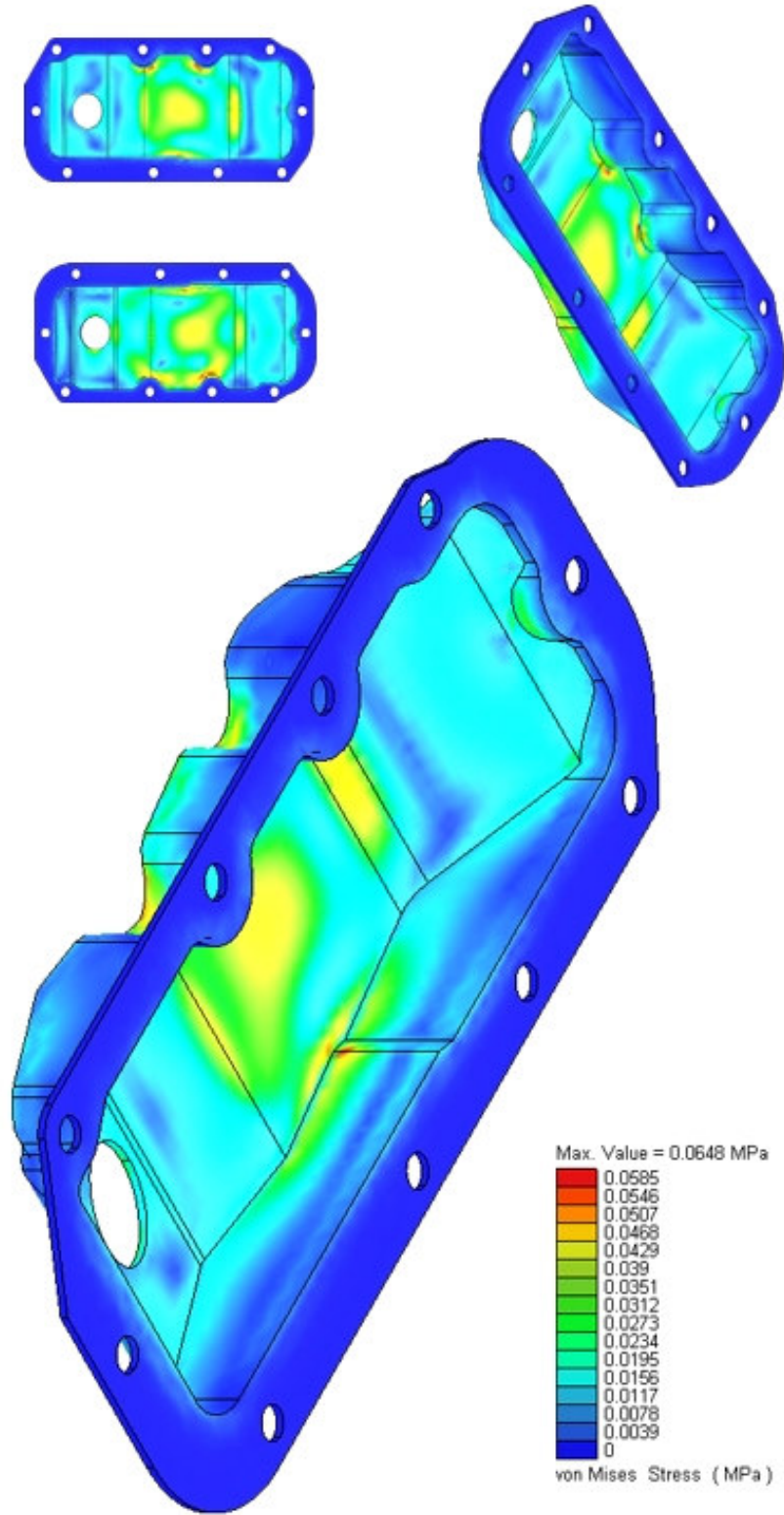


Şekil 2.51 Transfer kutusu – Analiz sonucu yer değiştirme değerleri (arka görünüm)

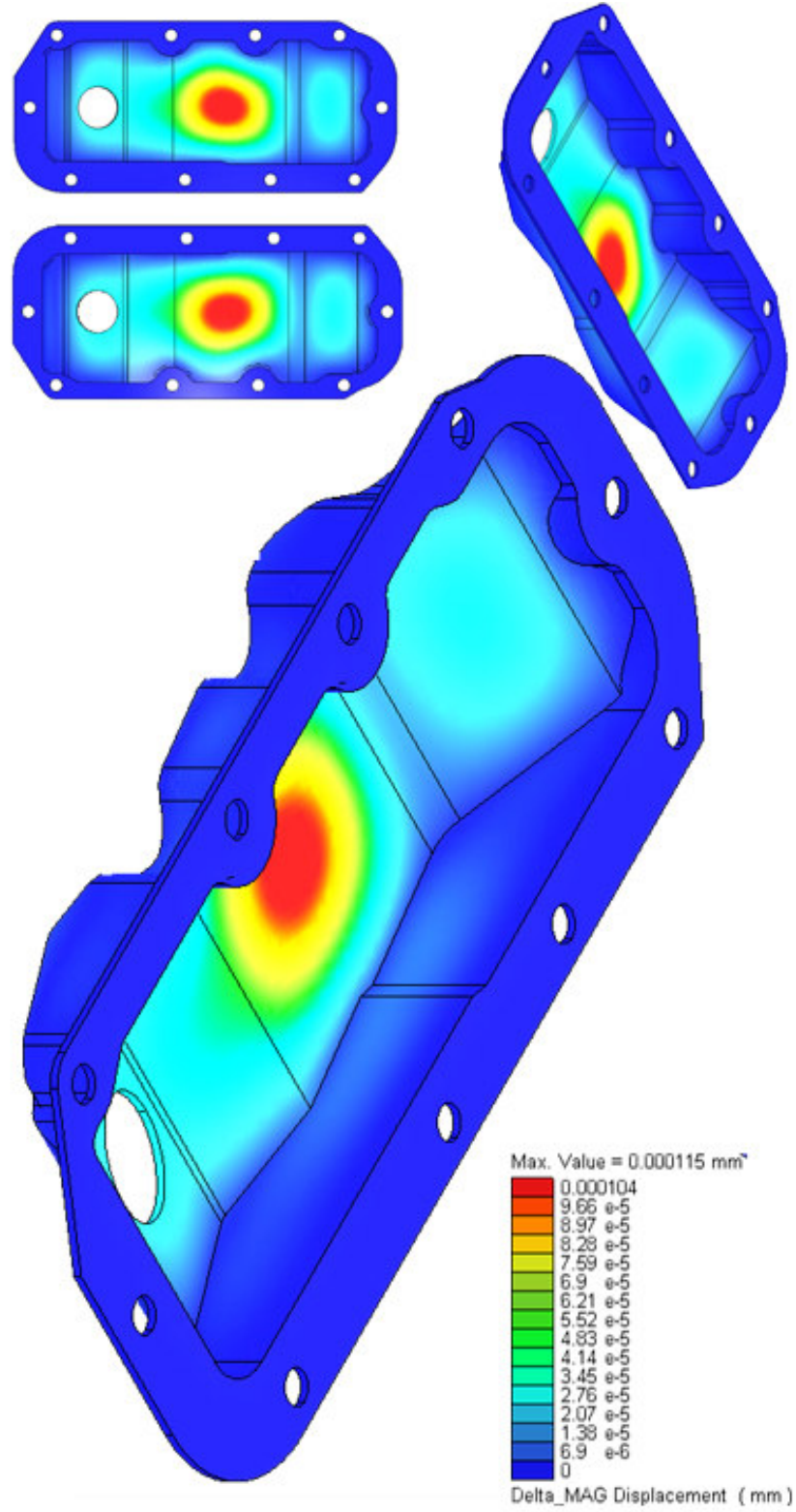
Şekil 2.48, 2.49, 2.50, ve 2.51 den de görüldüğü üzere maksimum Von Mises gerilmesi 360 MPa, maksimum yer değiştirme 0,040 mm değerindedir.

## 2.12 Alt kapak (F - 1155)

Alt kapak transfer kutusuna civatalarla bağlı ve üzerine herhangi bir dış yük etkimeyen bir parçadır. Malzemesi GGG – 40 döküm çeliğidir.



Şekil 2.52 Alt kapak – Analiz sonucu Von Mises gerilmeleri



Şekil 2.53 Alt kapak – Analiz sonucu yer değıştirme değeri

Şekil 2.52 ve 2.53 den de görüldüğü üzere maksimum Von Mises gerilmesi 0,0648 MPa, maksimum yer değiştirme  $394.10^{-4}$  mm değerindedir.

### 3. SONUÇLAR

Yapılan analizler sonucunda transfer kutusunda yer alan bütün parçalar için, 1. viteste ve 4x4 yüksek tork pozisyonunda motordan maksimum tork çıkışı uygulandığında oluşan gerilmelerin kritik değerlerden uzak ve düşük değerlerde olduğu görülmüştür. Bu sonuçlar Tuzladaki fabrikada yapılan testlerin sonuçlarıyla da benzeşmektedir. Ayrıca askeriyede kullanımda olan GTD model araçlarda da henüz bir problem ortaya çıkmamıştır.

Yapılan analizler sonucunda tüm parçalardaki maksimum Von Mises gerilme ve maksimum yer değiştirme değerleri aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Çizelge 3.1 Tüm parçalara ait maksimum gerilme ve yerdeğiştirme değerleri

| PARÇA KODU | PARÇA ADI               | Von Mises<br>GERİLMESİ<br>(MPa) | YER<br>DEĞİŞTİRME<br>(10 <sup>-3</sup> mm) |
|------------|-------------------------|---------------------------------|--|
| F - 729    | GİRİŞ MİLİ              | 54,8                            | 2,55                                       |
| F - 725    | DAİMİ İŞTİRAK DİŞLİSİ   | 143,4                           | 22,16                                      |
| F - 730    | ARAZİ GRUP DİŞLİSİ      | 286,3                           | 17,88                                      |
| F - 726    | SEYYAR DİŞLİSİ - 1      | 409,8                           | 127,90                                     |
| F - 732    | PRİZDİREK DİŞLİSİ       | 56,43                           | 5,538                                      |
| F - 726    | SEYYAR DİŞLİSİ - 2      | 409,8                           | 127,90                                     |
| F - 728    | KAMALI MİL              | 75,94                           | 9,63                                       |
| F - 724    | HIZ DİŞLİSİ             | 222,6                           | 23,25                                      |
| F - 1149   | GİRİŞ MİLİ GÖVDESİ      | 8,518                           | 0,84                                       |
| F - 926    | PRİZDİREK DİŞLİ GÖVDESİ | 116,6                           | 25,47                                      |
| F - 787R   | TRANSFER KUTUSU         | 360                             | 40,00                                      |
| F - 1155   | ALT KAPAK               | 0,0648                          | 0,115                                      |

**KAYNAKLAR**

- Akyalı, R., (1994), “2RWD, 4RWD Seçimli Arazi Taşıtı Vites Kutusunun Bilgisayar Destekli Dizaynı”, YTÜ Yüksek Lisans Tezi, İstanbul
- Beer, P. F., Johnston R. E., Tameroglu, S. S., Özbek, T., (1979), “Mühendisler İçin Mekanik Cilt II : Dinamik”, Üç Er Matbaacılık, İstanbul
- Beer, F.P., (1981), Russell Johnston, E., “Mechanics Of Materials”, McGraw-Hill
- Brauer, J. R., (1988), “What Every Engineer Should Know About Finite Element Analysis”, Marcel Deccel Inc.
- Chandrupatla, T.R., (1991), “Introduction to Finite Elements in Engineering”, PrinticeHall
- Cindemir, S., (2002), “GTD Model Askeri Jeep Şasisinin Ve Aktarma Organlarının FEM Metoduyla Dinamik Analizleri”, YTÜ Yüksek Lisans Tezi, İstanbul
- Cook, R.D., Malkus, D. S., Dlesha, M. E., (1989), “Concepts And Applycations Of The Finite Element Analysis : 3rd Edition”, John Wiley And Sons, NewYork
- Dahlquist, G., Björck, A., (1974), “Numerical Methods”, Prentice-Hall
- Eren, Ş., (2003), “GTD Model 4x4 Askeri Aracın Ön Ve Arka Diferansiyel Mekanizmasının Sonlu Elemanlar Metodu İle Gerilme Analizi Ve Ömür Hesapları”, YTÜ Yüksek Lisans Tezi, İstanbul
- Gani, S., (1999), “Taşıtlarda Diferansiyel Dişli Mekanizmasının Dinamik Analizi Ve Konstrüksiyon Değerlendirmeleri”,YTÜ Doktora Tezi, İstanbul
- Greenwood, D. T., (1988), "Principles of Dynamics - Second Edition", Prentice-Hall, Englewood, Cliffs NJ
- Güçlü, R., (1996), “Dişli Sistemlerinde Dinamik Analiz”, YTÜ Doktora Tezi, İstanbul
- Haug E. J., (1989), “Computer-Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems”, Allyn and Bacon
- Hirschhorn, J., Sabuncu, M., (1998), “Uygulamalı Makine Dinamiği”, MMO İzmir Şubesi, İzmir
- Hibbeler, R. C., (1983), “Engineering Mechanics – Dynamics”, Macmillan Publishing Co. Inc.
- Hibbeler, R.C., (1994), “Mechanics Of Materials Second Edition”, Prentice Hall
- Kapelevich, A. L., Kleiss, R. E., (2002), “Direct Gear Design for Spur and Helical Involute Gears”, Gear Technology : September/October 2002, 29 - 35
- Kardestuncer, H., (1987), “Finite Element Handbook”, McGraw Hill Book Company, NewYork
- Kibble, T.W.B., (1966), “Classical Mechanics”, McGraw Hill, London
- Knight C. E., (1993), “The Finite Element Method İn Mechanical Design”, PWS-KENT Publishing Company, Boston
- Liu, Y., (1998), “Introduction to FEM”, University of Cincinaty

- McGill, D. J., King, W. W., (1984), "Engineering Mechanics: An Introduction to Dynamics", Brooks/Cole Engineering Division
- Meriam, J. L., Kraige, L. G., (1987) "Engineering Mechanics : Vol. 2", Dynamics, John Wiley and Sons
- Meyer, C., (1987), "Finite Element Idealization", American Society Of Civil Engineers
- Okday, Ş., (1972), "Makine Elemanları - Cilt III"
- Roark, R. J., Young, W. C., (1975), "Formulas for Stress and Strain Fifth Edition", McGraw-Hill, New York
- Schiekel, A., (1974), "Dişli Çarklar : 1. Kısım", Arpaz Matbaacılık, İstanbul
- Shampine, L. F., (1994), "Numerical Solution of Ordinary Differential Equations", Chapman & Hall
- Shigley, J. E., Mischke, C. R., (2001), "Mechanical Engineering Design", McGrawHill, Singapore
- Steele, J. M., (1989), "Applied Finite Element Modeling", Marcel Dekker Inc.
- Şanlıtürk, K. Y., (2002), "Finite Element Method", İTÜ, İstanbul
- Zienkiewicz, O. C., (1989), "The Finite Element Method 4th Edition", McGraw Hill Book Company, NewYork

#### **INTERNET KAYNAKLARI**

[1]www.cosmosm.com

[2]www.efunda.com

[3]www.grantadesign.com

[4]www.metaluniverse.com

[5]www.mscsoftware.com

**EKLER**

- Ek 1 GTD Model 4x4 İdari Hizmet Aracı Özellikleri
- Ek 2 Malzeme Özellikleri
- Ek 3 Teknik Resimler

### Ek 1 GTD Model 4x4 İdari Hizmet Aracı Özellikleri

Tasarımı ve imalatı tamamen fabrikaya ait yeni sistem iki kademeli transfer kullanıma sunulmuştur. Aşağıda GTD Model 4x4 askeri hizmet aracının teknik özellikleri ve performans değerleri verilmiştir.

#### Çizelge 3.2 GTD Model 4x4 İdari Hizmet Aracı Özellikleri

##### TEKNİK ÖZELLİKLER:

##### Motor

FSD-425T Dizel motoru : 2500 cc Turbo Dizel

Max. güç (DIN) : 100 PS 4000 rpm

Max. tork (DIN) : 226 Nm 2100 rpm

##### Aktarma Organları

Tip : MT-75, 5 ileri, 1 geri

##### Vites oranları

Birinci : 4.17:1

İkinci : 2.24:1

Üçüncü : 1.47:1

Dördüncü : 1.00:1

Beşinci : 0.82:1

Geri : 3.76:1

Transfer (2 hızlı) : GTD-T1

Düşük hız 4L : 2.01:1

Yüksek hız 2H : 1.00:1

Yüksek hız 4H : 1.00:1

Debriyaj : Kuru tip

|                              |                                 |
|------------------------------|---------------------------------|
| Diferansiyel                 | : GT-D                          |
| Diferansiyel oranı (ön-arka) | : 5.375:1 (43/8)                |
| Toplam redüksiyon oranı      | : 45 kat                        |
| Jant                         | : 5,5x16                        |
| Lastik                       | : 7,50x16                       |
| Fren Sistemi                 |                                 |
| Ön                           | : Servo, takviyeli disk fren    |
| Arka                         | : Servo, takviyeli kampana fren |
| Direksiyon Sistemi           | : Hidrolik                      |
| Elektrik Sistemi             | : 24 Volt 60 Ah                 |
| PERFORMANS                   |                                 |
| Personel kapasitesi          | : 8                             |
| Maksimum taşıma kapasitesi   | : 1000 Kg                       |
| Boş ağırlık                  | : 2020 Kg                       |
| Maksimum hız                 | : 130 Km/h                      |
| Yakıt tüketimi (90 km/h)     | : 12,14 Lt/100 Km               |
| Yakıt tankı / menzil         | : 82 Lt / 650 Km                |
| Dönme yarıçapı               | : 5800 mm                       |
| Yaklaşma açısı               | : 62 derece                     |
| Uzaklaşma açısı              | : 43 derece                     |
| Sudan geçme yüksekliği       | : 600 mm                        |

## Ek 2 Malzemelerin Özellikleri

Aşağıda transfer mekanizmasında kullanılan malzemelere ait kimyasal ve mekanik özellikler verilmiştir.



|                     |   |
|---------------------|---|
| <b>Category</b>     | Steel   |
| <b>Class</b>        | Alloy steel   |
| <b>Type</b>         | H-steel   |
| <b>Common Names</b> | Nickel-chromium-molybdenum steel  |
| <b>Designations</b> | <p><b>France:</b> AFNOR 20 NCD 2 , AFNOR 22 NCD 2</p> <p><b>Germany:</b> DIN 1.6523</p> <p><b>Italy:</b> UNI 20 NiCrMo 2</p> <p><b>Japan:</b> JIS SNCM 21 , JIS SNCM 21 H</p> <p><b>United Kingdom:</b> B.S. 805 H 20 , B.S. 805 M 20</p> <p><b>United States:</b> ASTM A304 , SAE J1268 , UNS H86200</p> |

### Composition

| Element            | Weight %  |                    |           |                    |           |                    |           |
|--------------------|-----------|--------------------|-----------|--------------------|-----------|--------------------|-----------|
| <a href="#">C</a>  | 0.17-0.23 | <a href="#">Cr</a> | 0.35-0.65 | <a href="#">Mo</a> | 0.15-0.25 | <a href="#">S</a>  | 0.040     |
| <a href="#">Mn</a> | 0.60-0.95 | <a href="#">Ni</a> | 0.35-0.75 | <a href="#">P</a>  | 0.035     | <a href="#">Si</a> | 0.15-0.30 |

## Mechanical Properties

| Properties                                |                 | Conditions |   |
|---|-----------------|------------|---|
|   |                 | T (°C)     | Treatment                                 |
| <b>Density</b> (×1000 kg/m <sup>3</sup> ) | <u>7.7-8.03</u> | <u>25</u>  |   |
| <b>Poisson's Ratio</b>                    | 0.27-0.30       | <u>25</u>  |   |
| <b>Elastic Modulus</b> (GPa)              | <u>190-210</u>  | <u>25</u>  |   |
| <b>Tensile Strength</b> (Mpa)             | <u>650</u>      | <u>25</u>  | annealed at 870°C<br><a href="#">more</a> |
| <b>Yield Strength</b> (Mpa)               | <u>385</u>      |            |   |
| <b>Elongation</b> (%)                     | 31.3            |            |   |
| <b>Reduction in Area</b> (%)              | 62              |            |   |
| <b>Hardness</b> (HB)                      | 149             | <u>25</u>  | annealed at 870°C <a href="#">more</a>    |

[http://www.efunda.com/materials/alloys/alloy\\_steels/show\\_alloy.cfm?ID=AISI\\_8620H&prop=all&Page\\_Title=AISI%208620H](http://www.efunda.com/materials/alloys/alloy_steels/show_alloy.cfm?ID=AISI_8620H&prop=all&Page_Title=AISI%208620H)

## Ferrous Metals

## General Grade Cast Irons

| CES Name         | UK        |           | Internat                                 | USA    |                   | Germany |       | France  |
|------------------|-----------|-----------|--|--------|-------------------|---------|-------|---------|
| Type             | new BS    | old BS    | ISO                                      | UNS    | AISI/SAE/ASTM     | W.-Nr.  | DIN   | AFNOR   |
|                  |           |           |  |        |                   |         |       |         |
| GREY             | Grade 100 |           |  | F11401 | A48, class 20 B   | 0.601   | GG 10 | Ft 10 D |
| (FLAKE GRAPHITE) | Grade 150 | Grade 150 |  | F11701 | A48, class 25 B   | 0.6015  | GG 15 | Ft 15 D |
|                  | Grade 180 | Grade 180 | No similar international standard grades |        |                   |         |       |         |
|                  | Grade 200 |           |  | F12101 | A48, class 30 B   | 0.602   | GG 20 | Ft 20 D |
|                  | Grade 220 | Grade 220 |  | F12401 | A48, class 35 B   | .       |       |         |
|                  | Grade 250 | Grade 260 |  | F12801 | A48, class 40 B   | 0.6025  | GG 25 | Ft 25 D |
|                  | Grade 300 | Grade 300 |  | F13101 | A48, class 45 B   | 0.603   | GG 30 | Ft 30 D |
|                  | Grade 350 | Grade 350 |  | F13801 | A48, class 55 B   | 0.6035  | GG 35 | Ft 35 D |
|                  |           | Grade 400 |  | F14101 | A48, class 60 B   | 0.604   | GG 40 | Ft 40 D |
|                  |           |           |  |        |                   |         |       |         |
| MALLEABLE        | B30-06    | B290/6    | B30-06                                   |        |                   |         |       |         |
| BLACKHEART       | B32-10    | B310/10   | B32-10                                   | F20000 | A602, grade M3210 |         |       |         |

|            |           |            |         |        |                       |  |               |               |
|------------|-----------|------------|---------|--------|-----------------------|--|---------------|---------------|
|            | B35-12    | B340/12    |         | F22200 | A47M, grade<br>22010  |  | GTS-<br>35-10 |               |
|            |           |            |         |        |                       |  |               |               |
| MALLEABLE  | P45-06    | P 440/7    | P45-06  | F23131 | A220M, grade<br>310M6 |  |               |               |
| PEARLITIC  | P50-05    | P 510/4    | P50-05  | F23530 | A220M, grade<br>340M5 |  |               |               |
|            | P55-04    | P 540/5    | P55-04  | F24130 | A220M, grade<br>410M4 |  |               |               |
|            | P60-03    | P570/3     | P60-03  | F24830 | A220M, grade<br>480M3 |  |               |               |
|            | P65-02    |            | P65-02  | F25530 | A220M, grade<br>550M2 |  |               |               |
|            | P70-02    | P 690/2    | P70-02  | F26230 | A220M, grade<br>620M1 |  |               |               |
|            |           |            |         |        |                       |  |               |               |
| MALLEABLE  | W 35-04   | W<br>340/4 | W 35-04 |        |                       |  | GTW-<br>35-04 |               |
| WHITEHEART | W 38-12   |            | W 38-12 |        |                       |  |               | MB 380-<br>12 |
|            | W 40-05   | W<br>410/4 | W 40-05 |        |                       |  | GTW-<br>40-05 |               |
|            | W 45-07   |            | W 45-07 |        |                       |  | GTW-<br>45-07 | MB 450-<br>7  |
|            |           |            |         |        |                       |  |               |               |
| NODULAR    | 350/22L40 |            |         |        |                       |  |               |               |
| GRAPHITE   | 350/22    |            |         |        |                       |  |               |               |

|  |           |  |  |        |                 |        |             |               |
|--|-----------|--|--|--------|-----------------|--------|-------------|---------------|
|  | 370/17    |  |  |        |                 | 0.7043 | GGG<br>40.3 | FGS<br>370-17 |
|  | 400/18L20 |  |  |        |                 |        |             |               |
|  | 400/18    |  |  |        |                 |        |             |               |
|  | 420/12    |  |  | F32800 | A536, 60-40-18  | 0.704  | GGG<br>40   | FGS<br>400-12 |
|  | 450/10    |  |  |        |                 |        |             |               |
|  | 500/7     |  |  | F33100 | A536, 65-45-12  | 0.705  | GGG<br>50   | FGS<br>500-7  |
|  | 600/3     |  |  | F33800 | A536, 80-55-06  | 0.706  | GGG<br>60   | FGS<br>600-3  |
|  | 700/2     |  |  | F34800 | A536, 100-70-03 | 0.707  | GGG<br>70   | FGS<br>700-2  |
|  | 800/2     |  |  | F36200 | A536, 120-90-02 | 0.708  | GGG<br>80   | FGS<br>800-2  |
|  | 900/2     |  |  |        |                 |        |             |               |

## NODULAR GRAPHITE CAST IRON (BS GRADE 420/12)

*Namtec Metals Database > Metals > Metal*

## GENERAL

**Designation**

Nodular (ductile/spheroidal) CI: BS grade 420/12

|                  |     |                  |                   |
|------------------|-----|------------------|-------------------|
| UNS Number       |     | F32800           |                   |
| Density          |     | 7.05e3 to 7.15e3 | kg/m <sup>3</sup> |
| Energy Content   | est | 6e7 to 7.2e7     | J/kg              |
| Recycle Fraction | est | 0.85 to 0.95     |                   |

## COMPOSITION

**Composition (Summary)**

Ferritic iron + 3.4-4.0C/2-2.75Si/.2-.6Mn/&lt;1Ni/.02-.07Mg

|                |  |              |   |
|----------------|--|--------------|---|
| Base           |  | Fe (Iron)    |   |
| C (Carbon)     |  | 3.4 to 4     | % |
| Fe (Iron)      |  | 91.6 to 94.4 | % |
| Mg (Magnesium) |  | 0.02 to 0.07 | % |
| Mn (Manganese) |  | 0.2 to 0.6   | % |
| Ni (Nickel)    |  | 0 to 1       | % |
| Si (Silicon)   |  | 2 to 2.75    | % |

## MECHANICAL

|                      |  |                    |    |
|----------------------|--|--------------------|----|
| Bulk Modulus         |  | 1.19e11 to 1.32e11 | Pa |
| Compressive Strength |  | 2.92e8 to 3.19e8   | Pa |
| Elongation           |  | 12 to 20           | %  |
| Elastic Limit        |  | 2.78e8 to 3.05e8   | Pa |

|                             |                      |                     |
|-----------------------------|----------------------|---------------------|
| Endurance Limit             | 2.01e8 to 2.1e8      | Pa                  |
| Fracture Toughness          | 3.3e7 to 5.4e7       | Pa.m <sup>1/2</sup> |
| Hardness - Vickers          | 1.42e9 to 1.62e9     | Pa                  |
| Loss Coefficient            | est 1.4e-3 to 1.8e-3 |                     |
| Modulus of Rupture          | 2.78e8 to 3.05e8     | Pa                  |
| Poisson's Ratio             | 0.27 to 0.28         |                     |
| Shape Factor                | 24                   |                     |
| Shear Modulus               | 6.4e10 to 6.9e10     | Pa                  |
| Tensile Strength            | 4.2e8 to 4.5e8       | Pa                  |
| Young's Modulus             | 1.65e11 to 1.73e11   | Pa                  |
| THERMAL                     |                      |                     |
| Maximum Service Temperature | 350 to 450           | °C                  |
| Melting Point               | 1.13e3 to 1.25e3     | °C                  |
| Minimum Service Temperature | -100 to 29.9         | °C                  |
| Specific Heat               | 460 to 495           | J/kg.K              |
| Thermal Conductivity        | 35 to 42             | W/m.K               |
| Thermal Expansion           | 10 to 12.5           | μstrain/K           |
| ELECTRICAL                  |                      |                     |
| Resistivity                 | 4.9e-7 to 5.1e-7     | ohm.m               |
| ENVIRONMENTAL RESISTANCE    |                      |                     |
| Flammability                | Very Good            |                     |
| Fresh Water                 | Good                 |                     |
| Organic Solvents            | Very Good            |                     |
| Oxidation at 500C           | Good                 |                     |

|                |           |
|----------------|-----------|
| Sea Water      | Average   |
| Strong Acid    | Poor      |
| Strong Alkalis | Average   |
| UV             | Very Good |
| Wear           | Very Good |
| Weak Acid      | Good      |
| Weak Alkalis   | Very Good |

## NOTES

### Similar Standards

The following information is taken from ASM AlloyFinder 3 - see link to References table for further information.

|                                    |                                      |
|------------------------------------|--------------------------------------|
| NBN 830-02 FNG38-17 (Belgium)      | IS 1865 SG370/17 (India)             |
| GB 1348(88) QT 400-15 (China)      | UNI 4544 GS370-17 (Italy)            |
| GB 1348(88) QT 400-18 (China)      | JIS G5502(95) FCD37 Class 0 (Japan)  |
| DS 11303 715 (Denmark)             | NEN 2733 GN350-22L (Netherlands)     |
| DS 11303 716 (Denmark)             | NEN 2733 GN400-15 (Netherlands)      |
| AFNOR NFA32201 FGS350-22 (France)  | NEN 2733 GN400-18L (Netherlands)     |
| AFNOR NFA32201 FGS350-22L (France) | NS 11301 NS11335 (Norway)            |
| AFNOR NFA32201 FGS400-15 (France)  | NS 11301 NS11338 (Norway)            |
| AFNOR NFA32201 FGS400-18 (France)  | NS 11301 NS11342 (Norway)            |
| AFNOR NFA32201 FGS400-18L (France) | AS 1831(85) 370-17 (NSW Australia)   |
| DIN WNr 0.7040 (Germany)           | GOST 7293 VCh35 (Russian Federation) |
| DIN WNr 0.7043 (Germany)           | GOST 7293 VCh40 (Russian Federation) |
| DIN 1693 GGG-35.3 (Germany)        | SABS 936 SG38 (South Africa)         |
| DIN 1693 GGG-40 (Germany)          | SIS 140717 0717-00 (Sweden)          |
| DIN 1693 GGG-40.3 (Germany)        | SIS 140717 0717-02 (Sweden)          |

|                                    |                                    |
|------------------------------------|------------------------------------|
| SIS 140717 0717-15 (Sweden)        | BS 2789 400/18 (United Kingdom)    |
| ISO 1083(87) 350-22 (Switzerland)  | BS 2789 400/18L20 (United Kingdom) |
| ISO 1083(87) 350-22L (Switzerland) | ASME SA395 60-40-18 (USA)          |
| ISO 1083(87) 400-15 (Switzerland)  | ASTM A356(84) 60-40-18 (USA)       |
| ISO 1083(87) 400-18 (Switzerland)  | ASTM A395/A395(98) 60-40-18 (USA)  |
| ISO 1083(87) 400-18L (Switzerland) | ASTM A536(93) 60-40-18 (USA)       |
| BS 2789 350/22 (United Kingdom)    | MIL-C-24707/5(89) 60-45-15 (USA)   |
| BS 2789 350/22L40 (United Kingdom) | SAE J434 D4018 (USA)               |

### **Typical Uses**

Crankshafts; heavy-duty gear cases; pipe joints.

### **Other Notes**

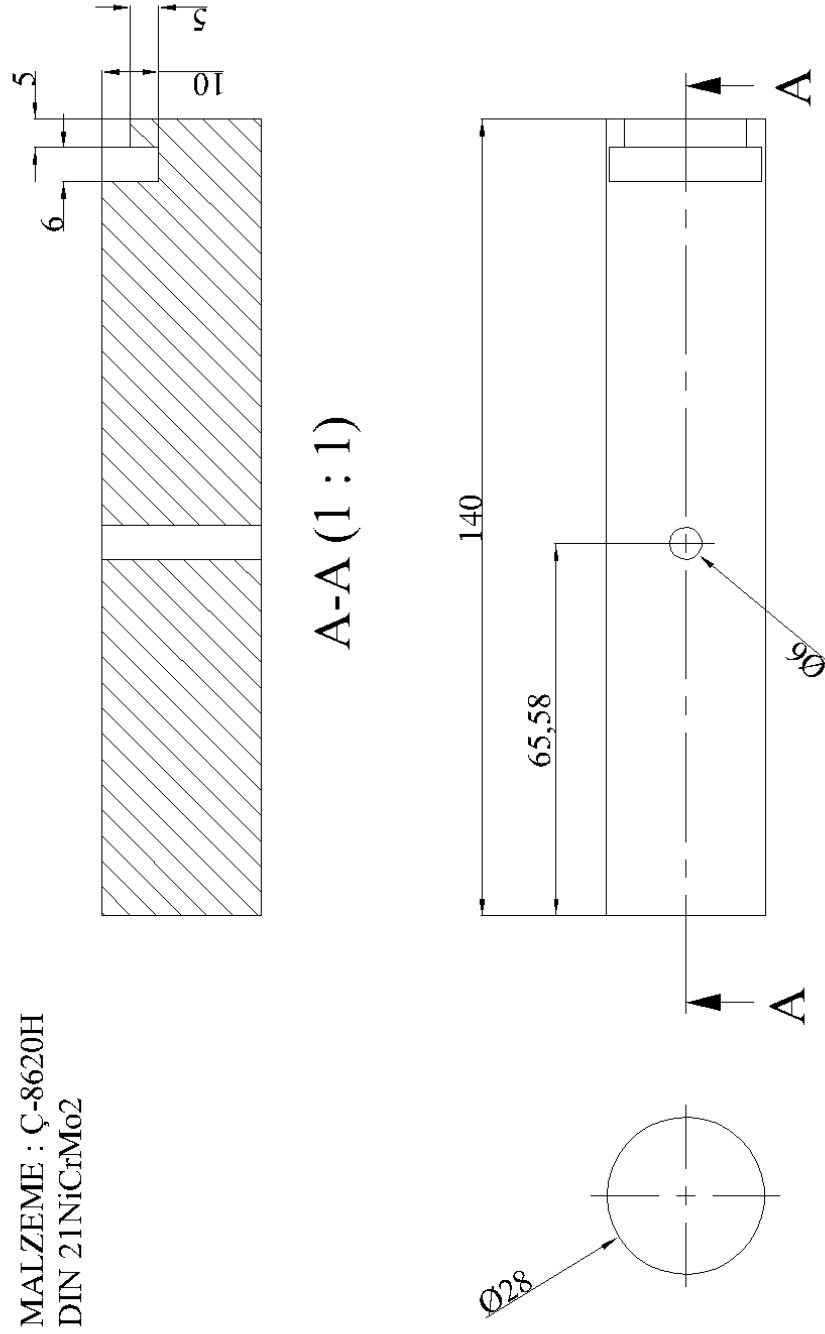
Grade is specified by mechanical properties, so composition info. is approximate.

### **Reference Sources**

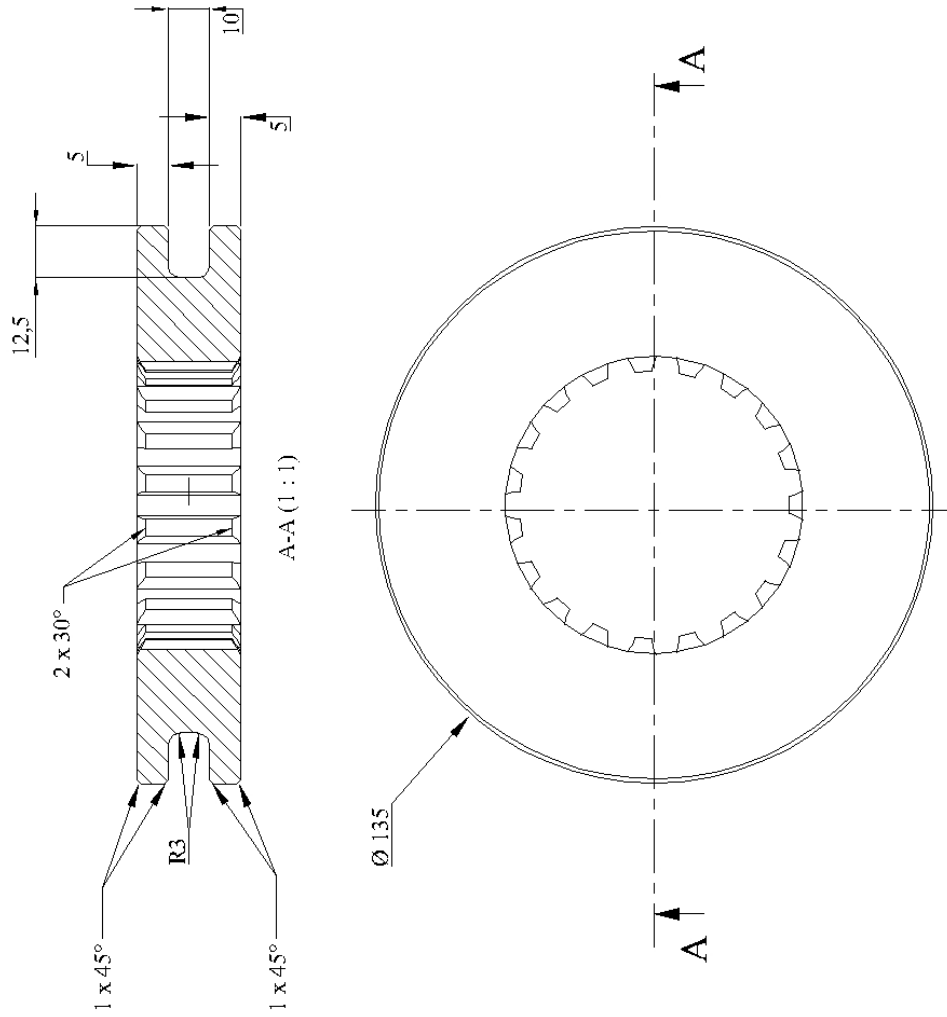
Data compiled from multiple sources. See links to the References table.

### Ek 3 Teknik Resimler

Aşağıda transfer mekanizmasında kullanılan ancak teknik resimleri olmayan grup mili Şekil 3.1 ve kayıcı içten dişlisi'ne (Şekil 3.2) ait resimler ve kullanılan ölçüler verilmiştir.



Şekil 3.1 Grup mili boyutları



MALZEME : Ç-8620H  
DIN 21NiCrMo2

| DÜZ DIŞLİ TABLOSU    |                         |
|----------------------|-------------------------|
| DIŞ SAYISI           | Z 19                    |
| NORMAL MODÜL         | M <sub>n</sub> 1,058333 |
| BÖLÜM DAİRESİ ÇAPI   | D <sub>o</sub> 31,750   |
| DIŞ ÜSTÜ ÇAPI        | D <sub>a</sub> 30,60    |
| DIŞ DİBİ ÇAPI        | D <sub>f</sub> 33,80    |
| NORMAL KAVRAMA AÇISI | α <sub>no</sub> 30°     |

Şekil 3.2 Kayıcı içten dişli boyutları

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi 07.12.1980

Doğum yeri İstanbul

Lise 1994-1997 Bursa Hürriyet Lisesi

Lisans 1998 - 2002 İstanbul Üniversitesi Mühendislik Fakültesi  
Makine Mühendisliği Bölümü

**Çalıştığı kurum(lar)**

2003 - Devam ediyor Birlik Bağlantı Elemanları San. Tic. Ltd. Şti.  
/ Üretim Müdürü