

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR YERLİ TRAKTÖRDE KULLANILACAK
İLERİ-GERİ HAREKET (POWERSHUTTLE)
SİSTEMİNİN MEKANİK BİLEŞENLERİNİN
BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI VE
ANALİZİ**

Yasin KARAN

Temmuz, 2012

İZMİR

**BİR YERLİ TRAKTÖRDE KULLANILACAK
İLERİ-GERİ HAREKET (POWERSHUTTLE)
SİSTEMİNİN MEKANİK BİLEŞENLERİNİN
BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI VE
ANALİZİ**

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makina Mühendisliği Bölümü, Konstrüksiyon-İmalat Anabilim Dalı

Yasin KARAN

Temmuz, 2012

İZMİR

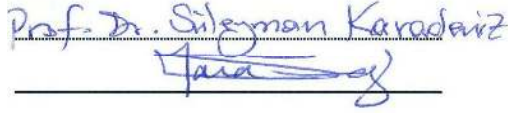
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

YASİN KARAN, tarafından **PROF. DR. N. SEFA KURALAY** yönetiminde hazırlanan **“BİR YERLİ TRAKTÖRDE KULLANILACAK İLERİ-GERİ HAREKET (POWERSHUTTLE) SİSTEMİNİN MEKANİK BİLEŞENLERİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI VE ANALİZİ”** başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.



Prof. Dr. N. Sefa KURALAY

Yönetici



Jüri Üyesi



Jüri Üyesi



Prof. Dr. Mustafa SABUNCU
Müdür
Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Bir yerli traktörde kullanılacak ileri-geri hareket (powershuttle) sisteminin mekanik bileşenlerinin bilgisayar destekli tasarımı ve analizi konusunda yaptığım yüksek lisans projemde desteğiyle her zaman yanımda olan değerli hocam Prof. Dr. N. Sefa KURALAY 'a ve proje süresince çalışma ile ilgili her konuda bilgilerini esirgemeyen Arş. Gör. M. Murat TOPAÇ 'a teşekkür ederim.

Yapılan matematik hesaplamalarda verdiği desteklerden ötürü Ege Üniversitesi, Fen Fakültesi, Matematik Bölümü araştırma görevlisi Erbil ÇETİN ve araştırma görevlisi M. Ali BALCI 'ya teşekkür ederim.

Şimdiye kadarki öğrenim hayatımda veya dışında sürekli yanımda olan çok değerli anneme, babama ve ablama teşekkürü bir borç bilirim.

Yasin KARAN

BİR YERLİ TRAKTÖRDE KULLANILACAK İLERİ-GERİ HAREKET (POWERSHUTTLE) SİSTEMİNİN MEKANİK BİLEŞENLERİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI VE ANALİZİ

ÖZ

Mekanik traktör uygulamalarında traktörün ileri geri hareketini yapması için operatörün debriyaj pedalına basmak suretiyle ileri-geri vites kolunu istediği pozisyona getirerek traktörü kullanması sağlanmaktadır.

Powershuttle projesi kapsamında, debriyaj pedalına basmaksızın traktörün ileri geri hareketini tamamlaması amaçlanmaktadır. Böylece operatör uzun çalışma saatleri boyunca sürüş esnasında elini direksiyon üzerinden ayırmadan aracın ileri geri hareket etmesini sağlayabilecektir.

Bu proje kapsamında yerli bir traktörde kullanılan şanzıman gövdesine göre en uygun tasarım yapılmış ve bu tasarımın mekanik hesapları da tamamıyla tasarıma uygun olacak şekilde hesaplanmıştır. Bunun yanında tasarım esnasında sızdırmazlık, montaj, üretilebilirlik gibi pek çok faktör göz önünde tutulmuştur. Yapılan mekanik hesapları sıralanacak olursa;

- Konik dişli çark mekanizması hesabı,
- Hidrolik kumandalı lamelli kavramaların hesabı,
- Millere gelen kuvvetlerin ve yatakların hesabı, rulman seçimi,
- Yay hesabı,
- Kama hesabı,
- Dinamik analiz,
- Yapısal Analiz.

Anahtar sözcükler: Powershuttle, lamelli kavrama, dinamik analiz

**COMPUTER AIDED DESIGN AND ANALYSIS OF MECHANICAL
COMPONENTS OF MOVE BACK AND FORTH (POWER SHUTTLE)
SYSTEM WHICH WILL BE USED FOR A LOCAL TRACTOR**

ABSTRACT

In mechanical tractor applications, to make back and forth movement, operators should press clutch pedal, when they change position of the gear shift for driving the tractor.

The purpose of the powershuttle system project is to provide back and forth movements of the tractor without pressing clutch pedal. Thus, during the long working hours, operators could provide back and forth movement of the tractor, without separating their hands from the steering wheel.

In this project contents, according to transmission case, which is used for a local tractor, the most suitable design have been made and also the mechanical calculations have been made to be completely suitable with this design. Besides during the design, many factors have been taken into consideration such as installation, sealing and manufacturability. The mechanical calculations which is made;

- The calculation of bevel gear
- The calculation of hydraulic operated multi-disc clutch
- The calculation of forces on the shaft and bearings, bearing selection
- The calculation of spring
- The calculation of wedge
- Dynamic analysis
- Structural analysis

Keywords: : Powershuttle, multi-disc clutch, dynamic analysis

İÇİNDEKİLER

Sayfa

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU.....	ii
TEŞEKKÜR	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT	v

BÖLÜM BİR-GİRİŞ1

1.1 Sistemin Çalışma Prensipleri	1
1.2 Sistemi Oluşturan Elemanlar ve Görevleri	4
1.3 Sistemin Yağlanması ve Soğutulması	7
1.4 Tasarımdaki Sızdırmazlık Önlemleri	9

BÖLÜM İKİ- KONİK DİŞLİ ÇARK MEKANİZMASI11

2.1 Genel İfadeler ve Özellikleri	11
2.2 Dişli Çark Malzemeleri ve Seçimi	12
2.3 Hesap Yöntemi İçin Gerekli Veriler	15
2.3.1 Çalışma Momenti	15
2.3.2 Çalışma Faktörü K_0	15
2.3.3 Diş Sayısı z_1	15
2.3.4 Genişlik Faktörü ϕ_M	16
2.3.5 Dinamik Faktör K_v	16
2.3.6 K_f Form Faktörü	17
2.4 Konik Dişli Çark Hesabı	18
2.4.1 Çevrim Oranı ve Taksimat Konisi Açılımları.....	18
2.4.2 Modül Hesabı (Mukavemete Göre)	18
2.4.3 Genişliğe Göre Kontrol	20
2.4.4 Yüzey Basıncı Hesabı	21

2.4.5 Dişlilerin Boyutları	21
2.4.6 Dişlilerin İmalat Boyutları	22
2.4.7 Dişlilere Gelen Kuvvetler	24

BÖLÜM ÜÇ - HİDROLİK KUMANDALI KAVRAMALAR27

3.1 Kavramalar Hakkında Genel Bilgi	27
3.1.1 Sürtünmeli Kavramalar	28
3.1.2 Kavrama ve Balata Malzemeleri	29
3.1.3 Lamelli Kavramalar	31
3.1.4 Lamelli Kavramalarda Konstrüksiyon Önerileri	32
3.2 Hidrolik Kumandalı Lamelli Kavrama Hesabı	33
3.2.1 Genel Hesaplama	33
3.2.2 Isınma Kontrolü	35

BÖLÜM DÖRT - MİL KUVVETLERİNİN VE YATAKLARININ HESABI...37

4.1 Millerin Özellikleri	37
4.2 Millerin Hesabı.....	38
4.2.1 Mil Hesabı (Sağ Mil=6 Numaralı Dişli)	39
4.2.1.1 Sağ Mil Rulman Hesabı	42
4.2.1.1.1 C Yatağı Seçimi (Serbest Yatak)	43
4.2.1.1.2 B Yatağı Seçimi (Sabit Yatak)	43
4.2.2 Mil Hesabı (Sol Mil=1 Numaralı Dişli)	45
4.2.2.1 Sol Mil Rulman Hesabı	48
4.2.2.1.1 A Yatağı Seçimi (Serbest Yatak)	49
4.2.2.1.2 C Yatağı Seçimi (Sabit Yatak)	49
4.2.3 Diferansiyel Yatak Hesabı	51

BÖLÜM BEŞ - KAVRAMA YAYI HESABI56

5.1 Genel Özellikler	56
5.2 Yay Karakteristiği	57
5.3 Yaylanma İşi	59
5.4 Yayların Tertiplenmesi	61
5.5 Yay Malzemeleri	62
5.6 Helisel Yay Hesabı	65

BÖLÜM ALTI - KAVRAMADA KULLANILAN UYGU KAMASI (FEDER) HESABI68

6.1 Uygü Kaması (Feder)	68
6.2 Uygü Kaması (Feder) Hesabı.....	69

BÖLÜM YEDİ - DİNAMİK ANALİZ72

7.1 Powershuttle Kavrama Sistemi Dinamikleri	72
7.2 Sistemin Dinamik Açıdan İncelenmesi	74

BÖLÜM SEKİZ - YAPISAL ANALİZLER82

8.1 Kavrama Grubu	82
8.1.1 Kavrama Ana Gövdeleri	82
8.1.2 Piston.....	85
8.1.3 Gövde Bağlantı Parçası	88
8.1.4 Sabitleme Parçası	90
8.1.5 Yağlama Bileziği	92
8.2 Diferansiyel ve Mil Grubu	94
8.2.1 Motor Mili ve Dişlisi	94
8.2.2 Şanzıman Mili ve Dişlisi	98
8.2.3 Dengeleme Dişlisi ve Mili.....	102

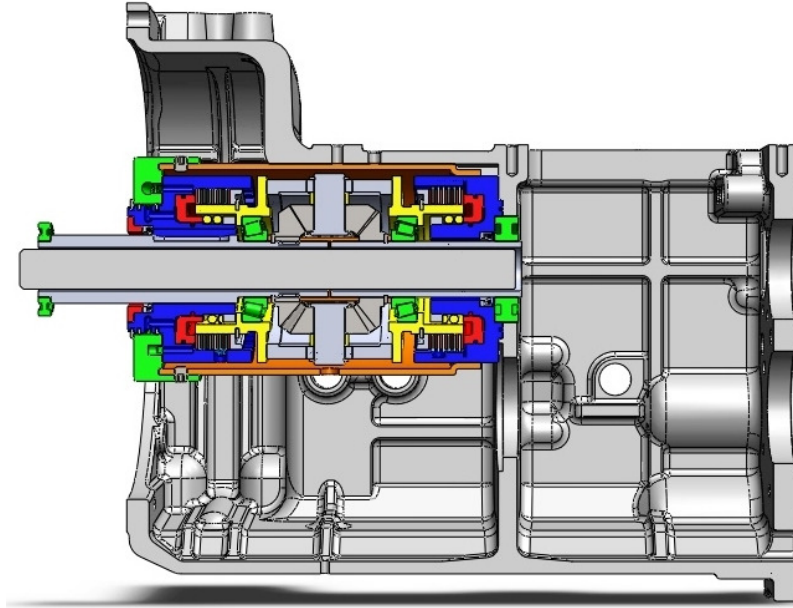
BÖLÜM DOKUZ - SONUÇ VE DEĞERLENDİRME	106
KAYNAKLAR.....	108
EKLER.....	110

BÖLÜM BİR

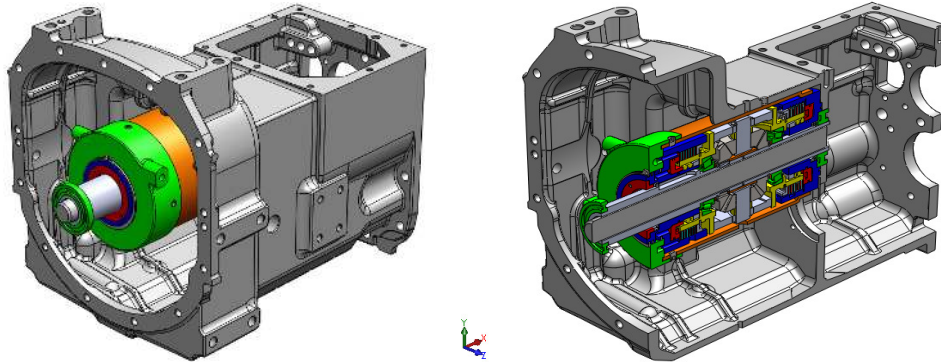
GİRİŞ

1.1 Sistemin Çalışma Prensibi

Hidrolik kumandalı ileri-geri sistemi, aynı eksen üzerinde birbirine sıralı bağlanmış iki lamelli kavrama, bir adet diferansiyel dişli kutusu, dişliler, miller, sürtünme elemanları, selenoid valf ve operatör ergonomisine uygun şekilde tasarlanan ve konumlandırılan bir kumanda kolundan oluşur.

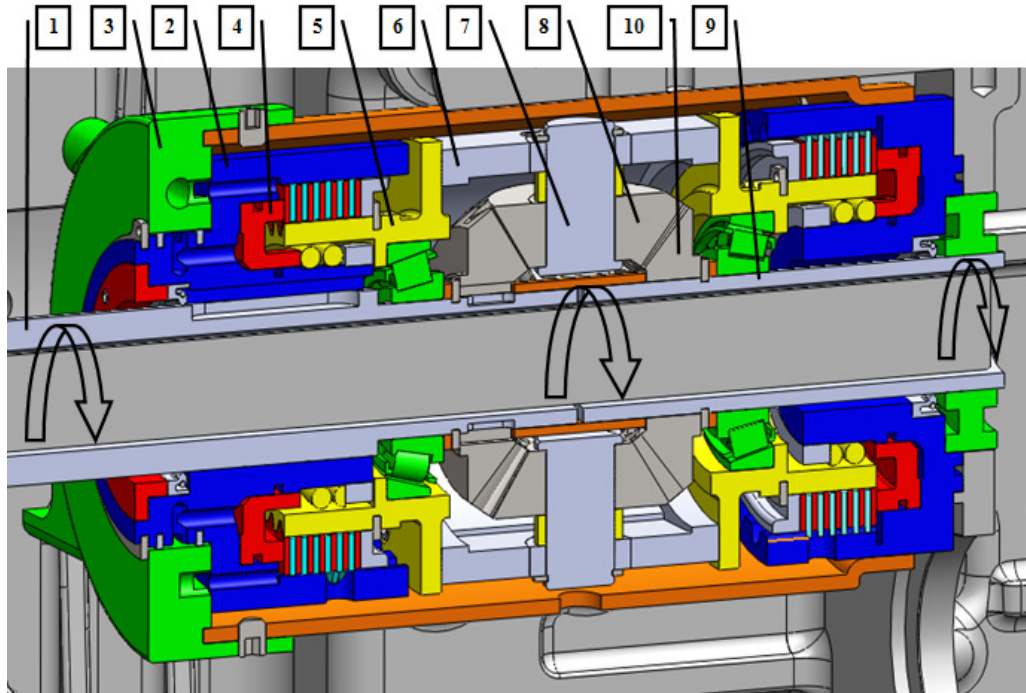


Şekil 1.1 Hidrolik kavramalı ileri-geri sistemi



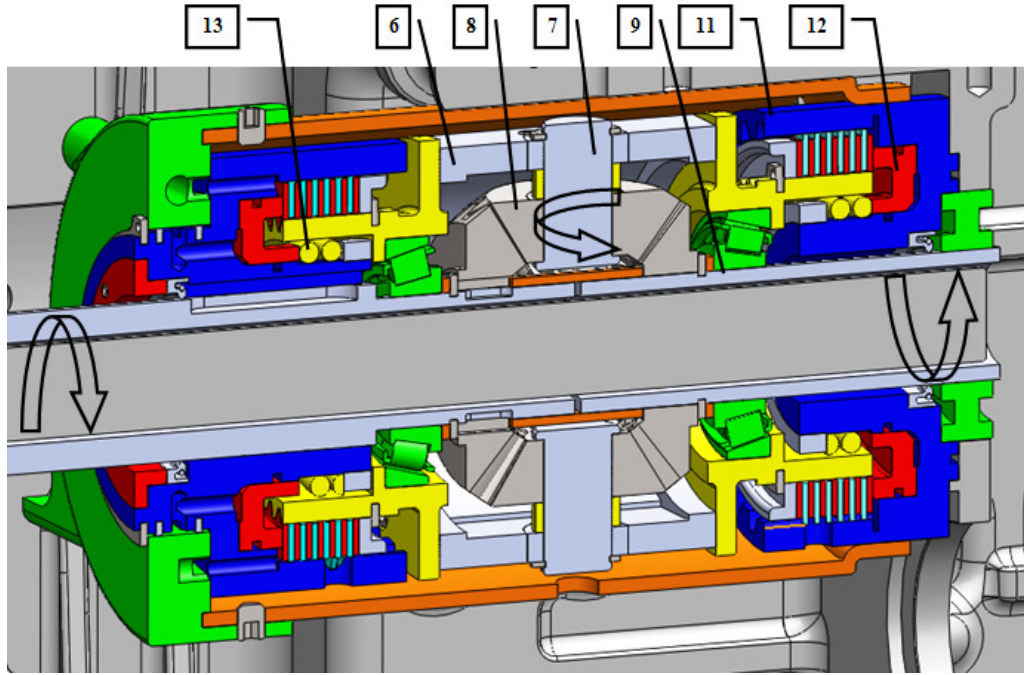
Şekil 1.2 Hidrolik kavramalı ileri-geri sistemi (perspektif görünüş)

Traktörün ileri gitmesi istendiğinde, mekanik ileri geri kolunun ileri konuma alınıp sonrasında traktörün vitese takılmasıyla beraber, debriyajdan hareketi alan debriyaj mili (motor mili) (1), ileri yönde hareketi sağlayan kavrama ana gövdesini (2) döndürmeye başlar. Bu sırada, valften ileri yönü sağlayan kavramaya gönderilen yağ, yağlama bileziği (3) aracılığı ile kavrama ana gövdesinde bulunan basınç ve yağlama kanallarına gelir. İleri kavrama grubunda bulunan piston(4), basınç kanalından gelen 15 bar basınçla harekete geçer ve grup içinde bulunan sürtünme balatalarını ve disklerinin sıkışmasını sağlar. Balataların ve disklerin tam sıkışmasıyla beraber tahrik momenti, gövde bağlantı parçası (5) üzerinden diferansiyel sistemin dişlilerini içinde bulunduran, dişli gövdesine (6) aktarılır. Böylece dişli gövdesi motor mili ile birlikte döner. Bu birlikte dönme hareketi sayesinde gövdede bulunan dört adet dengeleme milleri (7) ve dişlileri (8) kendi etrafında dönmeden, bir bütün halinde dişli gövdesiyle birlikte dönerler. Böylece hareket transmisyon dişlilerini döndüren şanzıman miline (9) ve dişlisine (10) aynı yönde aktarılmış olur. Mile tahrik momentinin aktarılması sonucu olarak, traktörün hız ve takviye dişlileri sayesinde istenilen hızda ileriye doğru hareketi sağlanmış olur.



Şekil 1.3 Sistemin ileri hareketi

Traktöre geri yönde hareket verilmesi istendiğinde ise, ileri geri kumanda kolu aşağı indirilerek, valfteki sürgü yönü değiştirilir. Sürgü yönünün değişmesiyle beraber yağ, rekor sisteminden geri yöndeki hareketi sağlayan kavrama (11) grubuna gelir. Buradaki tasarımda ise kavrama ana gövdesi, şanzımana cıvatalar ile sabitlenmiştir. Basınç kanalından gelen 15 bar basınca sahip yağ, pistonu (12) hareketlendirir. Böylece, ileri hareketi sağlayan kavramada olduğu gibi geri kavrama grubunda bulunan balatalar ve diskler sıkışır. Balataların ve disklerin sıkışmasıyla beraber, gövde bağlantı parçası ve buna bağlı olarak çalışan dişli gövdesi (6) sabitlenir. Yani hareketli halden durgun hale getirilir. Bu sayede motor mili ve dişlisinden gelen hareketin yönü; dengeleme dişlilerinin (8) kendi etrafında dönebilmesinden dolayı, şanzıman miline (9) ters yönde dönecek şekilde iletilir. Mile tahrik momentinin aktarılması sonucu olarak, traktörün hız ve takviye dişlileri sayesinde istenilen hızda geriye doğru hareketi sağlanmış olur.

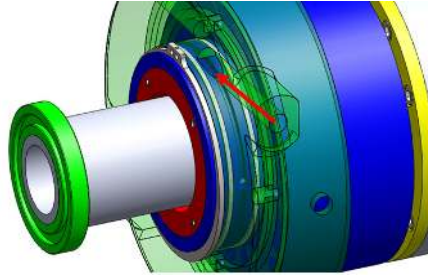


Şekil 1.4 Sistemin geri hareketi

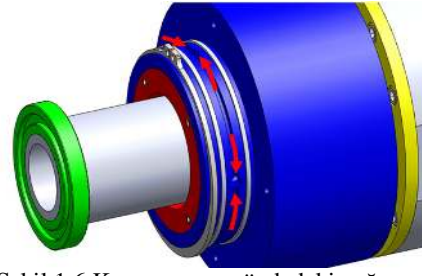
Traktörün boşta çalıştırılması istendiğinde ise, ileri geri kumanda kolu boş konumuna alınarak, iki kavramanın da devre dışı bırakılması sağlanır. Yani dişli gövdesi (6) tamamen serbest bırakılır. Bu durumda motor milinden hareket geldiğinde dişli gövdesi şanzıman mili etrafında avare olarak döner. Bu dönme hareketi sırasında dengeleme dişlileri de kendi etrafında serbest olarak döndüğü için traktörün direnç momentlerini yenerek taşıtı harekete geçirebilecek bir güç oluşmaz.

1.2 Sistemi Oluşturan Elemanlar ve Görevleri

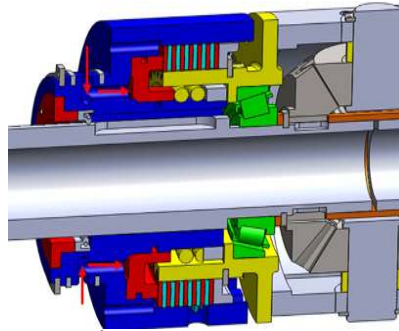
Traktörün vites takılıp ileri geri kolunun ileri konuma alınmasıyla beraber motordan gelen tahrik momenti, volan ve debriyaj kompleksi yardımıyla debriyaj miline (motor mili) (1) gelir. Kavrama ana gövdesine (2) montajı yapılmış olan motor milinin dönmesiyle beraber, kavrama ana gövdesi de tahrik momentini hareket elemanlarına iletmek için dönmeye başlar. Bu sırada, valften yollanan yüksek basınçlı yağ, yağlama bileziğinden geçerek (Şekil 1.5), kavrama ana gövdesinde bulunan yağ kanalını tamamen doldurur (Şekil 1.6). Daha sonra ise kavrama ana gövdesinin iç kısmına doğru dört ayrı noktadan yüksek basınçlı yağ iç kısma iletilir (Şekil 1.7).



Şekil 1.5 Yağlama bileziğine yağın girişi



Şekil 1.6 Kavrama ana gövdedeki yağın dolaşımı

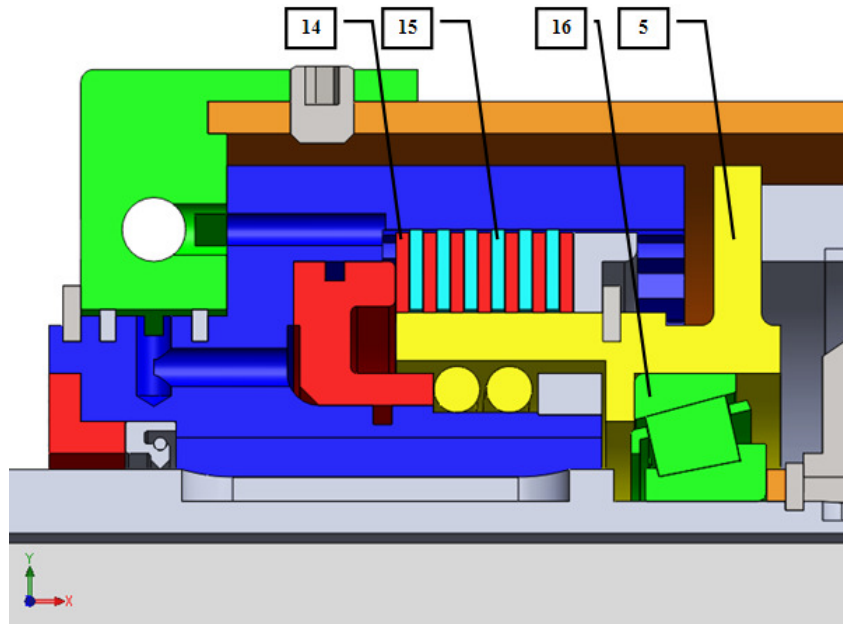


Şekil 1.7 İleri hareketi sağlayan kavrama

Basınç kanalından geçen yağın basıncı, 2 bara ulaştığında pistonu (4) ittirmesiyle beraber, yay (13) sıkışmaya başlar. Yay, ileri hareket kesilip geri hareket başladığında, ileri kavrama grubuna gelen yağ kesilip geri kavrama grubuna verileceği için, pistonun eski konumunu almasını sağlamak için tasarlanmıştır.

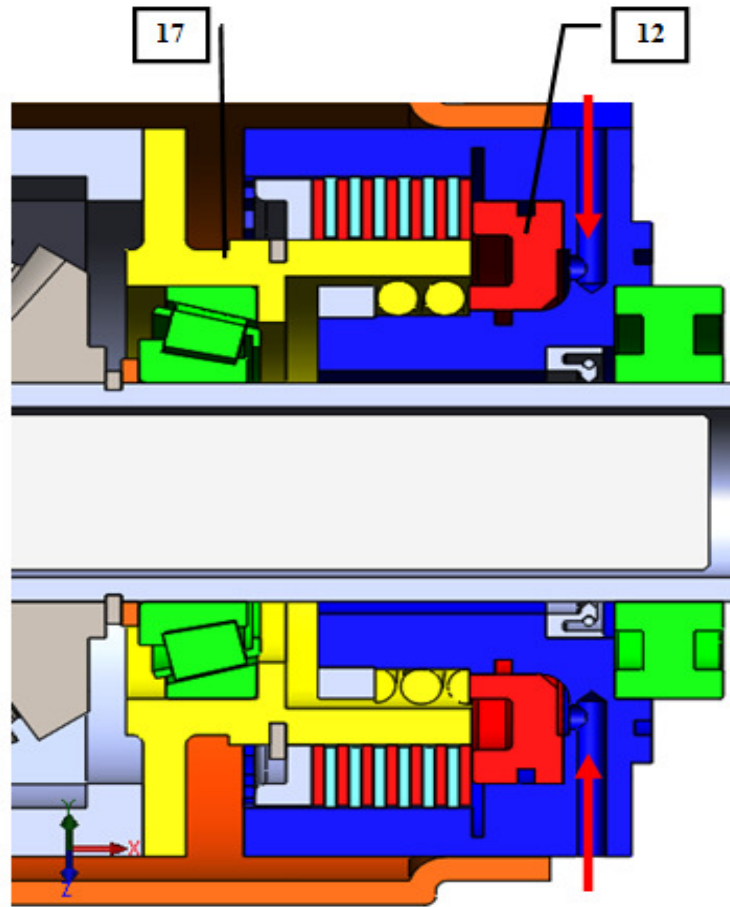
Yüksek basınçlı yağ, yayla beraber kavrama ana gövde içerisinde bulunan 7 adet balatayı (14), 6 adet diski (15) sıkıştırmaya başlar. Yağ basıncı 15 bara ulaştığında ise tüm balatalar, yay ve diskler sıkışmış halde olup, kavrama ana gövdeden gelen tahrik momentini gövde bağlantı parçasına (5) aktarırlar. Kavrama ana gövdeden tahrik momenti aktarımı, disklerin dış çapına açılmış olan ve ana gövdenin iç yüzeyindeki dişlere geçen dişlerle sağlanır. Balatalar ve diskler arasında meydana gelen sürtünme sayesinde tahrik momentini alan balatalar, iç çaplarında bulunan dişler sayesinde iletimi gövde bağlantı parçasına yapar.

Gövde bağlantı parçası (5), motor miline (1) konik makaralı rulmanla (16) beraber montajlanmıştır. Bu sayede rulmanın iç bileziği motor miliyle aynı yönde dönerken, dış bileziği gövde bağlantı parçasıyla birlikte ters yönde dönebilir. Gövde bağlantı parçasından, şanzıman dişli ve miline aktarım ise, gövde bağlantı parçasının civatalar ile bağlı olduğu dişli gövdesi sayesinde yapılır.



Şekil 1.8 İleri hareketi sağlayan kavrama grubu elemanları

İleri geri kolu, geri konumuna alınıp traktörün geri gitmesi istendiğinde ise, selenoid valfte değişen yağ akış yönüyle birlikte yağ, rekor sisteminden geri kavrama grubuna gelir. Basınç kanalından (Şekil 1.9) geçen yağ, ileri kavrama grubunda olduğu gibi pistonu (12) iter. Pistonun etkisiyle sıkışmaya başlayan balata, disk ve yay grubu, gövde bağlantı parçasını (17) kilitleyerek dişli gövdesinin hareketli halden sabit hale geçmesi sağlanır. Böylece diferansiyel kutusu sayesinde motor milinden gelen tahrik momenti şanzıman miline ters yönde iletir ve geri yönde gitme hareketi gerçekleşir.



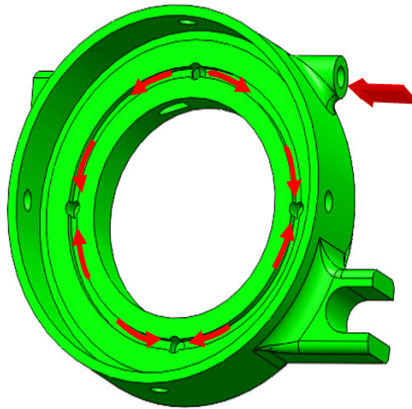
Şekil 1.9 Geri hareketi sağlayan kavrama grubu

1.3 Sistemin Yağlanması ve Soğutulması

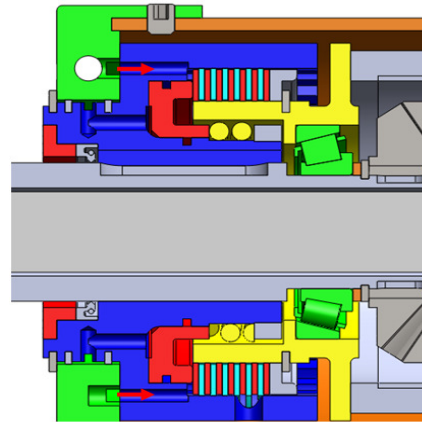
Soğutma sistemi uygun debide ve sıcaklıktaki yağı sisteme sağlamak durumundadır. Tekrarlı ileri geri hareketler esnasında yağ sıcaklığı artma meyili gösterecektir. Soğutma sistemi tasarımı bu tür ısı yüklemeleri karşısında verimli çalışabilecek şekilde gerçekleştirilmelidir.

Tasarımda hidrolik, balatalara açılan yağlama kanalları ile sistemin defalarca kullanımında dahi yağlama yapılmaktadır. Böylece aşırı ısınma ve aşınmaların önüne geçilmesi düşünülmektedir. Sistem içinde ısınan yağ, bir yağ soğutucu ile soğutularak sistemin stabilitesi sağlanır. İleri – geri özelliğini sağlamak üzere tasarlanan valf bloğu, ileri geri hareketini sağlamanın yanı sıra kavrama özelliği ve balataları yağlama özelliğini de sağlar. Böylece tek bir modüler valf ile ihtiyaç duyulan tüm özelliklere sahip olunmaktadır.

Tasarımda, sistemin soğutulabilmesini sağlamak amacıyla iki yerden yağ girişi ve bir yerden ise yağ çıkışı düşünülmüştür. Soğutma yağının girişlerinden bir tanesi, ileri kavrama grubunda bulunan balatalara yağlama bileziği ile sağlanmaktadır. Yağlama bileziğindeki yağlama girişinden giren soğutma yağı, önce bilezik üzerindeki yağ kanalını doldurur (Şekil 1.10). Dolan yağ buradan ileri yön kavrama ana gövdesinin içindeki yağ kanallarına girer (Şekil 1.11). Böylece yağ kanalları vasıtasıyla ileri kavrama grubundaki balatalar ve diskler yağlanmış olur.

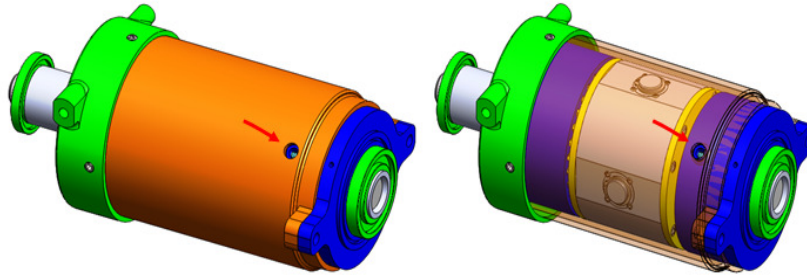


Şekil 1.10 Yağlama bileziğindeki yağ dolaşımı

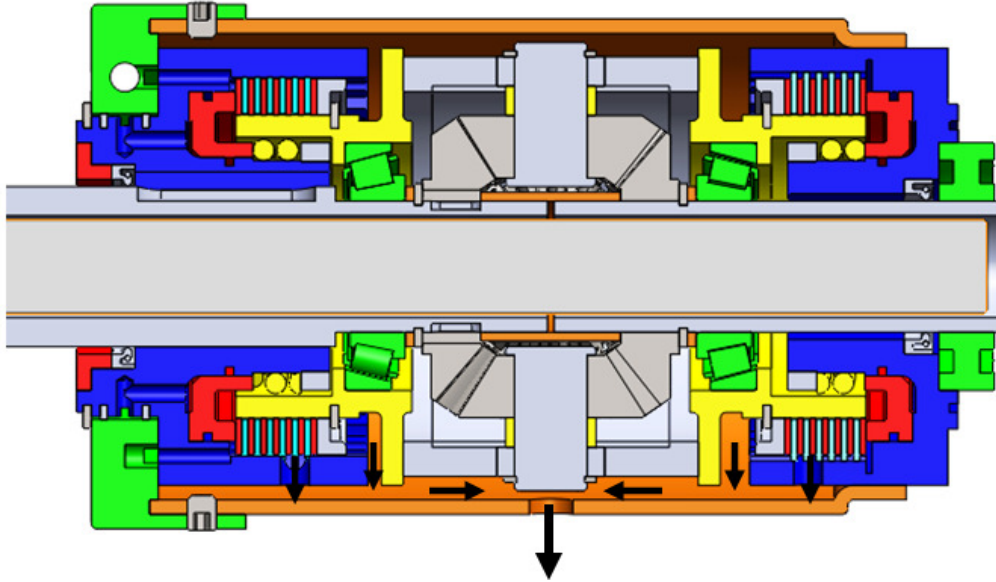


Şekil 1.11 Kavrama ana gövdesine yağ girişi

Soğutma yağının girişlerinden bir diğeri ise, geri kavrama gurubunda bulunan ana gövdeye açılmış bir kanaldır. Balatalara ve disklerle bu kanaldan doğrudan soğutma yağı tatbik edilmektedir (Şekil 1.12). Sisteme iki girişten de tatbik edilen yağ, balata ve disklerdeki sirkülasyonunu tamamladıktan sonra kavrama ana gövdelerindeki çıkış deliklerinden çıkarak yağ kovanının taban kısmında toplanır. Burada toplanan yağ, valf yardımıyla sistemden tamamen çıkarılarak sistemdeki soğutma görevini gerçekleştirmiş olur (Şekil 1.13).



Şekil 1.12 Geri kavrama grubuna yağ girişi

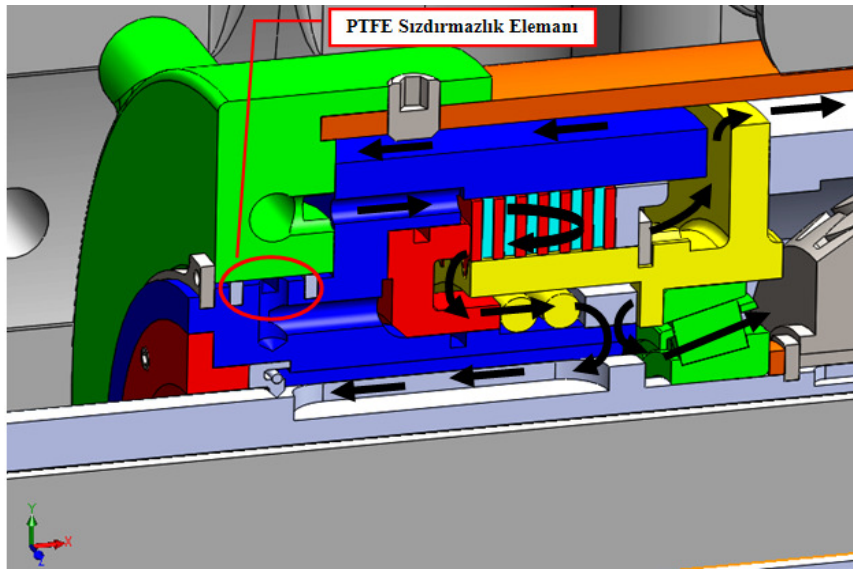


Şekil 1.13 Sistemdeki yağ tahliyesi

1.4 Tasarımdaki Sızdırmazlık Önlemleri

Sistemin verimli çalışmasını sağlayan diğer önemli bir faktör ise sızdırmazlıktır. Sistemi soğutmak ve kavramaları devreye sokmak için sisteme farklı basınçlarda yağ tatbik edilmektedir. Yapılan tasarımda sistemden yağ kaçağının olmaması gerekmektedir. Çünkü motordan hareketi alan debriyaj, kuru sürtünmeli bir kavramadır. Çalışması sırasında debriyaj diskine herhangi bir yağ kaçağının etkisi taşıtın performansını olumsuz şekilde etkiler.

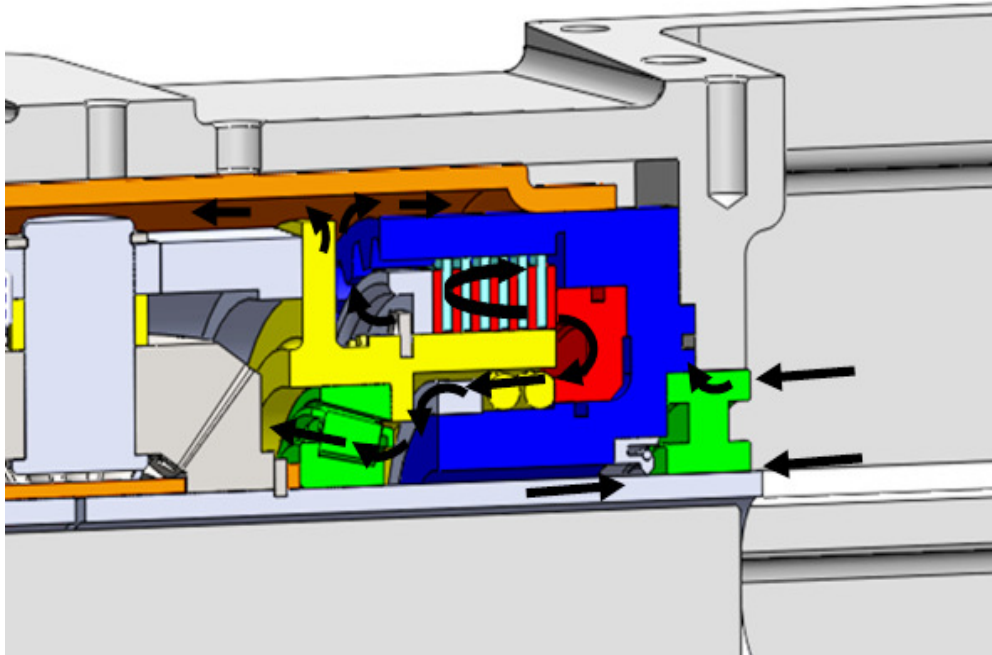
Aşağıdaki resimde ileri kavrama grubundaki yağın sirkülasyonu gösterilmiştir. Tasarımda ileri kavrama grubu, debriyaja en yakın olan kısımdır. Bu grupta debriyaja motor milinden bir yağ sızıntı olmaması için aşağıdaki resimde görüldüğü gibi mil ile kavrama ana gövde arasında bir döner mil keçesi kullanılmıştır. Bu keçe mil ve gövde ile bir bütün halde dönmektedir. Sadece mil ekseninde oluşabilecek yağ sızıntısına karşı direnç göstermektedir. Burada oluşabilecek diğer bir yağ kaçağı ise yağlama bileziği ile kavrama ana gövde arasındadır. Çünkü sistemin çalışması sırasında ana gövde hareketli, yağlama bileziği ise sabittir. Çalışma sırasında yağ bileziğinden, yüksek basınçlı hidrolik yağı kavrama ana gövdesine geçmektedir. Bu iki parçanın birleşim yerinde oluşabilecek yağ kaçağı ise PTFE sızdırmazlık elemanları ile önlenmektedir.



Şekil 1.14 İleri kavrama grubu yağ dolaşımı

Sızdırmazlık önlemlerinin alındığı powershuttle sisteminin diğer bir kısmı ise, şanzıman duvarıyla bağlı olduğu kısımdır. Şanzıman gövdesinin diğer tarafında bulunan transmisyon dişlileri, yağ içinde çalışmaktadır. Çalışma sırasında transmisyon dişlilerinin bulunduğu kısımdan yağ geçişinin önlenmesi tasarım için önemli bir kriterdir. Kısacası şanzıman gövdesi içinde transmisyon dişlilerinin bulunduğu bölümden; powershuttle sisteminin bulunduğu bölüme hiçbir şekilde yağ geçmemelidir. Şekil 1.15’ de görüldüğü gibi geri hareketi sağlayan kavrama grubu şanzıman duvarına sabitlenmiştir. Sistemin içindeki dolaşan yağ, burada kavrama ana gövde ile şanzıman milinin arasındaki boşluktan kaçmak isteyecektir. Tasarımda bu boşluğa döner mil keçesi konularak buradaki sızdırma problemi önlenmiştir.

Transmisyon dişlilerini yağlayan yağ ise sistemin bulunduğu şanzıman gövdesi bölümüne gelmek isteyecektir. Burada bir tane daha sızdırmazlık önlemi alınması gerekmektedir. Bunun için tasarımda kavrama ana gövdesi ile şanzıman gövdesinin birleştiği yüzeylerde o ring uygulaması yapılmıştır. Böylece sistem tamamen dış ortama karşı izole edilmiş ve transmisyon dişlilerinde gelebilecek yağ kaçağı da önlenmiştir.



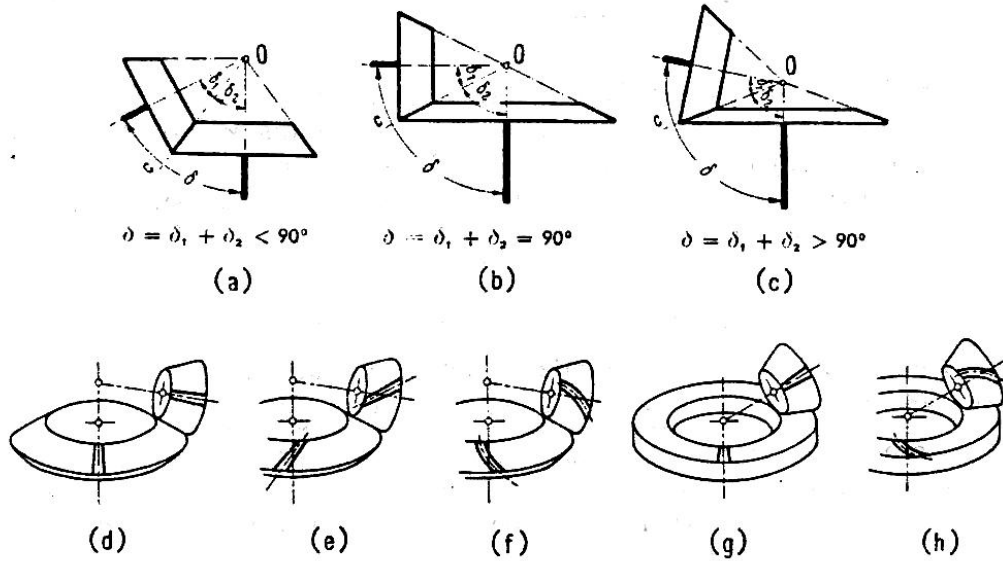
Şekil 1.15 Geri kavrama grubu yağ dolaşımı

BÖLÜM İKİ

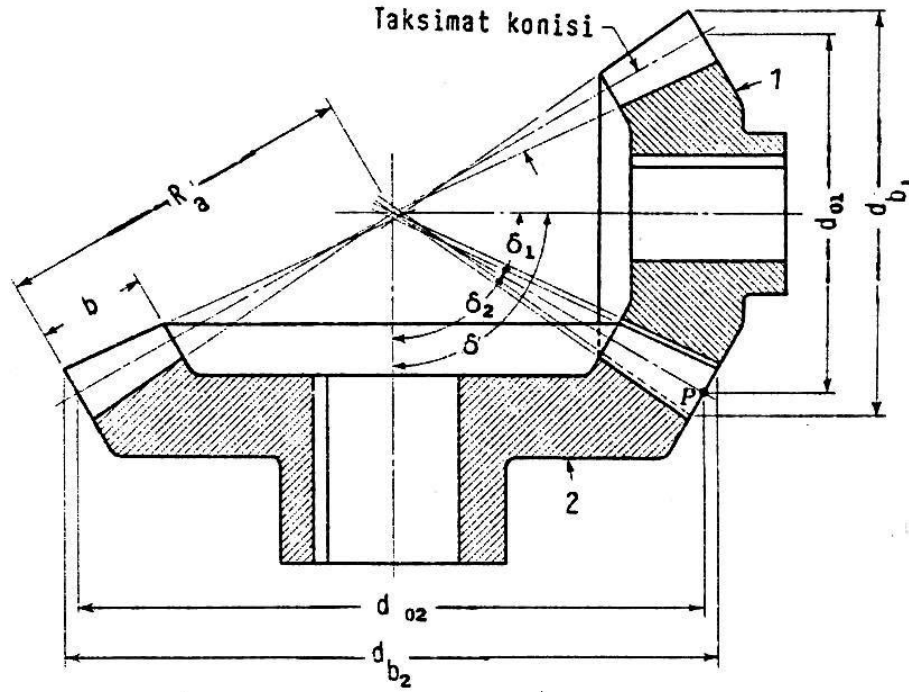
KONİK DİŞLİ ÇARK MEKANİZMASI

2.1 Genel İfadeler ve Özellikleri

Eksenleri ile kesişen iki mil arasında güç ve hareketi sabit bir çevrim oranı ile ileten konik dişli çark mekanizmaları, dönme sırasında birbirini üzerinde kaymaksızın yuvarlanan iki koniye sahiptirler (Şekil 2.1). Konilerin tepeleri, 0 kesişme noktasında çakışmaktadır. Kesişme açısı $\delta < 90^\circ$ (a); $\delta = 90^\circ$ (b); ve $\delta > 90^\circ$ (c) olabilir; ancak pratikte en çok rastlanan hal $\delta = 90^\circ$ olması halidir. Dişlilerin, koniğin genişlik boyunca şekline göre: düz (d), helisel (e) ve eğrisel (f) konik dişli çarkları vardır. Ayrıca yarı koni açısı $\delta_{O2} = 90^\circ$ olan ve plan dişlisi denilen, düz (g) ve eğrisel (h) plan dişli mekanizması vardır. (Akkurt, 2005).



Şekil 2.1 Konik dişli çarklar (Akkurt, 2005)



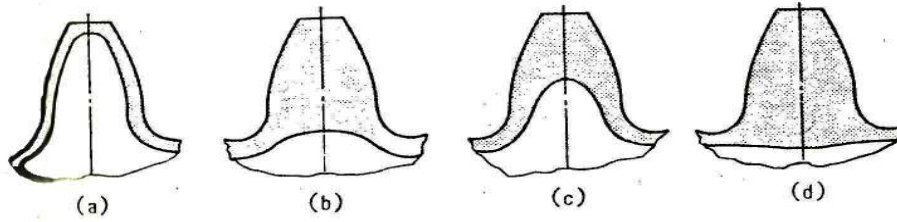
Şekil 2.2 Konik dişli çark mekanizması (Akkurt, 2005)

2.2 Dişli Çark Malzemeleri ve Seçimi

Dişli çarkların mukavemet ve yüzey basıncı bakımından yük taşıma kabiliyetlerini geniş ölçüde etkileyen önemli bir faktör malzemedir. Genellikle güç ileten dişliler çelikten; hassas cihaz alanında olduğu gibi yalnız devir ileten dişli çarklar bronz, naylon, teflon ve sinterlenmiş malzemelerden yapılır. Önemsiz ve çok düşük hızlarda çalışan dişli çarklar dökme demirden de imal edilir. (Akkurt, 2005).

Çelikler, birim hacme göre en büyük yük taşıma kabiliyetine ve birim ağırlığı göre en düşük maliyete sahip olduklarından, dişli çarkların imalatında en çok kullanılan malzemelerdir. Pratikte karbonlu ve alaşımlı çelikler olmak üzere birçok çelik çeşidi kullanılmaktadır. Bunlardan bazıları DIN standardına göre Tablo 2.1 'de verilmiştir. Çeliklerin seçilmesi kopma ve bilhassa buna bağlı olan yorulma mukavemeti ve uygulanacak ısıtılma işleme göre yapılır. Son zamanlarda dişli çarkların imalatında naylon (polyamid 6) ve teflon gibi plastik malzemeler kullanılmaktadır. Büyük bir sönümlenme kabiliyetine sahip olan bu malzemeler sessiz çalışma istenilen yerlerde kullanılmaktadır. (Akkurt, 2005).

Dişli çarkların dişleri hakkında yük taşıma bakımından, iç kısmının eğilmeye ve diş kısmının pitting korozyonuna da dayanıklı olması istenir. Bu koşullar yüzey sertleştirme ile gerçekleştirilir. Bu nedenle dişli çarklarda ısıtıl işlem önemli bir rol oynar. Dişli çarkların yüzey sertleştirilmesinde kullanılan yöntemler sementasyon, endüksiyon, alev ve nitrürleme ile sertleştirilmedir. (Akkurt, 2005).



Şekil 2.3 Dişlerin sertleştirilmesi (Akkurt, 2005)

Sementasyon işlemi için karbon miktarı %0,1 ile %0,2 (%0,25) arasında olan çelikler seçilir. Bütün yüzey sertleştirme işlemlerinde olduğu gibi burada da önemli olan kriter yüzey sertliği ve sertleştirilen tabakanın kalınlığıdır. Sementasyon sertleştirme sıvı (tuz banyosu), gaz ve kömür tozu (katı) ile yapılabilir.

Sertleştirme işleminin çok kısa bir zaman sürecinde gerçekleştiği **endüksiyon** ile yüzey sertleştirme yönteminde, dişlerdeki yüzey sertleşme durumu (Şekil 2.3 b,c) sertleştirme yöntemine bağlıdır. Bu bakımdan dişin iç kısmı tamamen sertleşebilir ve bu durumda dişler, darbeler karşısında çok çabuk kırılır. Kullanılacak çeliğin karbon miktarının %0,4 ile %0,6 arasında olması tavsiye edilir. (Akkurt, 2005).

Alev ile sertleştirme endüksiyon sertleştirme'nin bir çeşididir. **Nitrürleme ile yüzey sertleştirmede**, çok sert fakat sementasyon işleminde olduğu gibi düzgün ve ince bir sertleştirilmiş tabaka elde edilir. Bu yöntem ile sertleştirilen tabakanın çok ince olması, sonraki mekanik işlemlerde de bu tabakanın kaybolma olasılığını yaratır. (Akkurt, 2005).

Bu çalışmada dişli malzemesi olarak sementasyon çeliklerinden olan 18CrNi8 malzemesi seçilmiştir. Bu malzemenin akma gerilmesi $\sigma_{GD}^* = 500 \text{ N/mm}^2$ dir. Yüzey basıncı dayanımı ise $p_{HD} = 1630 \text{ N/mm}^2$ dir. Ayrıca dişli ısıtıl işlem olarak çekirdek

kısımında 400 HB yanak kısmında ise 650 HB sertlik değerlerinde ısıtılma işlemine tabi tutulması düşünülmüştür.

Tablo 2.1 Dişli çark malzemelerinin mekanik özellikleri (Akkurt, 2005).

Malzeme		σ_K N/mm ²	Sertlik HB		σ_{GD}^* N/mm ²	P_{HD}^* N/mm ²
Grubu	Simgesi		Çekirdek	Yanak		
Genel İmalat Çelikleri	St 50	500...600	150		190	340
	St 60	600...700	180		210(200)	400
	St 70	700...850	210		240(220)	460
İslah Çelikleri	C22	500...600	140		170	440
	C45	650...800	185		200	540
	C60	750...900	210		220	620
	34Cr4	750...900	260		260	650
	37MnSi5	700...800	230		300	640
	42CrMo4	950...1100	300		290	670
	34CrMo6	1000...1300	310		320	770
Sementasyon Çelikleri	Cr15	500...650	190	636	230	1600
	16MnCr5	800...1100	270	650	440	1630
	20MnCr5	1000...1300	360	650	480	1630
	15CrNi6	900...1200	310	650	500	1630
	18CrNi8	1200...1450	400	650	500	1630
Endüksiyon veya alevle sertleştirilmiş ıslah çelikleri	Ck45	650...800	190	560	270	1100
	34CrMo4		270	590	480	1070
	42CrMo4	950...1100	280	610	430	1360
	34CrNiMo6	1000...1300	250	590	450	1270
Nitrürleme (banyo)	Ck45	650...800	190		350	1100
	42CrMo4	950...1100	275		430	1220
Gaznitürleme	31 CrMoV9		320	700	500	
Dökme Çelikler	GS 52	520	150		150	340
	GS 60	600	175		170	420
Dökme Demirler	GG 20	200	170		50	270
	GG 25	250	200		60	310
	GG 35	350	230		80	360
Sfero Döküm	GGG 42	420	180		200	360
	GGG 60	600	250		220	490
	GGG 100	100	350		240	700
Temper Döküm	GTS 35	350...400	140		190	320
	GTS 65	650...700	235		230	460

2.3 Hesap Yöntemi İçin Gerekli Veriler

2.3.1 Çalışma Momenti

$$M_{bc} = K_0 \cdot M_b = K_0 \cdot 955 \cdot \frac{P}{n} [\text{Nm}] \quad (2.1)$$

Bağıntısı ile tayin edilir. Burada K_0 değeri Tablo 2.2 'de verilen çalışma faktörüdür.

2.3.2 Çalışma Faktörü K_0

Motor ve iş makinesine bağlı olarak güç ve hareket iletim elemanlarından iletilen moment; düzgün, orta darbeli veya darbeli olabilir. Bu makinelerin çalışma tarzları, K_0 çalışma faktörü ile dikkate alınır. (Akkurt, 2005). Bu faktörün değerleri aşağıdaki cetvelde verilmiştir. Bu hesaplamada $K_0 = 1,25$ olarak alınacaktır.

Tablo 2.2 K_0 çalışma faktörünün değerleri (Akkurt, 2005)

İş Makinesi (Yük ifadesi ile)	Motorun Cinsi		
	Elektrik veya Türbin	Çok Silindirli İçten Yanmalı	Tek Silindirli İçten Yanmalı
Düzgün	1,00	1,25	1,5
Orta Darbeli	1,25	1,50	1,75
Ağır Darbeli	1,75	2,00	2,25
Düzgün ifadesi: santrifüj pompalar, sıvı karıştırıcı;			
Orta darbeli ifadesi: körüklü pompalar, katı ve yarı katı karıştırıcılar, banth konveyörler;			
Ağır darbeli ifadesi: haddeleme, presleme, değirmenler gibi makineler için geçerlidir.			

2.3.3 Diş Sayısı z_1

Diş sayısı z_1 , dişli çark mekanizmasının tüm boyutu, alt kesilme, kavrama oranı ve verim olmak üzere dört hususa bağlı olarak seçilir. Bu dört hususu bağdaştıran en uygun çözüm diş sayısını $z_1 = 16 \dots 20$ olarak seçmektir. Verim ve düzgün çalışma önemli ise, genel maksatlar için kullanılan dişlilerde $z_1 = 20 \dots 26$ seçilebilir. Pinyon

dişlinin z_1 diş sayısı seçildikten sonra diğer dişli çarkın diş sayısı $z_2 = i_{12} \cdot z_1$ bağıntısı ile hesaplanır. (Akkurt, 2005). $z_1=25$ diş ve $z_2=17$ diş olarak seçilmiştir.

2.3.4 Genişlik Faktörü ϕ_M

ϕ_M , dişli çarkın yük taşıma kabiliyetini, yük dağılımını ve işleme kabiliyetini etkiler. Teorik olarak ϕ_M ve buna bağlı olan dişlinin b genişliği arttıkça dişli çarkın yük taşıma kabiliyeti büyür. Ancak b diş genişliği büyük olduğu durumda, gerek millerin deformasyonları ve gerekse işleme hatalarından dolayı yükün bir tarafa yığılmasına ve buna bağlı olarak köşe kırılmalarına yol açar. (Akkurt, 2005). Bu faktörler göz önüne alınarak bu tasarım için kullanılan dişli çark da genişlik faktörü; $\phi_M = b/m = 8$ alınmıştır.

2.3.5 Dinamik Faktör K_V

K_V genellikle taksimat ve profil hatalarına, çevre hızına, dönen sistemlerin rijitliğine, birim genişliğe gelen kuvvet F_T/b 'ye ve dişlerin rijidliğine bağlıdır. Dinamik faktörün değerinin bütün bu etkenlere bağlı olarak verilmesine olanak olmamakla beraber pratikte dişli çarkın kalitesine (işleme doğruluğuna) ve çevre hızlarına göre verilmektedir. (Akkurt, 2005).

Tablo 2.3 K_V dinamik faktörü (Akkurt, 2005)

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

2.3.6 K_f Form Faktörü

Tablo 2.4 Sıfır ($x = 0$) dişliler için form faktörü (Akkurt, 2005)

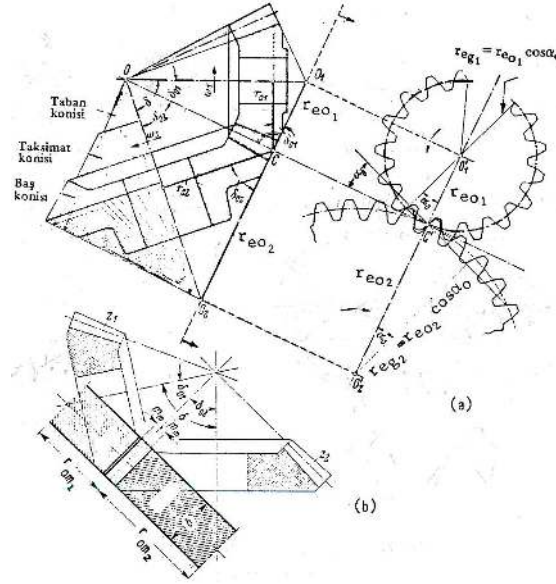
z_e	12	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
K_f	3,7	3,33	3,23	3,15	3,08	3,0	2,98	2,95	2,90	2,86	2,82	2,78	2,73	2,70
z_e	27	28	29	30	35	40	45	50	65	70	80	90	100	∞
K_f	2,67	2,64	2,62	2,60	2,51	2,45	2,41	2,37	2,29	2,28	2,25	2,23	2,21	2,20

Tablo 2.5 Dişliler için genel bilgiler

GENEL BİLGİLER	
Maksimum momenti	$M_{MAX} = 340 \text{ Nm}$
Bu momentteki devir sayısı	$n = 1500 \text{ D/d}$
Taksimat Konisi Açısı	$\delta = 90^\circ$
Birinci dişli devir sayısı	$n_1 = 1500 \text{ D/d}$
İkinci dişli devir sayısı	$n_2 = 2205 \text{ D/d}$
Birinci dişli diş sayısı	$z_1 = 25 \text{ diş}$
İkinci dişli diş sayısı	$z_2 = 17 \text{ diş}$
Çalışma Faktörü	$K_O = 1,25$
Dinamik Faktör	$K_V = 1$
Genişlik Faktörü	$\Phi_M = 8$
Dişli Malzemesi	Sertleştirilmiş 18CrNi8
Akma gerilmesi	$\sigma_{GD}^* = 500 \text{ N/mm}^2$
Yüzey basıncı dayanımı	$P_{HD} = 1630 \text{ N/mm}^2$
Emniyet Katsayısı	$S = 2$ (Mukavemet için)
	$S = 1,25$ (Yüzey Basıncı Hesabı için)

$$\begin{aligned}
 d_{e_{O1}} &= z \cdot r_{e_{O1}} = d_{O1} / \cos \delta_{O1} & d_{e_{O2}} &= z \cdot r_{e_{O2}} = d_{O2} / \cos \delta_{O2} \\
 d_{e_{O1}} &= m \cdot z_e & d_O &= m \cdot z
 \end{aligned}
 \tag{2.5}$$

gibidir. Böylece konik dişli mekanizması, Şekil 2.5 b' de gösterilen düz dişli çark mekanizmasına indirgenmiş olur.



Şekil 2.5 Konik dişli çarkların eşdeğer düz dişlisi (Akkurt, 2005)

$$z_{e1} = \frac{z_1}{\cos \delta_{O1}} = \frac{25}{\cos 55,78^\circ} \rightarrow z_{e1} = 44,45
 \tag{2.6}$$

Tablo 2.4 Sıfır ($x = 0$) dişliler için form faktörü tablosundan K_f form faktörü $z_{e1} = 44,45$ için $K_f = K_{fe1} = 2,42$ olarak seçilir.

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{GD}^*}{s} = \frac{500}{2} \rightarrow \sigma_{em} = 250 \text{ [N/mm}^2\text{]}
 \tag{2.7}$$

$$M_{bc} = \frac{M_{MAX}}{4} = \frac{340000}{4} \Rightarrow M_{bc} = 85000 \text{ [Nmm}^2\text{]}
 \tag{2.8}$$

Bulunan bu değerlere göre **ortalama modül** aşağıdaki formülle alınır.

$$m_m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{bc1}}{\phi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{em}}} \cdot K_{fe1} \cdot K_v = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 85000}{8 \cdot 25 \cdot 250}} \cdot 2,42 \cdot 1 = 2,01 \Rightarrow m_m = 3,125
 \tag{2.9}$$

NOT: Dişlinin içinden geçen milin çapı $d^{\phi}=45 \text{ mm}$ olmalıdır. Bundan dolayı bu hesaba en uygun **b** (Genişlik) değerini elde edebilmek için $m_m = 3,125$ alındı.

Diş genişliği (b) ise

$$b = \phi_m \cdot m_m = 3,125 \cdot 8 \Rightarrow b = 25 \text{ [mm]} \quad (2.10)$$

Tüm bu verilere göre **standart modül** ise

$$m = m_m + (b/z_1) \cdot \sin \delta_{O1} = 3,125 + (25/25) \cdot \sin 55,78^0 \Rightarrow m_m \cong 4 \quad (2.11)$$

2.4.3 Genişliğe Göre Kontrol

$$\text{Genişliğe göre kontrol } \phi_M = \frac{b}{m} \leq 10 \text{ ve } b \leq 0,3 \cdot R_a$$

boyutlarından en küçük değeri verene göre seçilir. Birinci hesap, mukavemet hesabında kullanılmıştır.

$$b \leq 0,3 \cdot R_a = 0,3 \cdot \frac{d_0}{2 \cdot \sin \delta_{O1}} = 0,3 \cdot \frac{m \cdot z_1}{2 \cdot \sin \delta_{O1}} = 0,3 \cdot \frac{4 \cdot 25}{2 \sin 55,78^0} = 18,14 \quad (2.12)$$

$$b \leq 18,14 \Rightarrow b = 18$$

Seçilir buna göre **ortalama modül**

$$m_m = m - (b/z_1) \cdot \sin \delta_{O1} = 4 - (18/25) \cdot \sin 55,78^0 \Rightarrow m_m \cong 3,4 \quad (2.13)$$

Bu durumda **diş gerilmeleri**

$$F_{t_1} = \frac{2 \cdot M_{bc1}}{d_{om1}} = \frac{2 \cdot 85000}{85} = 2000 \text{ [N]} \quad (2.14)$$

$$\bullet \quad \sigma_1 = \frac{F_t}{b \cdot m_m} \cdot K_{fel} \cdot K_v \leq \sigma_{em} = \frac{\sigma_{DS}^*}{s} \quad (2.15)$$

$$\bullet \quad \frac{2000}{18 \cdot 3,4} \cdot 2,42 \cdot 1 = 79 \leq \frac{500}{2} = 250 \Rightarrow \text{emniyetli}$$

2.4.4 Yüzey Basıncı Hesabı

$$K_i = \sqrt{\sqrt{i_{1,2}^2 + \frac{1}{i_{1,2}}} = \sqrt{\sqrt{0,68^2 + \frac{1}{0,68}}} = 1,18 \quad (2.16)$$

$$P_H = K_E \cdot K_\alpha \cdot K_i \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot M_{bc}}{b \cdot d_{oml}^2} \cdot K_v} = (85,7) \cdot (1,76) \cdot (1,18) \cdot \sqrt{\frac{2.8500}{25 \cdot ((3,125) \cdot 25)^2} \cdot 1} \quad (2.17)$$

$$\Rightarrow p_H = 41,27$$

$$s = \frac{p_H^*}{p_H} = \frac{163}{41,27} = 3,94 \Rightarrow \text{emniyetli} \quad (2.18)$$

2.4.5 Dişlilerin Boyutları

Koni geometrisine bağlı olarak dişlilerin boyutları genişlik boyunca değişmektedir. Neticede dişin ve dişlinin dış kısmındaki boyutları, standart boyutlar olarak alınır. Böylece standart modül m taksimat dairesi denilen dış taksimat dairesine karşılık gelmektedir. Şöyle ki, konik dişli **çarkların taksimat dairesi çapı**

$$d_{O1} = m \cdot z_1 = 4.25 = 100 [\text{mm}] \quad (2.19)$$

$$d_{O2} = m \cdot z_2 = 4.17 = 68 [\text{mm}] \quad (2.20)$$

Dişlinin diş kısmına göre tarif edilen taksimat dairesinden başka, hesap bakımından önemli olan ve genişliğinin ortalama değerine göre $(b/2)$ ifade edilen **ortalama taksimat dairesi çapı** vardır. Bu dairenin çapı

$$d_{OM1} = m_m \cdot z_1 = 3,125.25 = 78,125 [\text{mm}] \quad (2.21)$$

$$d_{OM2} = m_m \cdot z_2 = 3,125.17 = 53,125 [\text{mm}] \quad (2.22)$$

Konik dişlileri karakterize eden diğer bir faktör, **taksimat konisi uzunluğu R_a**

$$R_a = \frac{d_{O1}}{2 \cdot \sin \delta_{O1}} = \frac{100}{2 \cdot \sin 55,78^\circ} = 60,46 [\text{mm}] \quad (2.23)$$

Konik dişli çarkların imalat bakımından önemli olan **taban açısı (Diş dibi açısı) X_T** ve **baş açısı (Diş başı açısı) X_B** 'dir. Bu açılar dişin h_t taban derinliğine ve h_b baş yüksekliğine bağlıdır.

$$\left. \begin{array}{l} h_b = m \\ h_t = 1,2 \cdot m \end{array} \right\} \text{standart} \quad (2.24)$$

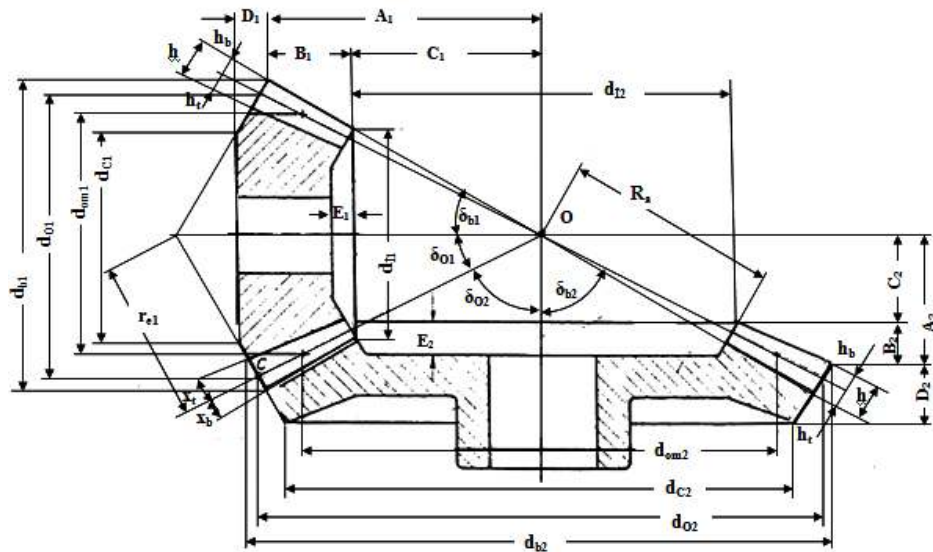
$$\tan x_b = \frac{h_b}{R_a} = \frac{m}{R_a} = \frac{4}{60,46} \Rightarrow x_b = 3,78^\circ \quad (2.25)$$

$$\tan x_t = \frac{h_t}{R_a} = \frac{1,2 \cdot m}{R_a} = \frac{1,2 \cdot 4}{60,46} \Rightarrow x_t = 4,53^\circ \quad (2.26)$$

Baş konisi yarı açıları δ_{b1} ve δ_{b2} ise

$$\begin{aligned} \delta_{b1} &= \delta_{O1} + x_b = 55,78 + 3,78 = 59,56^\circ \\ \delta_{b2} &= \delta_{O2} + x_b = 34,22 + 3,78 = 38^\circ \end{aligned} \quad (2.27)$$

2.4.6 Dişlilerin İmalat Boyutları



Şekil 2.6 Konik dişli çark mekanizması (Akkurt, 2005)

Diş genişliği iz düşümleri

$$B_1 = b \cdot \frac{\cos \delta_{b1}}{\cos x_{b1}} = 25 \cdot \frac{\cos 59,56^\circ}{\cos 3,78^\circ} = 12,69 \text{ [mm]} \quad (2.28)$$

$$B_2 = b \cdot \frac{\cos \delta_{b2}}{\cos x_{b2}} = 25 \cdot \frac{\cos 38^\circ}{\cos 3,78^\circ} = 19,74 \text{ [mm]} \quad (2.29)$$

Diş koniği iz düşümleri

$$D_1 = h_b \cdot \sin \delta_{O1} = 4 \cdot \sin 55,78^\circ = 3,3 \text{ [mm]} \quad (2.30)$$

$$D_2 = h_b \cdot \sin \delta_{O2} = 4 \cdot \sin 34,22^\circ = 2,24 \text{ [mm]} \quad (2.31)$$

İç konilere ait baş dairelerinin çapları

$$d_{i1} = d_{b1} - 2 \cdot \frac{b \cdot \sin \delta_{b1}}{\cos x_{b1}} = \overbrace{(d_{O1} + 2 \cdot h_b \cdot \cos \delta_{O2})}^{\text{Baş daire çapı}} - 2 \cdot \frac{b \cdot \sin \delta_{b1}}{\cos x_{b1}} = 61,29 \text{ [mm]} \quad (2.32)$$

$$d_{i2} = d_{b2} - 2 \cdot \frac{b \cdot \sin \delta_{b2}}{\cos x_{b2}} = (d_{O2} + 2 \cdot h_b \cdot \cos \delta_{O2}) - 2 \cdot \frac{b \cdot \sin \delta_{b2}}{\cos x_{b2}} = 43,76 \text{ [mm]} \quad (2.33)$$

İç koninin yüksekliği

$$C_1 = \frac{d_{i1}}{2 \cdot \tan \delta_{b1}} = \frac{61,29}{2 \cdot \tan 59,56^\circ} = 18 \text{ [mm]} \quad (2.34)$$

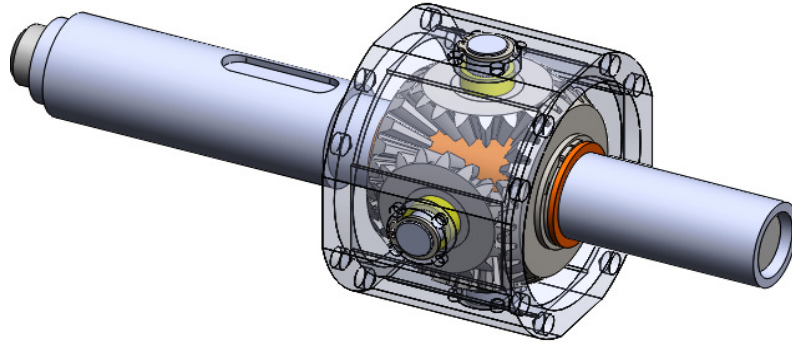
$$C_2 = \frac{d_{i2}}{2 \cdot \tan \delta_{b2}} = \frac{43,76}{2 \cdot \tan 38^\circ} = 28 \text{ [mm]} \quad (2.35)$$

Tepe mesafeleri

$$A_1 = B_1 + C_1 = 12,69 + 18 = 30,69 \text{ [mm]} \quad (2.36)$$

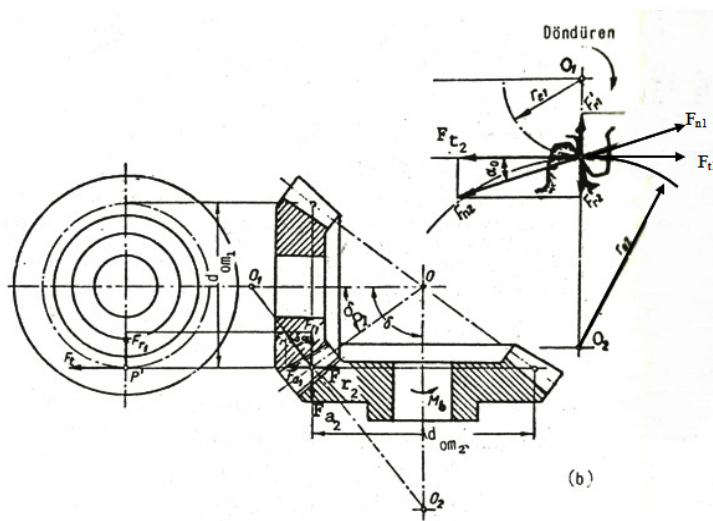
$$A_2 = B_2 + C_2 = 19,74 + 28 = 47,74 \text{ [mm]} \quad (2.37)$$

2.4.7 Dişlilere Gelen Kuvvetler

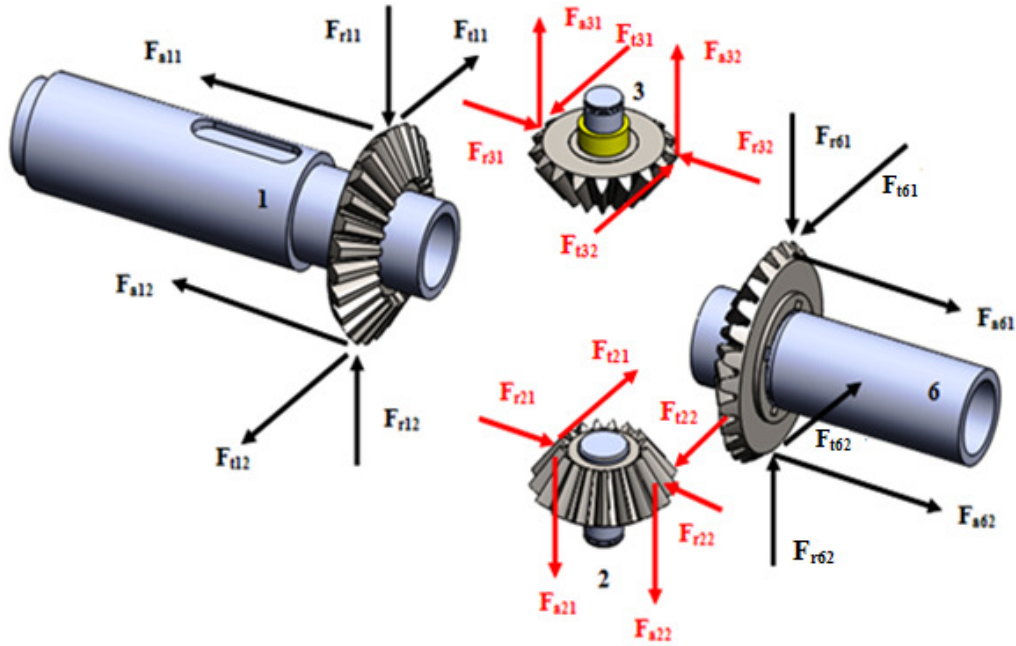


Şekil 2.7 Konik dişli sistemi

Konik dişlilerde silindirik düz dişlilerde tayin edilmiş olan ilkeler uygulanır. Ancak konik dişlilerde kuvvetin uygulandığı düzlem, dişlinin ortalama düzlemi olarak kabul edilir (Şekil 2.8). Bu düzleme karşılık gelen eşdeğer düz dişlide (Şekil 2.8 a), silindirik düz dişlilerde olduğu gibi diş kuvveti $F_n = F_{n1} = F_{n2}$, teğetsel (F_T) ve radyal (F_R) bileşenlerine ayrılabilir. Esas konik dişli düzleminde (Şekil 2.8 b) F_T kuvvetinin pinyon dişliye göre radyal (F_R) ve eksenel (F_A) bileşenleri vardır. Burada dikkat edilecek husus, pinyon dişliye ait radyal kuvvet çarka eksenel kuvvet; pinyon dişliye ait eksenel kuvvet, çarka radyal kuvvet olarak tesir eder. (Akkurt, 2005).



Şekil 2.8 Konik dişlilerde kuvvetlerin durumu (Akkurt, 2005)



Şekil 2.9 Konik dişlilerde kuvvetlerin oluşumu

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{bc1}}{d_{om1}} = \frac{2.85000}{78,125} = 2176 \text{ [N]} \quad (2.38)$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \tan \alpha_0 \cdot \sin \delta_{O1} = 2176 \cdot \tan 20^\circ \cdot \sin 55,78^\circ = 655 \text{ [N]} \quad (2.39)$$

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \tan \alpha_0 \cdot \cos \delta_{O1} = 2176 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 55,78^\circ = 445,3 \text{ [N]} \quad (2.40)$$

Pinyon dişlide oluşan kuvvetlerin vektörel toplamı

$$\sum F_{t1} = \vec{F}_{t11} + \vec{F}_{t12} + \vec{F}_{t13} + \vec{F}_{t14} = 2176 \text{ [N]} \quad (2.41)$$

$$\sum \vec{F}_{a1} = \vec{F}_{a11} + \vec{F}_{a12} + \vec{F}_{a13} + \vec{F}_{a14} = 655.4 = 2620 \text{ [N]} \quad (2.42)$$

$$\sum \vec{F}_{r1} = \vec{F}_{r11} + \vec{F}_{r12} + \vec{F}_{r13} + \vec{F}_{r14} = 0 \text{ [N]} \quad (2.43)$$

$$\Rightarrow \vec{F}_{a1} = \vec{F}_{a6} = 2620 \text{ [N]}$$

$$\Rightarrow \vec{F}_{r1} = \vec{F}_{r6} = 0 \text{ [N]}$$

Dengeleme dişlileri (2, 3, 4 ve 5 nolu dişliler)

$$\sum \vec{F}_{a2} = \vec{F}_{a21} + \vec{F}_{a22} = 445,3 + 445,3 = 890,6 \text{ [N]} \quad (2.44)$$

$$\sum \vec{F}_{r2} = \vec{F}_{r21} + \vec{F}_{r22} = 655 + (-655) = 0 \text{ [N]} \quad (2.45)$$

$$\sum \vec{F}_{t2} = \vec{F}_{t21} + \vec{F}_{t22} = 2176 \text{ [N]} \quad (2.46)$$

$$\Rightarrow \vec{F}_{a2} = \vec{F}_{a3} = \vec{F}_{a4} = \vec{F}_{a5} = 890 \text{ [N]}$$

$$\Rightarrow \vec{F}_{r2} = \vec{F}_{r3} = \vec{F}_{r4} = \vec{F}_{r5} = \vec{F}_r = 0 \text{ [N]}$$

Tablo 2.6 Dişli tablosu

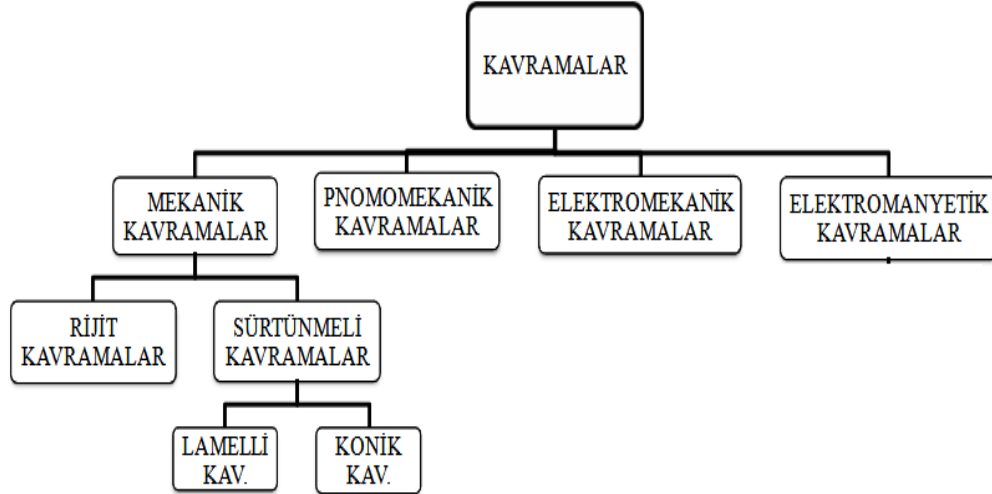
Pinyon Dişli		Düz Konik Dişli	
Diş Sayısı	$z_1=25$	Diş Sayısı	$z_2=17$
Modül	$m=4$	Modül	$m=4$
Ortalama Modül	$m_m=3,125$	Ortalama Modül	$m_m=3,125$
Taksimat Konisi Açısı	$\delta=90^0$	Taksimat Konisi Açısı	$\delta=90^0$
Taksimat Konisi Yarı Açısı	$\delta_{O1}=55,78^0$	Taksimat Konisi Yarı Açısı	$\delta_{O2}=34,22^0$
Diş Genişliği	$b=25\text{mm}$	Diş Genişliği	$b=25\text{mm}$
Taksimat Dairesi Çapı	$d^0_{O1}=100 \text{ mm}$	Taksimat Dairesi Çapı	$d^0_{O2}=68 \text{ mm}$
Ortalama Taksimat Dairesi Çapı	$d^0_{OM1}=78,125\text{mm}$	Ortalama Taksimat Dairesi Çapı	$d^0_{OM1}=53,125$
Taksimat Konisi Uzunluğu	$R_a=60,46 \text{ mm}$	Taksimat Konisi Uzunluğu	$R_a=60,46 \text{ mm}$
Diş Dibi Açısı	$X_T=4,53^0$	Diş Dibi Açısı	$X_T=4,53^0$
Diş Başı Açısı	$X_B=3,78^0$	Diş Dibi Açısı	$X_B=3,78^0$
Baş konisi yarı açısı	$\delta_{b1}=59,56^0$	Baş konisi yarı açısı	$\delta_{b2}=38^0$
Malzeme	18CrNi8	Malzeme	18CrNi8
Referans Profili	DIN 867 $\alpha_0 = 20^0$	Referans Profili	DIN 867 $\alpha_0 = 20^0$

BÖLÜM ÜÇ

HİDROLİK KUMANDALI LAMELLİ KAVRAMAR

3.1 Kavramalar Hakkında Genel Bilgi

Kavramalar, farklı hızlarda çalışan iki mil sistemini istenildiği zaman bağlayan ve istenildiği zaman ayıran veya her iki mil sistemini aynı hıza getire elemanlardır. İrtibat mekanik veya elektromanyetik bir olaya dayanılarak gerçekleştirilebilir. Buna bağlı olarak mekanik veya elektromanyetik kavramalar mevcuttur. Mekanik kavramalarda irtibat, basit bir kinematik harekete bağlı olarak rijit elemanlar arasında temas veya sürtünme yoluyla sağlanır. Buna göre mekanik kavramalar *rijit ve sürtünmeli* olmak üzere iki gruba ayrılabilir. Bunda başka irtibat mekanik olmakla beraber kavramanın kumanda sistemi tamamen mekanik, pnömatik veya elektromanyetik olabilir. Bu kavramalardan yukarıda gösterilen herhangi bir prensibe bağlı olarak kedi kendine devreye giren otomatik kavramalar vardır. (Akkurt, 1998).



Şekil 3.1 Kavramaların sınıflandırılması (Belevi, 2001)

3.1.1 Sürtünmeli Kavramalar

Sürtünmeli kavramalar ilke olarak dönme hareketindeki bir parçanın (**Kavrayan**) hareketini sürtünme yolu ile ikinci parçaya (**Kavranan**) ileten makine elemanlarıdır. Bu elemanla iki halde kullanılırlar:

1. Durum; Parçalar hareketsiz iken birbirlerine sürtünme yolu ile bağlanırlar. Bu durumda pek detaylı hesaplara gerek yoktur. Yalnız fonksiyon için gerekli olan torsiyon momenti, kavramanın oluşturacağı torsiyon momentinden belirli bir moment emniyet katsayısı kadar küçük olmalıdır. (Kutay, 2011).

2. Durum; Kavrayan parça işletme devir sayısı ile çalışırken, kavranan parça devreye sokulur. Bu durumun hesabını ve konstruksiyonunu yapmak için hareketin aşamalarını inceleyelim. (Kutay, 2011).

I. Aşama: Kavrayacak parça işletme devir sayısı ($n_1=n_{i\dot{s}}$) ile dönmektedir. Kavranacak parça hareketsizdir ve devir sayısı sıfırdır ($n_2=0$). Parçalar temasızdır.

II. Aşama: Kavranacak parça her hangi bir hızda işletmeye alınabilir. Bu istek hemen gerçekleşemez. Parçalar arasında önce kaymalı sürtünme başlar ve kavranacak parça ivmelendirilir. Bu kavrayan parçanın enerji kaybına (devir sayısının düşüşüne) sebep olur ve enerjiyi ısıya dönüştürür.

III. Aşama: Kavrayan parça ile kavranan parçanın devir sayıları eşitlenmiştir ($n'_1 = n'_2$). İşlemin bu zaman kesimine devreye girme zamanı denir. Fakat bu işletme devir sayısından biraz küçüktür. İki parçanın devir sayıları işletme devir sayısına ulaşınca ($n_1=n_2=n_{i\dot{s}}$) ivme sıfırdır. Sürtünme katsayısı hareketsiz halde geçerli olan sürtünme katsayısıdır.

IV. Aşama: Şartlara veya fonksiyona göre kavranan parça istenilen anda devreden çıkarılır. Bunun işleme, fonksiyona ve kavramaya hiçbir etkisi yoktur.

Bu dört aşama ne kadar sık tekrar ederse kavrama sisteminde ısınma ve aşınma problemlerini oluşturur ve bu problemlerin çözülmesi gerekir.

Sürtünmeli kavramalar işletmeyi durdurmadan istenilen bölümü ayırmak veya tekrar bağlamak için kullanılır. Kavramanın devreye sokulması ve çıkarılması kişiye bağlı ise bu tip kavramalara "**Kumandalı kavramalar**", kendi kendine devreye girip ve de devreden çıkıyorsa (örneğin; belli bir devir sayısında), bu tip kavramalara "**Otomatik kavramalar**" denir. (Kutay, 2011).

3.1.2 Kavrama ve Balata Malzemeleri

Torsiyon momenti birbirine bastırılan kavramanın iki yüzeyinin sürtünme kuvveti ile karşılanır. Sürtünme kuvveti, sürtünme katsayısı ve yüzeyi etkileyen normal (dik) kuvvetle orantılı olduğundan; sürtünme katsayısı yüksek ve sabit olan malzemelerin kullanılması ön görülür. Böylece seçilecek malzemenin özellikleri şunlar olmalıdır;

- Sürtünme katsayısı yüksek ve sabit,
- Emniyetli yüzey basıncı yüksek,
- Aşınmaya ve ısıya dayanıklı,
- Pislik ve yağ etkisinde özelliğini kaybetmemek.

Kavramada malzeme seçimi malzeme çifti seçimiyle olur. Malzeme çifti ya **Metal/Metal** veya **Metal/Metal olmayan** malzemeler diye iki gruba ayrılır.

1.Grup; Metal/Metal malzeme grubu. Emniyetli yüksek yüzey basıncına ve aşınma mukavemetine, yüksek sıcaklığa dayanmaya, iyi ısı iletkenliğine, pislik ve yağ etkisinde özelliğini kaybetmemeye, ıslak ve yağlı ortamda çalışmalarına (yağ iyi bir soğutucudur) karşın, düşük ve sabit olmayan sürtünme katsayılarına sahiptirler ve kuru çalışmada aşınmaları oldukça büyüktür. Bu gruptaki malzemeler; çelik, çelik döküm, demir, demir döküm, sinterlenmiş bronz ve sinterlenmiş metaller.

2.Grup; Metal/Metal olmayan malzeme grubu. Sürtünme katsayıları yüksek olmalarına karşın diğer özellikleri birinci grup malzemelerden küçüktür. Kuru olarak çalışırlar. Bu gruptaki malzemeler; asbest (amyant), kösele, tahtadır. Bu malzemeler, yüksek basınç altında suni reçinelere batırılmış asbestli veya amyanlı dokumalardan yapılır ve devamlı 250 °C , kısa zamanda da 500 °C ısıya dayanıklıdır. Bu özellikteki malzemeler genelde **balata** (ara parçası) olarak kullanılır. (Kutay, 2011).

Tablo 3.1 Kavrama çifti malzeme değerleri (Kutay, 2011)

Balata	Karşıt malzeme	Sürtünme katsayısı			max Isı °C		Emn. yüzey basıncı p_{EM} N/mm ²
		Kuru	Hafif yağlı	Yağlı	Kısa zaman	Devamlı	
Reçineli amyant	St, GG	0,4...0,2	0,35...0,15	0,15...0,1	500	250	0,05...1 (8)
Metal yünlü malzeme		0,55...0,45	0,35...0,15	---	300	250	0,05...1 (8)
Deri	Metal	0,6...0,3	0,25	0,15			0,08...0,1
Çelik	Sertleşti-rilmiş St	---	---	0,1...0,03			0,7...3
Sinterlenmiş bronz		0,17...0,12	---	0,11...0,06	150	100	0,5...3
Parantez içindeki değerler hareketsiz hal için geçerlidir. Hareketsiz halde geçerli olan sürtünme katsayısı $\mu_0 = 1,25 \cdot \mu$ olarak kabul edilebilir. Emniyetli yüzey basıncı p_{EM} seçimi için aşınma ve ısı çok önemlidir. Otomobil disk freni için $p_{OTO} = (1...2) \cdot p_{EM}$ alınır.							

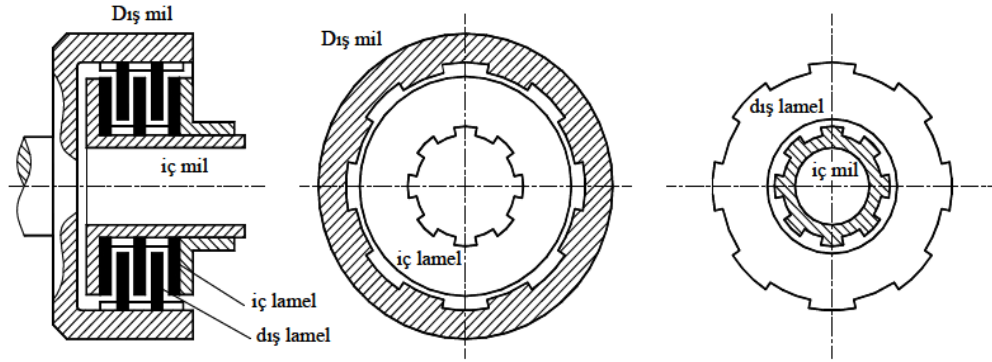
Kavramada çelik çeliğe sürtünüyorsa yüzeylerin birbirini yemesini ve aşınmasını önlemek için, yeteri kadar yağ ile çalışmaları gerekir. Sinterlenmiş bronz malzeme ile sert çelik sürtünüyorsa kuru olarak da çalışabilir. (Kutay, 2011).

Kavramanın sıcaklığı Tablo 3.1 ile verilen değerleri aşarsa sürtünme katsayısında büyük düşüş meydana gelir ve malzemenin özelliğini değiştirdiğinden aşınma kontrol edilmez hale gelir. Kavramanın fonksiyonu için gereken bası kuvveti şu yollarla kazanılır;

- Mekanik, genelde elastik yaylarla,
- Hidrolik,
- Pnömatik
- Elektrik (Elektro manyetik).

3.1.3 Lamelli Kavramalar

Düz sürtünmeli kavramalara "**Diskli kavramalar**" da denilir. Bu tip kavramaların en büyük avantajı gayet kolay ayarlanmaları ve fonksiyonlarını darbesiz yapmalarıdır. Yüzey basma kuvvetleri büyük olduğunda sürtünme alanları disk sayısı çoğaltılarak büyütülür ve yüzey basıncı azaltılır. Böylece çok diskli "**Lamelli kavramalar**" oluşur. Görüldüğü gibi diskli kavramalar çoğunlukla lamelli kavramalar olarak kullanılır. Lamelli kavramalar daha ekonomiktir. (Kutay, 2011).



Şekil 3.2 Lamelli kavrama (Kutay, 2011)

Bir lamelli kavrama Şekil 3.2 ile gösterilmiştir. İç mile bağlanan kavrama parçasının dışı kamalı veya dişli mil olarak, dış milin içi kamalı veya dişli göbek olarak işlenir. Göbekte mil arasına ardışık olarak iç ve dış lameller yerleştirilir. İç lamellerin içi kamalı veya dişli göbek, dış lamellerin dışı kamalı veya dişli mil olarak işlenir. Böyle yerleştirilen lameller sıkıştırılmadıkları durumda eksenel yönde serbest hareket eder ve bir birlerini etkilemezler. Normal olarak iç mil parçası, seçilen konstrüksiyona göre, lamelleri sıkıştıran ve eksenel yükü sürtünme fonksiyonunu oluşturan konstrüksiyonu taşır. Kavrama için lameller sıkıştırılır ve eksenel kuvvet " F_{EK} " ile fonksiyon için gerekli sürtünme momenti oluşturulur. Böylece fonksiyon momenti bir milden diğer mile iletilir. Lamelli kavramalar konik kavramalara karşın avantajları çok az yer kaplamaları, gayet yüksek devir sayısında kullanılmaları ve daha sık devreye alınabilmeleridir. (Kutay, 2011).

Tablo 3.2 Malzeme çifti (Kutay, 2011)

Çelik/Çelik, sertleştirilmiş	Yalnız ıslak veya yağlı çalışma.
Çelik/Asbest (Amyant)	Yalnız kuru çalışma. İç ve dış lameller sertleştirilmemiş. Dış lamellere asbest (amyant) balata yapıştırılmış.
Çelik/Sinterlenmiş bronz	Islak, yağlı veya kuru çalışma. Aşınmaya karşı önlem olarak dış lameller bronzla sinterlenmiş, iç lameller sertleştirilmiştir. Sinterlenmiş sürtünme yüzeylerine verilecek şekil ile torsiyon momenti ayarlanır.

3.1.4 Lamelli Kavramalarda Konstrüksiyon Önerileri

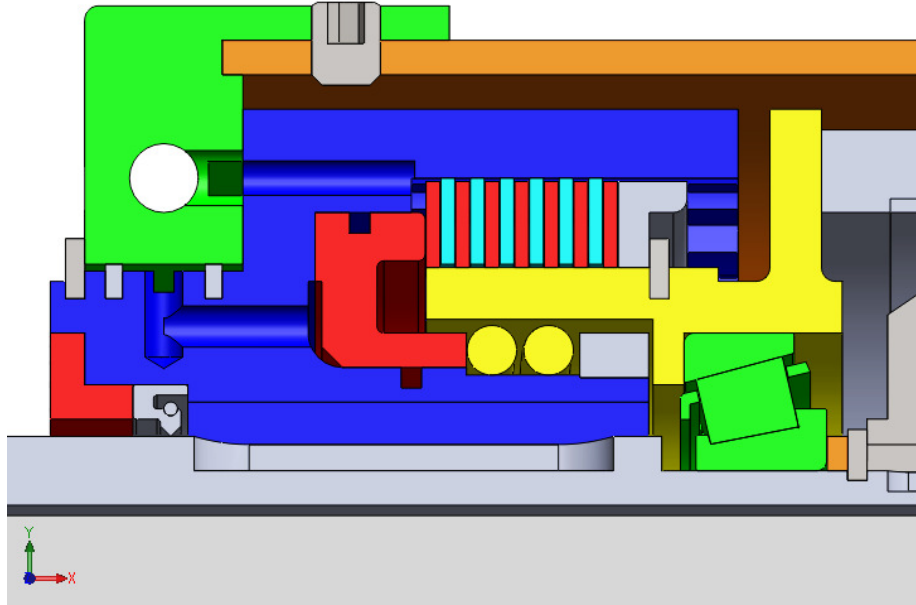
Diskli ve Lamelli kavramaların konstrüksiyonunda şu durumlar dikkate alınmalıdır.

- Sürtünmeden oluşan ısının giderilmesi için soğutma kaburgaları veya fazla ısı için yağ ile soğutma önlemleri alınmalıdır.
- Manivela ile devreye sokulan lamelli kavramalarda iç lamellerin yüzeyleri dalgalı "Sinus şekilli" yapılarak yay etkisi oluşturmali ve boşa çalışırken yapışma önlenmelidir.
- Emniyet kavramaları olarak lamelli kavramalar diğer kavrama tiplerine karşın genelde tercih edilmelidir.
- Genelde kullanıldıkları yerler; Hemen hemen her türlü makinelerde. Özellikle takım tezgahlarında, kaldırma ve taşıma makinelerinin tahriklerinde kullanılırlar. Bunun yanında inşaat makineleri, ambalajlama makineleri ve tekstil makineleri tahriklerinde de çok kullanılırlar.
- Genellikle göbeğe takılan lamel sayısına " n_{Ld} " dersek mile takılan lamel sayısı $n_{Lm} = n_{Ld} + 1$ olur. Sürtünme yüzeyi sayısı $n_{sü} = 2 \cdot n_{Ld}$ dir.
- Yağlı veya sıvılı ortamda çalışacak lamellere yapışmalarını önlemek için spiral, eğik veya çapraz hafif oluklar açılır. (Kutay, 2011).

3.2 Hidrolik Kumandalı Lamelli Kavrama Hesabı

3.2.1 Genel Hesaplama

Bu kavramaların devreye girmesi için gerekli olan kuvvet, basınçlı yağ ile elde edilmektedir. Kavrama ana gövde içinde açılan kanallardan silindire iletilerek pistonu harekete geçirir. Böylece lameller birbirine bastırılarak kavrama devreye girmiş olur. Bir vana veya ventil yardımı ile yağ tekrar yağ deposuna akması sağlanarak, yağın pistonu geri itmesi ile kavrama devreden çıkar



Şekil 3.3: Hidrolik kumandalı lamelli kavrama

Bu kavramaların ayarlanmasına gerek kalmadan lamellerde meydana gelen aşınma pistonun ilerlemesi ile sağlanır. İletilecek moment yağ basıncına bağlı olarak ayarlanabilir. Sıvı devresinde reçineleşmeyen ve viskozitesi sıcaklıkla çok az değişen ince bir yağ kullanılır.

Bu tip kavramalar; ağır takım tezgahlarının, ekskavatör gibi ağır iş makinelerinin ve gemi tornistan mekanizmalarının kumanda kavramaları olarak geniş ölçüde uygulanmaktadır. Ayrıca otomatik devrelerde de kullanılabilir.

Tablo 3.3 Genel kabuller

GENEL KABULLER		
Maksimum motor momenti		$M_{MAX}=340 \text{ Nm}$
Maksimum motor momentindeki devir sayısı		$n=1500 \text{ D/d}$
Emniyet katsayısı		$S = K_R=1,25$
Dış lamelin iç çapı		$D_i^\phi=105 \text{ mm}$
İç lamelin dış çapı		$D_d^\phi=130 \text{ mm}$
Sürtünme katsayısı (Yağda çalışma için)		$\mu=0,1$
Çalışma basıncı		$p_{em} = p_{Kbalata} = 1,3 \text{ N/mm}^2 = 13 \text{ bar}$
Kavrama malzemesi	Aşınan malzeme	Sinterlenmiş bronz
	Karşıtı	Çelik

Eksenel kuvvet

$$F_{aMAX} = \frac{\pi.(D_d^2 - D_i^2)}{4} \cdot p_{em} = \frac{\pi.(130^2 - 105^2)}{4} \cdot 1,3 \cong 6000 \text{ [N]} \quad (3.1)$$

Nominal moment (M_b) ve kavrama momenti(M_{kb})

$$M_b = M_{MAX} = 340 \text{ [Nm]} \quad (3.2)$$

$$M_{kb} = M_b \cdot s = 340 \cdot 1,25 = 425 \text{ [Nm]} \quad (3.3)$$

Temas yüzeylerinin ortalama çapı

$$D_o = \frac{(D_d + D_i)}{2} = \frac{130 + 105}{2} = 117,5 \text{ [mm]} \quad (3.4)$$

Sürtünme yüzeylerinin sayısı

$$M_{kb} = F \cdot \frac{D_o}{2} \cdot \mu \cdot z \quad (3.5)$$

$$z = \frac{2 \cdot M_{kb}}{\mu \cdot F \cdot D_o} = \frac{2.425}{0,1.6000 \cdot (117,5 \cdot 10^{-3})} \cong 12 \quad (3.6)$$

Lamel sayısı

$z = 2$. Dış Lamel Sayısı olduğundan

Dış Lamel Sayısı = 6 adet

İç Lamel Sayısı = 7 adet

3.2.2 Isınma Kontrolü

Kavramaların çalışması sırasında yüzeyler arasında oluşan sıcaklık, kavrama malzemelerinin maksimum çalışma sıcaklığını aşmaması gerekmektedir. Oluşan yüksek sıcaklık eğer sınır değeri aşarsa sürtünme katsayısında büyük bir düşme meydana gelebilir.

Kavramanın $t_c=20^0C$ 'lık bir ortam sıcaklığında, kavramaya girme süresi olarak $t_R=1sn$ 'de ve saatte $Z=10$ [1/h] defa devreye girdiği varsayılırsa (kavramanın ısı iletkenlik katsayısı $\alpha_K=8 \times 10^5$ j/m².⁰C.h); yalnız bir devreye girme işlemi ($Z=1$) esnasında meydana gelen enerji kaybı:

$$W_h = \frac{1}{2} \cdot M_K \cdot \omega \cdot t_R \cdot Z = \frac{1}{2} \cdot 340.157,07.1.13 = 347124,7 \text{ [Nm/h]} \quad (3.7)$$

$$\Rightarrow \omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 1500}{30} = 157,05 \left[\frac{1}{s} \right] \quad (3.8)$$

Sürtünme işindeki toplam ısı kaybı

$$Q_h = Z \cdot W_h = 10 \cdot (3471247) = 3471247 \text{ [Nm/h]} \quad (3.9)$$

Kavramanın ısı dengesinin var olabilmesi için $Q_h=Q_k$ olmalıdır. Buna göre

Kavramadan atılan ısı

$$Q_k = A_k \cdot \alpha_k \cdot \Delta t \quad (3.10)$$

$$\Rightarrow A_k = Z \cdot \frac{\pi \cdot (D_d^2 - D_i^2)}{4} = 13 \cdot \frac{\pi \cdot (0,130^2 - 0,105^2)}{4} = 0,06 \text{ [m}^2\text{]} \quad (3.11)$$

Isı farkı

$$\Delta t = \frac{Q_k}{A_k \cdot \alpha_k} = \frac{3471247}{0,06 \cdot 800000} = 72,3 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (3.12)$$

Kavrama Çalışma Sıcaklığı

$$\begin{aligned} \Delta t &= t_k - t_\varsigma = 72,3 = t_k - 20 \\ \Rightarrow t_k &= 92,3 \text{ [}^\circ\text{C]} \end{aligned} \quad (3.13)$$

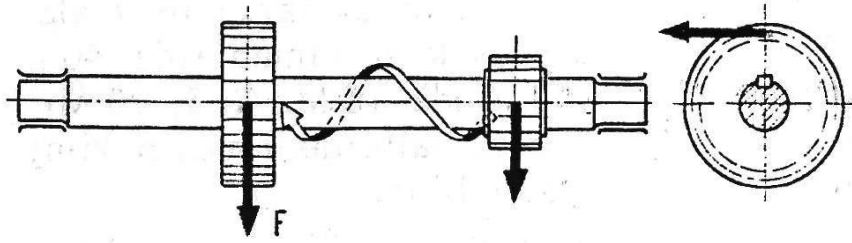
Bu çalışma sıcaklığı, kavramada kullanılan malzemelerin maksimum çalışma sıcaklığının altında bir değer olduğundan uygun bir sıcaklıktır.

BÖLÜM DÖRT

MİL KUVVETLERİNİN VE YATAKLARININ HESABI

4.1 Millerin Özellikleri

Miller kasnak, tekerlek, çark gibi dönel elemanları taşıyan ve taşıyıcı olmakla beraber esas itibari ile güç ileten elemanlardır. Bu nedenle miller, ana zorlanma olarak burulmaya ve taşıyıcı eleman olduklarından eğilmeye maruzdur. Aynı zamanda eksenel kuvvetler varsa, miller çekmeye ve basmaya da maruz kalabilirler. Miller dönen elemanlardır; buna göre dış kuvvet sabit olsa dahi eğilme bakımından miller değişken bir zorlamaya maruzdur. Eksenel kuvvetler bulunmadığı durumda zorlanma tam değişken zorlanma halidir. (Akkurt, 2005).



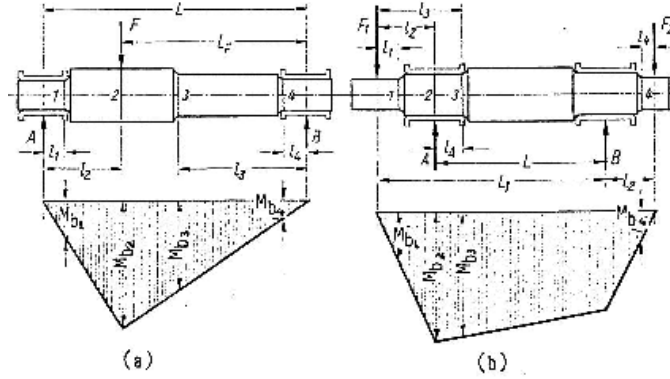
Şekil 4.1 Mil (Akkurt, 2005)

Millerde fonksiyon gereği olarak çap değişikliği, mil kanalları, profiller gibi gerilme yığılmalarını meydana getiren çentikler vardır. Hesap bakımından özellikle değişken zorlamalarda bu çentik etkileri göz önünde tutulmalıdır. (Akkurt, 2005).

Genellikle miller için malzeme olarak St 50, St 60, St 70, C35, C45, yüksek zorlanmalarda 40Mn4, 34Cr4, 41Cr4 ve taşıt konstrüksiyonlarında da 16MnCr5, 20MnCr5, 18CrNi8 çelikleri kullanılır. Bazı özel hallerde paslanmaz çelikten de yapılabilir. (Akkurt, 2005).

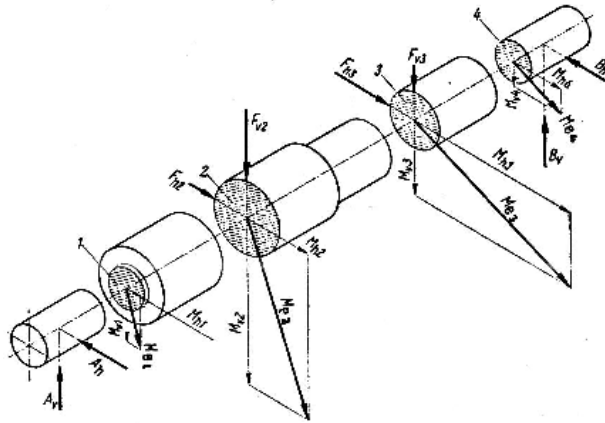
4.2 Millerin Hesabı

Miller burulmaya ve eğilmeye, yani bileşik gerilmeye zorlanmaktadır. Mukavemet hesabını gerçekleştirmek için akslarda olduğu gibi ilk olarak milin; desteklenme ve kuvvetlerin tatbik noktalarını belirten bir modeli oluşturulur (Şekil 4.2).



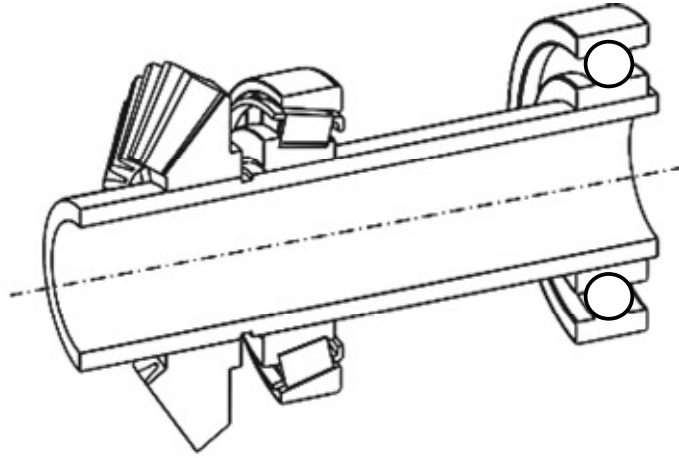
Şekil 4.2 Milin hesap modeli (Akkurt 2005)

Bu modele göre tepkiler hesaplanır, gerekirse eğilme diyagramı çizilir ve maksimum eğilme momenti tayin edilir. Birçok durumlarda mil, Şekil 4.3 'de gösterildiği gibi çeşitli düzlemlerde bulunan kuvvetlerle zorlanır. Bu durumda kuvvetlerin dikey (v) ve yatay (h) düzlemdeki bileşenleri tayin edilir (F_v , F_h), bu bileşenlere göre her iki düzlemde tepkiler (A_v , A_h , B_v , B_h) ve bunlara bağlı olarak çeşitli kesitlerde yine iki düzlemde eğilme momentleri (M_v , M_h) hesaplanır. (Akkurt, 2005).

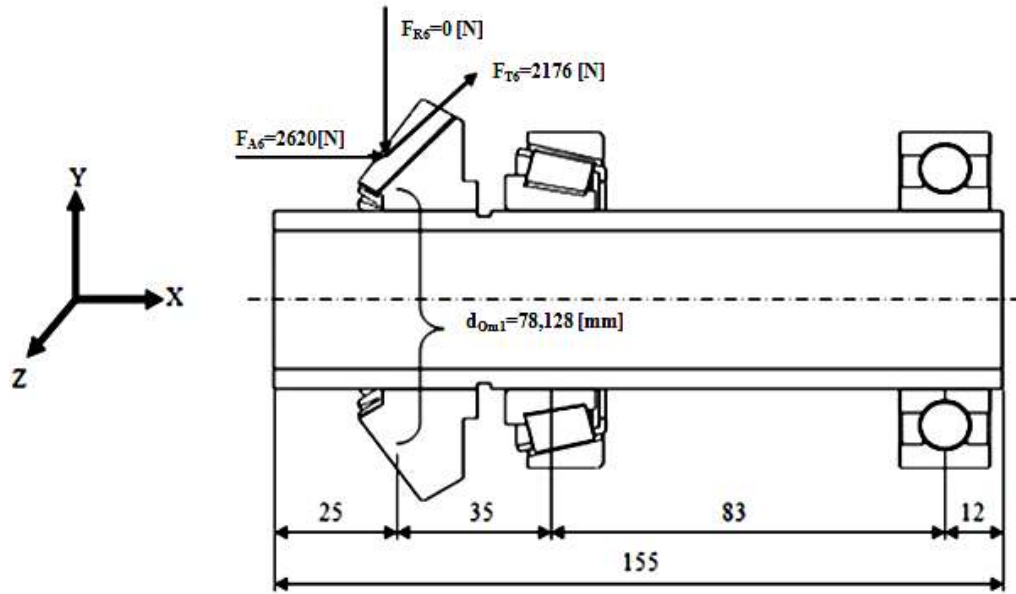


Şekil 4.3 İki düzlemde zorlanan mil (Akkurt, 2005)

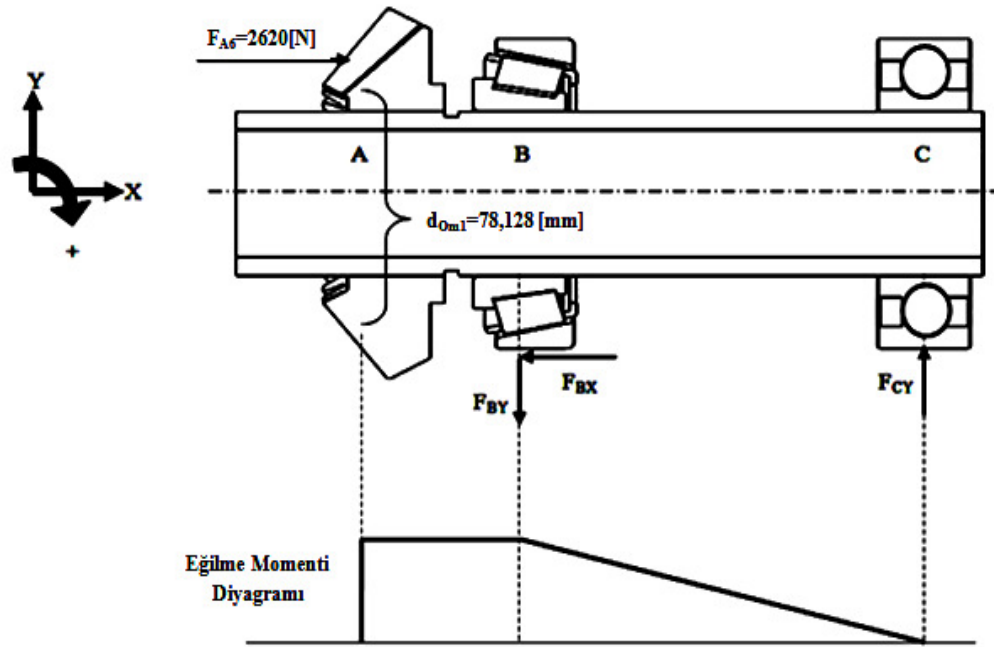
4.2.1 Mil Hesabı (Sağ Mil=6 Numaralı Dişli)



Şekil 4.4 Sağ milin perspektif görünümü



Şekil 4.5 Sağ milin boyutları ve konik dişliye gelen kuvvetler



Şekil 4.6 Sağ mile X-Y düzleminde etkiyen kuvvetler ve oluşan tepki kuvvetleri

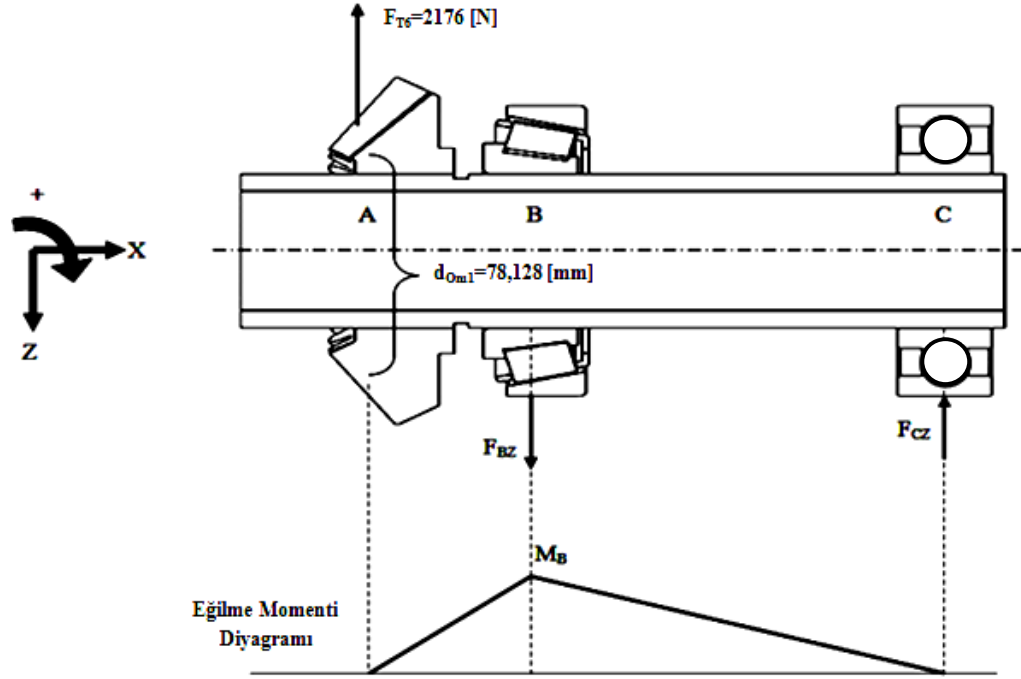
$$\begin{aligned}\sum M_C &= F_{A6} \cdot (d_{Oml}/2) - F_{BY} \cdot \overline{BC} = 0 \\ \sum M_C &= 2620 \cdot (78,125/2) - F_{BY} \cdot 83 = 0 \\ F_{BY} &= 1233 \text{ [N]}\end{aligned}\tag{4.1}$$

$$\begin{aligned}\sum F_Y &= F_{CY} - F_{BY} = 0 \\ F_{CY} &= 1233 \text{ [N]}\end{aligned}\tag{4.2}$$

$$\begin{aligned}\sum F_X &= F_{A6} - F_{BX} = 0 \\ F_{BX} &= 2620 \text{ [N]}\end{aligned}\tag{4.3}$$

$$\begin{aligned}M_A &= F_{A6} \cdot (d_{Oml}/2) \cdot 10^{-3} = 2620 \cdot (78,125/2) \cdot 10^{-3} \\ M_A &= 102,3 \text{ [Nm]}\end{aligned}\tag{4.4}$$

$$\begin{aligned}M_B &= F_{BY} \cdot \overline{BC} \cdot 10^{-3} = 1233 \cdot 83 \cdot 10^{-3} \\ M_B &= 102,3 \text{ [Nm]}\end{aligned}\tag{4.5}$$



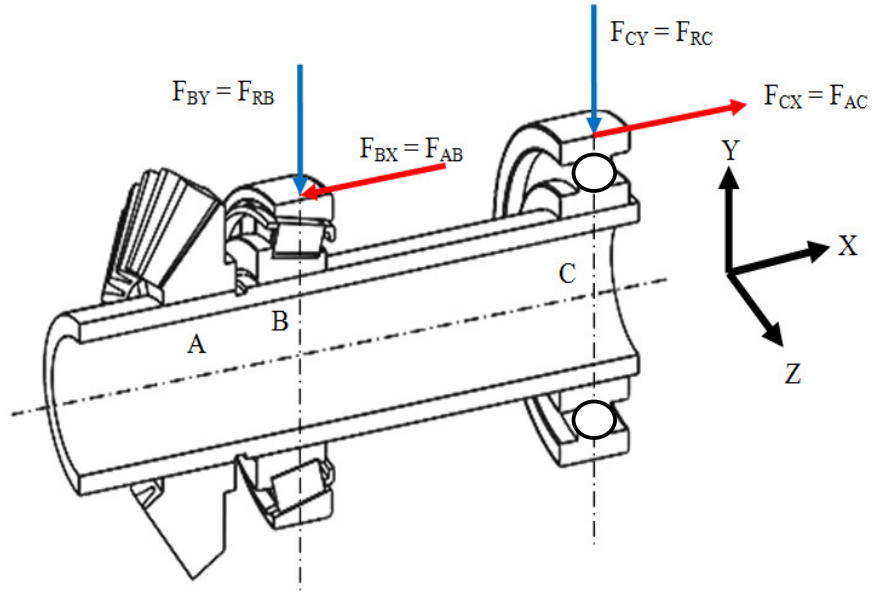
Şekil 4.7 Sağ mile X-Z düzleminde etkiyen kuvvetler ve oluşan tepki kuvvetleri

$$\begin{aligned}\sum M_C &= F_{T6} \cdot (\overline{AB} + \overline{BC}) - F_{BZ} \cdot \overline{BC} = 0 \\ \sum M_C &= 2176 \cdot (35 + 83) - F_{BZ} \cdot 83 = 0 \\ F_{BZ} &= 3093 \text{ [N]}\end{aligned}\tag{4.6}$$

$$\begin{aligned}\sum F_Z &= F_{T6} - F_{BZ} + F_{CZ} = 0 \\ F_{CZ} &= 2176 - 3093 + F_{CZ} = 0 \\ F_{CZ} &= 917 \text{ [N]}\end{aligned}\tag{4.7}$$

$$\begin{aligned}M_B &= F_{T6} \cdot (\overline{AB}) \cdot 10^{-3} = 2176 \cdot (35) \cdot 10^{-3} \\ M_B &= 76,1 \text{ [Nm]}\end{aligned}\tag{4.8}$$

4.2.1.1 Sağ Mil Rulman Hesabı



Şekil 4.8 Sağ milde X-Y-Z düzleminde oluşan yatak tepki kuvvetleri

Tablo 4.1 Sağ mil yatağı genel verileri

GENEL VERİLER	
B YATAĞI (Sabit yatak)	$F_{RB} = 1233 \text{ N}$
	$F_{AB} = 2620 \text{ N}$
	$d_B^{\varphi} = 45 \text{ mm}$
C YATAĞI (Serbest yatak)	$F_{RC} = 1233 \text{ N}$
	$F_{AC} = 0 \text{ N}$
	$d_C^{\varphi} = 45 \text{ mm}$
ÇALIŞMA DEVRİ	$n = 1500 \text{ D/d}$
ÇALIŞMA SAATİ	2000 saat

4.2.1.1.1 C Yatağının Seçimi (Serbest Yatak)

➤ C = Dinamik Yük Sayısı

➤ f_L = Ömür Faktörü

➤ f_n = Devir Faktörü

$$C_{hes(C)} = F \cdot \frac{f_L}{f_n} = 1233 \cdot \frac{1,58}{0,28} = 6957,6 \text{ [N]} \quad (4.9)$$

$$\Rightarrow f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} = \sqrt[3]{\frac{2000}{500}} = 1,58 \quad (4.10)$$

$$\Rightarrow f_n = \sqrt[3]{\frac{100}{3 \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{100}{3 \cdot 1500}} = 0,28 \quad (4.11)$$

Tablo 4.2 'den $\varnothing$ 45mm için dinamik yük katsayılarına (C_{DIN}) göre bakıldığında en uygun rulman olarak 6209 numaralı rulman seçilmiştir. ($C_{DIN} = 25500 \text{ N} > C_{hes(C)} = 6957,6 \text{ N}$)

NOT: Bu rulmanın seçiminde diğer bir önemli faktör ise şanzıman gövdesi konstrüksiyonudur. Gövde de mümkün olduğunca az revizyon yapmak için rulmanın dış $\varnothing$ değerinde tek ölçü alınmıştır. Ayrıca dinamik yük katsayısının hesaplanan değere göre çok yüksek seçilmesinin diğer nedeni ise; bu yatağın transmisyon dişlilerine de yataklık yapması ve dişlilerden gelebilecek kuvvetleri karşılayacak olmasıdır.

4.2.1.1.2 B Yatağının Seçimi (Sabit Yatak)

NOT: Bu yatağın rulman seçimi sağ ve sol mili birlikte kapsayan bir yatak hesabı ile daha ileri bir aşamada yapılacaktır.

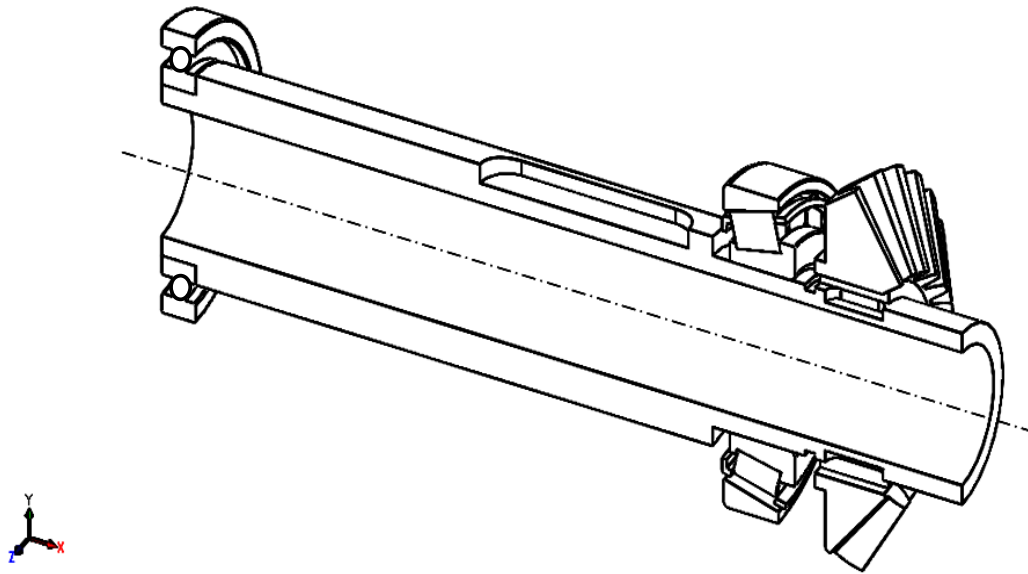
Tablo 4.2 Sabit bilyeli rulman tablosu (Belevi, 2001)

Eşdeğer yatak yükü
 dinamik $P = X F_r + Y F_a$ statik $P_0 = 0.6 F_r + 0.5 F_a$
 $P < F_r$ ise $P = F_r$ alınır

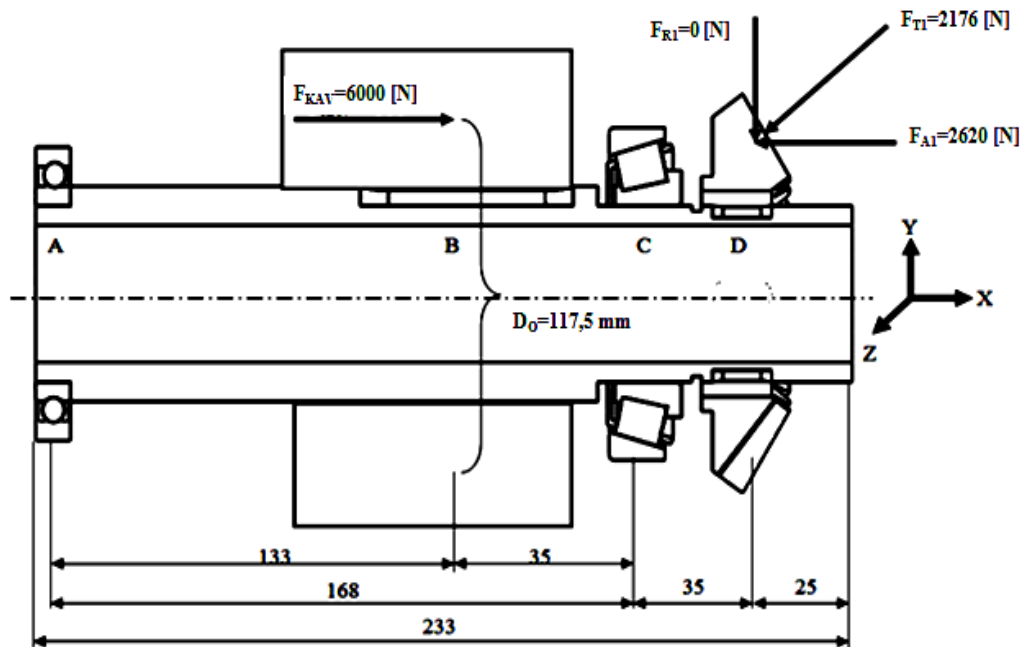
Ana boyutlar		Yük sayıları		Devir sayıları		Semboller	Rulmanlar			Montaj boyutları			Hesap faktörleri				
d	D	B	C	C ₀	Gres Yağlama	Sıvı yağ	d ₁	D ₁	r	d _a min	D _a max	r _a max	F _a /C ₀	e	F _a /F _r ≤ e	F _a /F _r > e	
mm	N (1 N ~ 0,102 kp)				d/dak	—	mm							—			
17	26	5	1320	915	24 000	30 000	61803	20,2	23	0,5	19	24	0,3	0,025	0,22	1	0
35	8	4 650	2 800	19 000	24 000	16003	22,8	29,5	0,5	19	33	0,3	0,04	0,24	1	0	
35	10	4 650	2 800	19 000	24 000	6003	22,8	29,5	0,5	19	33	0,3	0,07	0,27	1	0	
40	12	7 350	4 500	17 000	20 000	6203	24,2	32,9	1	21	36	0,6	0,13	0,31	1	0	
47	14	10 400	6 550	16 000	19 000	6303	26,5	37,6	1,5	22	42	1	0,25	0,37	1	0	
62	17	17 600	11 800	12 000	15 000	6403	32,4	47,4	2	23,5	55,5	1	0,5	0,44	1	0	
20	32	7	2 040	1 400	19 000	24 000	61804	24	28	0,5	22	30	0,3				
42	8	5 400	3 400	18 000	22 000	16004	27,2	34,6	0,5	22	40	0,3					
42	12	7 200	4 500	17 000	20 000	6004	27,2	35,1	1	24	38	0,6					
47	14	9 800	6 200	15 000	18 000	6204	28,5	38,7	1,5	25	42	1					
52	15	12 200	7 800	13 000	16 000	6304	30,3	42,1	2	26,5	45,5	1					
72	19	23 600	16 600	10 000	13 000	6404	37,1	55,6	2	26,5	65,5	1					
25	37	7	2 280	1 700	17 000	20 000	61805	29	33	0,5	27	35	0,3				
47	8	5 650	4 000	14 000	17 000	16005	33,3	40,7	0,5	27	45	0,3					
47	12	8 650	5 600	15 000	18 000	6005	32	40,3	1	29	43	0,6					
52	13	10 800	6 950	12 000	15 000	6205	34	44,2	1,5	30	47	1					
62	17	17 300	11 400	11 000	14 000	6305	36,6	50,9	2	31,5	55,5	1					
80	21	27 500	19 000	9 000	11 000	6405	45,4	63,6	2,5	33	72	1,5					
30	42	7	2 200	1 600	15 000	18 000	61806	33,8	38,2	0,5	32	40	0,3				
55	9	8 650	5 850	12 000	15 000	16006	38	47,3	0,5	32	53	0,3					
55	13	10 200	6 800	12 000	15 000	6006	38,2	47,1	1,5	35	50	1					
62	16	15 000	10 000	10 000	13 000	6206	40,3	52,1	1,5	35	57	1					
72	19	21 600	14 600	9 000	11 000	6306	44,7	59,9	2	36,5	65,5	1					
90	23	33 600	24 000	8 500	10 000	6406	50,3	70,7	2,5	38	82	1,5					
25	47	7	2 360	2 000	13 000	16 000	61807	38,8	43,2	0,5	37	45	0,3				
62	9	9 500	6 950	10 000	13 000	16007	44	53,3	0,5	37	60	0,3					
62	14	12 200	8 500	10 000	13 000	6007	43,7	53,6	1,5	40	57	1					
72	17	19 600	13 700	9 000	11 000	6207	46,9	60,6	2	41,5	65,5	1					
80	21	25 500	18 000	8 500	10 000	6307	49,6	66,1	1,5	43	72	1,5					
100	25	42 500	31 000	7 000	8 500	6407	57,4	80,6	2,5	43	92	1,5					
40	62	7	2 450	2 220	11 000	14 000	61808	43,8	48,2	0,5	42	50	0,3				
68	9	10 200	7 800	9 500	12 000	16008	49,4	57	0,5	42	56	0,3					
68	15	12 800	9 300	9 500	12 000	6008	49,2	59,1	1,5	45	63	1					
80	18	23 600	16 600	8 500	10 000	6208	52,6	67,9	2	46,5	73,5	1					
90	23	31 500	22 400	7 500	9 000	6308	56,1	74,7	2,5	48	82	1,5					
110	27	49 000	36 500	6 700	8 000	6408	62,8	88	3	49	101	2					

45	68	7	4 650	3 800	9 500	12 000	61809	48,7	54,3	0,5	47	56	0,3				
75	10	12 000	9 300	9 000	11 000	16009	55	65,4	1	49	71	0,6					
75	16	16 200	12 200	8 000	11 000	6009	54,7	66,6	1,5	50	70	1					
85	19	25 500	18 600	7 500	9 000	6209	57,5	72,9	2	51,5	78,5	1					
100	25	40 500	30 000	6 700	8 000	6309	62,1	83,7	2,5	53	92	1,5					
120	29	58 500	45 500	6 000	7 000	6409	68,9	96,9	3	54	111	2					

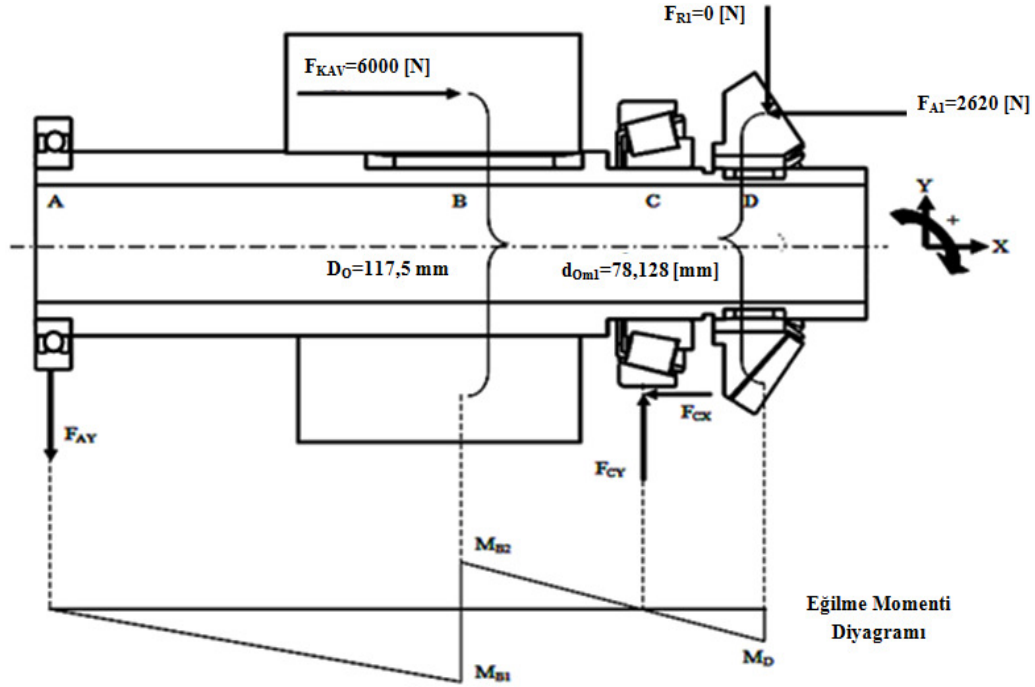
4.2.2 Mil Hesabı (Sol Mil=1 Numaralı Dişli)



Şekil 4.9 Sol milin perspektif görünümü



Şekil 4.10 Sol milin boyutları ve konik dişliye gelen kuvvetler



Şekil 4.11 Sol mile X-Y düzleminde etkiyen kuvvetler ve oluşan tepki kuvvetleri

$$\begin{aligned}\sum M_A &= -F_{AI} \cdot (d_{0ml}/2) - F_{CY} \cdot \overline{AC} + F_{KAV} \cdot (D_0/2) = 0 \\ \sum M_A &= -2620 \cdot (78,125/2) - F_{CY} \cdot 168 + 6000 \cdot (117,5/2) = 0 \\ F_{CY} &= 1489 \text{ [N]}\end{aligned}\tag{4.12}$$

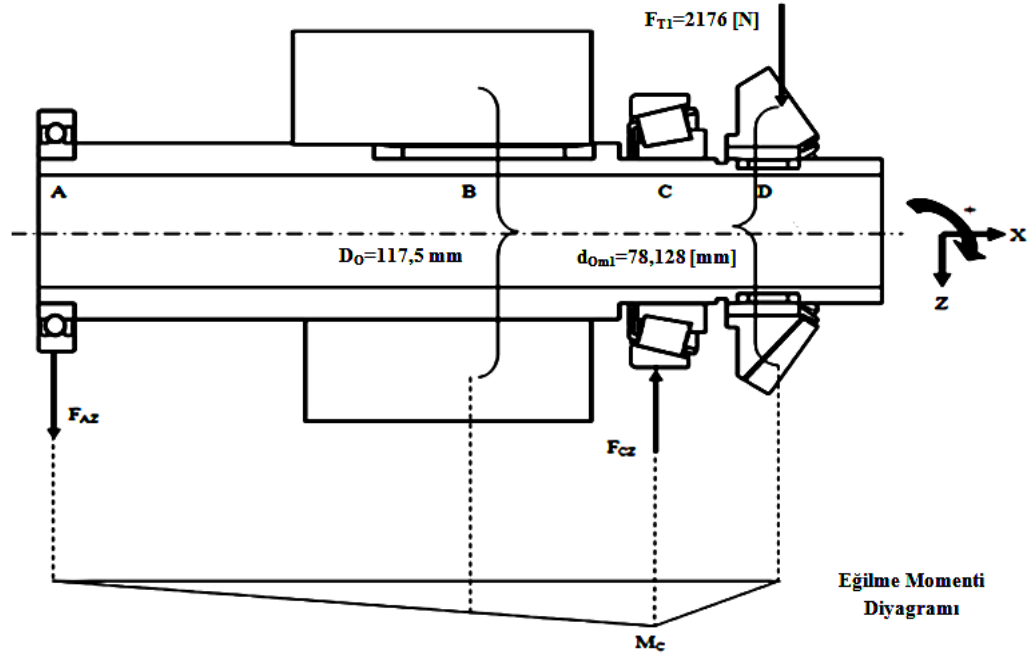
$$\begin{aligned}\sum F_Y &= F_{CY} - F_{AY} = 0 \\ F_{AY} &= 1489 \text{ [N]}\end{aligned}\tag{4.13}$$

$$\begin{aligned}\sum F_X &= F_{KAV} - F_{AI} - F_{CX} = 0 \\ \sum F_X &= 6000 - 2620 - F_{CX} = 0 \\ F_{CX} &= 3380 \text{ [N]}\end{aligned}\tag{4.14}$$

$$\begin{aligned}M_{B1} &= F_{AY} \cdot \overline{AB} \cdot 10^{-3} = 1489 \cdot 133 \cdot 10^{-3} \\ M_{B1} &= 198 \text{ [Nm]}\end{aligned}\tag{4.15}$$

$$\begin{aligned}M_{B2} &= -M_{B1} + F_{KAV} \cdot (D_0/2) \cdot 10^{-3} = -198 + 6000 \cdot (117,5/2) \cdot 10^{-3} \\ M_{B2} &= 154,5 \text{ [Nm]}\end{aligned}\tag{4.16}$$

$$\begin{aligned}M_D &= -F_{AI} \cdot (d_{0ml}/2) \cdot 10^{-3} = -2620 \cdot (78,125/2) \cdot 10^{-3} \\ M_D &= -102,3 \text{ [Nm]}\end{aligned}\tag{4.17}$$



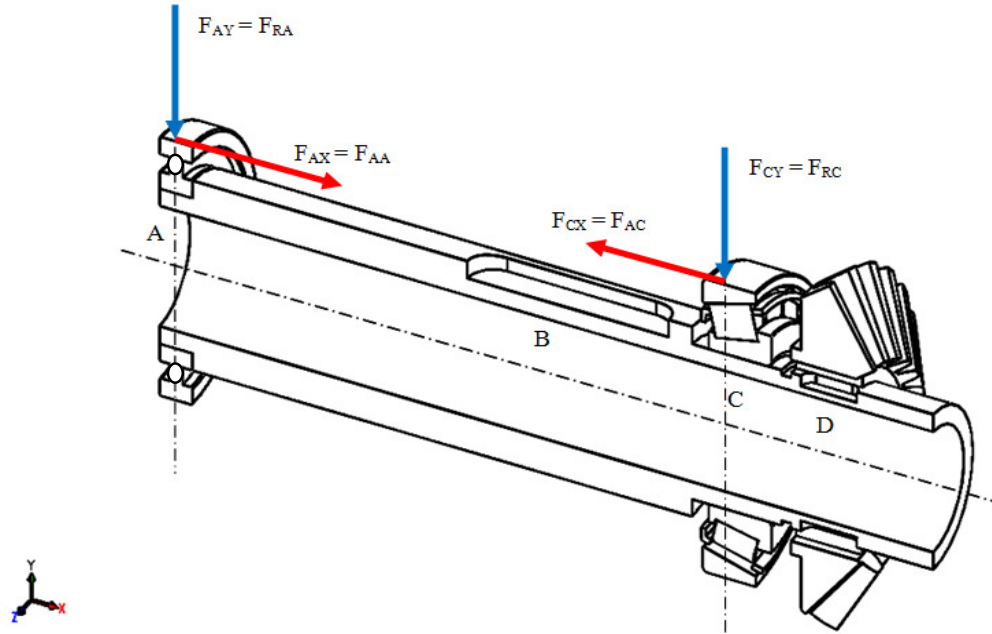
Şekil 4.12 Sol mile X-Z düzleminde etkiyen kuvvetler ve oluşan tepki kuvvetleri

$$\begin{aligned}\sum M_A &= F_{T1} \cdot \overline{AD} - F_{CZ} \cdot \overline{AC} = 0 \\ \sum M_A &= 2176 \cdot (168 + 35) - F_{CZ} \cdot 168 = 0 \\ F_{CZ} &= 2629 \text{ [N]}\end{aligned}\tag{4.18}$$

$$\begin{aligned}\sum F_Z &= F_{T1} - F_{CZ} + F_{AZ} = 0 \\ \sum F_Z &= 2176 - 2629 + F_{AZ} = 0 \\ F_{AZ} &= 453 \text{ [N]}\end{aligned}\tag{4.19}$$

$$\begin{aligned}M_C &= F_{AZ} \cdot \overline{AC} \cdot 10^{-3} = 453 \cdot 168 \cdot 10^{-3} \\ M_C &= 76,1 \text{ [Nm]}\end{aligned}\tag{4.20}$$

4.2.2.1 Sol Mil Rulman Hesabı



Şekil 4.13 Sol mile X-Y-Z düzleminde oluşan yatak tepki kuvvetleri

Tablo 4.3 Sol mil yatağı genel verileri

GENEL VERİLER	
A YATAĞI (Serbest yatak)	$F_{RA} = 1489 \text{ N}$
	$F_{AA} = 0 \text{ N}$
	$d_A^{\varphi} = 45 \text{ mm}$
C YATAĞI (Sabit yatak)	$F_{RC} = 1489 \text{ N}$
	$F_{AC} = 3380 \text{ N}$
	$d_C^{\varphi} = 45 \text{ mm}$
ÇALIŞMA DEVRİ	$n = 1500 \text{ D/d}$
ÇALIŞMA SAATİ	2000 saat

4.2.2.1.1 A Yatağının Seçimi (Serbest Yatak)

➤ C = Dinamik Yük Sayısı

➤ f_L = Ömür Faktörü

➤ f_n = Devir Faktörü

$$C_{hes(C)} = F \cdot \frac{f_L}{f_n} = 1489 \cdot \frac{1,58}{0,28} = 8402,2 \text{ [N]} \quad (4.21)$$

$$\Rightarrow f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} = \sqrt[3]{\frac{2000}{500}} = 1,58 \quad (4.22)$$

$$\Rightarrow f_n = \sqrt[3]{\frac{100}{3 \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{100}{3 \cdot 1500}} = 0,28 \quad (4.23)$$

Tablo 4.4 'den $\varnothing$ 45mm için dinamik yük katsayılarına (C_{DIN}) göre bakıldığında en uygun rulman olarak 16009 numaralı rulman seçilmiştir. ($C_{DIN} = 12000 \text{ N} > C_{hes(C)} = 8402,2 \text{ N}$)

NOT: Bu rulmanın seçiminde diğer bir önemli faktör ise debriyaj kısmıdır. Seçilen rulman aynı zamanda debriyaj kısmına da yataklık yapacaktır.

4.2.2.1.2 C Yatağının Seçimi (Sabit Yatak)

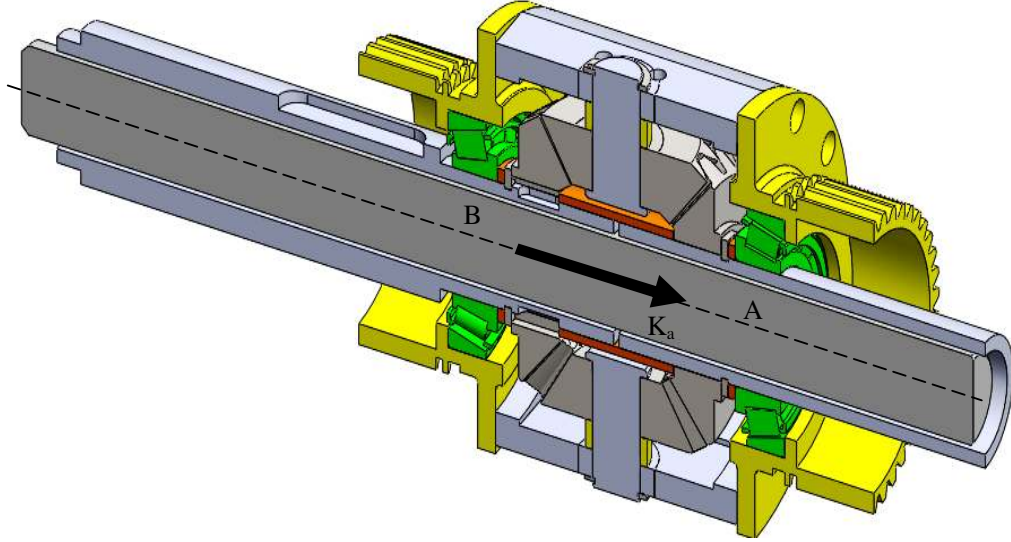
NOT: Bu yatağın rulman seçimi sağ ve sol mili birlikte kapsayan bir yatak hesabı ile daha ileri bir aşamada yapılacaktır.

Tablo 4.4 Sabit Bilyeli Rulman Tablosu (Belevi, 2001)

Eğideğer yataak yükü
dinamik statik
 $P = X F_r + Y F_a$ $P_0 = 0,6 F_r + 0,5 F_a$
 $P < F_r$ ise $P = F_r$ alınır

Ana boyutlar		Yük sayıları		Devir sayısı sınırları		Semboller	Boyutlar			Montaj boyutları			Hesap faktörleri						
d	D	B	C	C ₀	C _{res}	Sıvı yağ	d ₁	D ₁	r	d _a min	D _a max	r _a max	F _d /C ₀	e	X	Y	F _d /F _r ≤ e	F _d /F _r > e	
mm	N (1 N = 0,102 kp)				d/dak	—	mm						—						
17	26	5	1 320	915	24 000	30 000	61803	20,2	23	0,5	19	24	0,3	0,025	0,22	1	0	0,56	2
	35	8	4 650	2 800	19 000	24 000	68003	22,8	29,5	0,5	19	33	0,3	0,04	0,24	1	0	0,56	1,8
	35	10	4 650	2 800	19 000	24 000	6003	22,8	29,5	0,5	19	33	0,3	0,07	0,27	1	0	0,56	1,6
	40	12	7 350	4 500	17 000	20 000	6203	24,2	32,9	1	21	36	0,6	0,13	0,31	1	0	0,56	1,4
	47	14	10 400	6 550	16 000	19 000	6303	26,5	37,6	1,5	22	42	1	0,25	0,37	1	0	0,56	1,2
	62	17	17 600	11 800	12 000	15 000	6403	32,4	47,4	2	23,5	55,5	1	0,5	0,44	1	0	0,56	1
20	32	7	2 040	1 400	19 000	24 000	61804	24	28	0,5	22	30	0,3						
	42	8	5 400	3 400	18 000	22 000	68004	27,2	34,6	0,5	22	40	0,3						
	42	12	7 200	4 500	17 000	20 000	6004	27,2	35,1	1	24	38	0,6						
	47	14	9 800	6 200	15 000	18 000	6204	28,5	38,7	1,5	25	42	1						
	52	15	12 200	7 800	13 000	16 000	6304	30,3	42,1	2	26,5	45,5	1						
	72	19	23 600	16 600	10 000	13 000	6404	37,1	55,6	2	26,5	65,5	1						
25	37	7	2 280	1 700	17 000	20 000	61805	28	33	0,5	27	35	0,3						
	47	8	5 850	4 000	14 000	17 000	68005	33,3	40,7	0,5	27	45	0,3						
	47	12	8 650	5 600	15 000	18 000	6005	32	40,3	1	29	43	0,6						
	52	15	10 800	6 950	12 000	15 000	6205	34	44,2	1,5	30	47	1						
	62	17	17 300	11 400	11 000	14 000	6305	36,6	50,9	2	31,5	55,5	1						
	80	21	27 500	19 600	9 000	11 000	6405	45,4	63,8	2,5	33	72	1,5						
30	42	7	2 280	1 800	15 000	18 000	61806	33,8	38,2	0,5	32	40	0,3						
	55	9	8 650	5 850	12 000	15 000	68006	38	47,3	0,5	32	53	0,3						
	55	13	10 200	6 800	12 000	15 000	6006	38,2	47,1	1,5	35	50	1						
	62	16	15 000	10 000	10 000	13 000	6206	40,3	52,1	1,5	35	57	1						
	72	19	21 600	14 800	9 000	11 000	6306	44,7	59,9	2	36,5	65,5	1						
	90	23	33 500	24 000	8 500	10 000	6406	50,3	70,7	2,5	38	82	1,5						
35	47	7	2 360	2 000	13 000	16 000	61807	38,8	43,2	0,5	37	45	0,3						
	62	9	9 500	6 950	10 000	13 000	68007	44	53,3	0,5	37	60	0,3						
	62	14	12 200	8 500	10 000	13 000	6007	43,7	53,6	1,5	40	57	1						
	72	17	19 600	13 700	9 000	11 000	6207	46,9	60,6	2	41,5	65,5	1						
	80	21	25 500	18 000	8 500	10 000	6307	49,5	66,1	2,5	43	72	1,5						
	100	25	42 500	31 000	7 000	8 500	6407	57,4	80,6	2,5	43	92	1,5						
40	52	7	2 450	2 200	11 000	14 000	61808	43,8	48,2	0,5	42	50	0,3						
	68	9	10 200	7 800	9 500	12 000	68008	49,4	57	0,5	42	66	0,3						
	68	15	12 900	9 300	8 500	12 000	6008	49,2	59,1	1,5	45	63	1						
	80	18	23 600	16 600	8 500	10 000	6208	52,6	67,9	2	46,5	73,5	1						
	90	23	31 500	22 400	7 500	9 000	6308	56,1	74,7	2,5	48	82	1,5						
	110	27	49 000	36 500	6 700	8 000	6408	62,8	86	3	49	101	2						
45	58	7	4 650	3 800	9 500	12 000	61809	48,7	54,3	0,5	47	56	0,3						
	75	10	12 000	9 300	9 000	11 000	68009	55	65,4	1	49	71	0,6						
	75	16	16 300	12 300	9 000	11 000	6009	54,7	65,6	1,5	50	70	1						
	85	19	25 500	18 800	7 800	9 000	6209	57,5	72,9	2	51,5	78,5	1						
	100	25	40 500	30 000	6 700	8 000	6309	62,1	83,7	2,5	53	92	1,5						
	120	29	58 500	45 500	6 000	7 000	6409	68,9	98,9	3	54	111	2						

4.2.3 Diferansiyel Yatak Hesabı



Şekil 4.14 Diferansiyel yatakları ve oluşan aksenal kuvvet

Tablo 4.5 Diferansiyel yatağı genel verileri

GENEL VERİLER	
B YATAĞI (Serbest yatak)	$F_{RB} = 1489 \text{ N}$
	$F_{AB} = 3380 \text{ N}$
	$d_B^\phi = 45 \text{ mm}$
A YATAĞI (Sabit yatak)	$F_{RA} = 1233 \text{ N}$
	$F_{AA} = 2620 \text{ N}$
	$d_A^\phi = 45 \text{ mm}$
ÇALIŞMA DEVRİ	$n = 1500 \text{ D/d}$
ÇALIŞMA SAATİ	2000 saat
KAVRAMA KUVVETİ	6000 N

Tablo 4.6 'dan, FACE TO FACE X tertibini seçelim.

Tablo 4.7 'den

$$\left. \begin{array}{l} \text{➤ } \varnothing_A = 45 \text{ mm için 30209 numaralı rulmanı seçelim (C}_{DIN} = 57000 \text{ N)} \\ \text{➤ } \varnothing_A = 45 \text{ mm için 30209 numaralı rulmanı seçelim (C}_{DIN} = 57000 \text{ N)} \end{array} \right\} \frac{F_a}{F_r} > e \begin{array}{l} \text{Olsun.} \\ X=0,4 \text{ ve} \\ Y=1,5 \text{ olur} \end{array}$$

$$\frac{F_{rA}}{Y_A} = \frac{1233}{1,5} = 822 < \frac{F_{rB}}{Y_B} = \frac{1489}{1,5} = 992,6 \quad (4.24)$$

Tablo 4.6 'dan konik makaralı yataklardaki FACE TO FACE X tertibi için b veya c yöntemi hesaplamada uygulanacaktır.

$$K_a \geq \text{veya} < 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right) \quad (4.25)$$

$$6000 \geq 0,5 \left(\frac{1489}{1,5} - \frac{1233}{1,5} \right) \quad (4.26)$$

Bu sonuca göre Tablo 4.6 'dan konik makaralı yataklardaki FACE TO FACE X tertibi için b yöntemi uygulanacak olan yöntemdir. Bu yönteme göre;

$$F_{aA} = \frac{0,5 \cdot F_{rA}}{Y_A} = \frac{0,5 \cdot 1233}{1,5} = 822 \text{ [N]} \quad (4.27)$$

$$F_{aB} = F_{aA} + K_A = 822 + 6000 = 6822 \text{ [N]} \quad (4.28)$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{822}{1233} = 0,67 > e = 0,4 \quad (4.29)$$

$$\Rightarrow X_A = 0,4$$

$$\Rightarrow Y_A = 1,5$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{6822}{1489} = 4,58 > e = 0,4 \quad (4.30)$$

$$\Rightarrow X_B = 0,4$$

$$\Rightarrow Y_B = 1,5$$

$$F = X.F_r + Y.F_a \quad (4.31)$$

$$\Rightarrow F_A = 0,4.1233 + 1,5.873,3 = 1803,3 \text{ [N]}$$

$$\Rightarrow F_B = 0,4.1489 + 1,5.6873,3 = 10905,5 \text{ [N]}$$

$$\Rightarrow f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} = \sqrt[3]{\frac{2000}{500}} = 1,51 \quad (4.32)$$

$$\Rightarrow f_n = \sqrt[3]{\frac{100}{3.n}} = \sqrt[3]{\frac{100}{3.1500}} = 0,31 \quad (4.33)$$

$$C_{\text{hes(A)}} = F \cdot \frac{f_L}{f_n} = 1803,3 \cdot \frac{1,51}{0,31} = 8783,8 \text{ [N]} < C_{\text{DN}} = 57000 \text{ [N]} \quad (4.34)$$

$$C_{\text{hes(B)}} = F \cdot \frac{f_L}{f_n} = 10905,5 \cdot \frac{1,51}{0,31} = 53120,3 \text{ [N]} < C_{\text{DN}} = 57000 \text{ [N]} \quad (4.35)$$

Bu hesap sonucunda seçilen rulman tasarım için uygundur.

Tablo 4.6 Açışal temaslı yataklarda eksenel yükler (Belevi, 2001)

Eğik bilyalı yataklarda eksenel yükler		Konik makaralı yataklarda eksenel yükler	
Yatak tertibi	Yük durumu	Yatak tertibi	Yük durumu
Back-to-back O Tertibi			
	1a) $\frac{F_A}{Y_A} \geq \frac{F_B}{Y_B}$ $K_s \geq 0$	$F_{AB} = \frac{0.5 F_B}{Y_A}$ $F_{BA} = F_{AB} + K_s$	$F_{AB} = F_{BA} + K_s$
	1b) $\frac{F_A}{Y_A} < \frac{F_B}{Y_B}$ $K_s \geq 0.5 \left(\frac{F_B}{Y_B} - \frac{F_A}{Y_A} \right)$	$F_{AB} = \frac{0.5 F_B}{Y_A}$ $F_{BA} = F_{AB} + K_s$	$F_{AB} = F_{BA} + K_s$
	1c) $\frac{F_A}{Y_A} < \frac{F_B}{Y_B}$ $K_s < 0.5 \left(\frac{F_B}{Y_B} - \frac{F_A}{Y_A} \right)$	$F_{AB} = F_{BA} - K_s$ $F_{BA} = \frac{0.5 F_B}{Y_B}$	$F_{AB} = 1.4 F_B$
Face-to-face X Tertibi			
	2a) $F_A \leq F_B$ $K_s \geq 0$	$F_{AB} = F_{BA} + K_s$ $F_{BA} = 1.4 F_B$	$F_{AB} = 1.4 F_B$
	2b) $F_A > F_B$ $K_s \geq 1.14 (F_A - F_B)$	$F_{AB} = F_{BA} + K_s$ $F_{BA} = 1.4 F_B$	$F_{AB} = 1.4 F_B$
	2c) $F_A > F_B$ $K_s < 1.14 (F_A - F_B)$	$F_{AB} = 1.4 F_A$ $F_{BA} = F_{AB} - K_s$	$F_{AB} = F_{BA} - K_s$
Back-to-back X Tertibi			
	2a) $\frac{F_A}{Y_A} \leq \frac{F_B}{Y_B}$ $K_s \geq 0$	$F_{AB} = F_{BA} + K_s$ $F_{BA} = \frac{0.5 F_B}{Y_B}$	$F_{AB} = 1.4 F_B$
	2b) $\frac{F_A}{Y_A} > \frac{F_B}{Y_B}$ $K_s \geq 0.5 \left(\frac{F_A}{Y_A} - \frac{F_B}{Y_B} \right)$	$F_{AB} = F_{BA} + K_s$ $F_{BA} = \frac{0.5 F_B}{Y_B}$	$F_{AB} = 1.4 F_B$
	2c) $\frac{F_A}{Y_A} > \frac{F_B}{Y_B}$ $K_s < 0.5 \left(\frac{F_A}{Y_A} - \frac{F_B}{Y_B} \right)$	$F_{AB} = \frac{0.5 F_A}{Y_A}$ $F_{BA} = F_{AB} - K_s$	$F_{AB} = F_{BA} - K_s$

BÖLÜM BEŞ

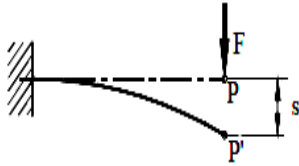
KAVRAMA YAYI HESABI

5.1 Genel Özellikler

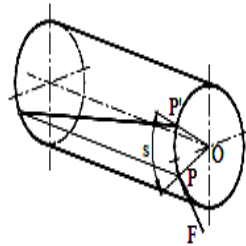
Yaylar, belirli bir kuvvet altında bir dereceye kadar büyük elastik şekil-değiştirme gösteren elemanlardır. Yaylanma bir elemanın zorlanması halinde elastik şekil değiştirmesidir. Bu tanımlamaya göre bütün cisimlerde yaylanma özelliği bulunur. Cisimler dış kuvvetlerin etkisiyle elastik şekil değiştirirler ve bu kuvvetin kalmasıyla bu kuvveti küçük bir kayıpla geri verip eski hallerine dönüşürler. Herhangi bir eleman bu özelliklerinden faydalanılarak kullanılırsa "*Elastik Yay*" diye adlandırılır. Elastik yay olarak kullanılacak malzeme amaca uygun olarak şekli değiştirilir. Elastik yaylar çok yönlü şekilde ve birçok yerde kullanılırlar. Elastik yaylar genelde geometrik şekillerine göre adlandırılmalarının yanı sıra zorlanmalarına göre de gruplandırılırlar. (Kutay, 2010).

Yayların zorlanmalarına göre gruplanması şu şekildedir;

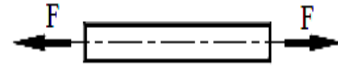
- Eğilme etkisindeki yaylar, Eğilme yayları; yaprak yaylar, kangal yaylar, spiral yay, disk yaylar.
- Torsiyona (burulma) etkisindeki yaylar, Torsiyon yayları; çubuk yaylar, helisel yaylar (basma veya çekme kuvvetini alan yaylar)
- Çekme veya basmaya zorlanan yaylar, Çeki-Bası yayları; çekme veya basma etkisindeki çubuk yaylar, bilezik yaylar.



Şekil 5.1 Eğilme yayı
(Kutay, 2010)



Şekil 5.2 Torsiyon yayı
(Kutay, 2010)



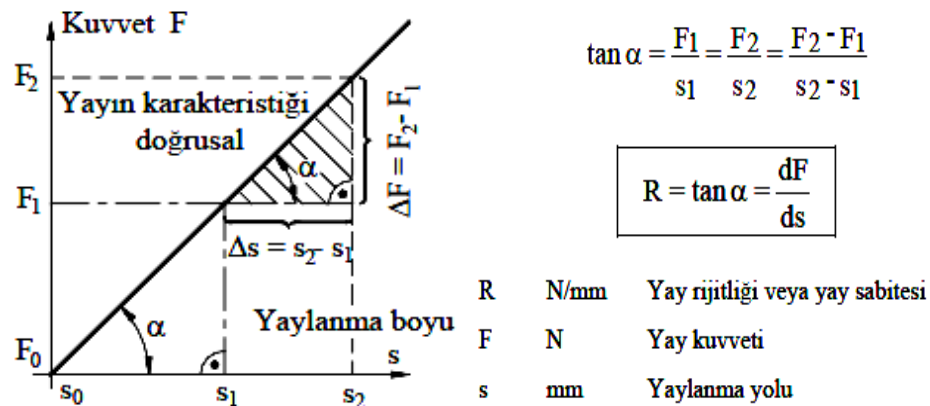
Şekil 5.3 Çeki-bası yayı
(Kutay, 2010)

Yayların teknikte kullanılma şekillerini de şu şekilde sıralayabiliriz:

- Kuvvet veren yaylar; darbeli çekiç, basınçlı valflarda, kaygan veya emniyet kavramalarında, fren açma ve kapamasında, fren kuvveti elde etmede, kavrama kuvveti elde etmede, v.s. kullanılırlar.
- Kuvvet yayan yaylar; yataklama, düzlem veya bir hatta kuvveti eşit olarak yayma, olarak kullanılırlar.
- Darbe ve titreşim azaltan yaylar; vinç tamponları, demiryolu tamponları, vagon tamponları, araba makası, titreşimli eleklerde sönümleme aracı olarak kullanılırlar.
- Hareket yayları; motor fonksiyonu, oyuncaklarda, saatlerde zaman ölçmede, planörlerin atımında, havalı silahlarda, v.s. olarak kullanılırlar. (Kutay, 2010).

5.2 Yay Karakteristiği

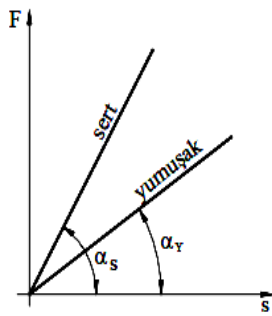
Yaylar bir kuvvet "F" ile zorlanır ve bu kuvvetin etkisiyle etkşlenen yer yay yolu "s" kadar kayar. Bu olay yaylanma olayıdır. Yay karakteristiği yayı etkileyen kuvvet ile yayın şekil değiştirmesi arasındaki bağıntıdır. Bu bağıntıyı Şekil 5.4 ile "**lineer karakteristik**" olarak görebiliriz. Burada kurulan bütün bağıntılar, eşitlikler ve değerler **sürtünme etkisi** olmadan kabul edilmelidir. Şekil 4 ile gösterilen kuvvet-yol diyagramından şu bağıntıları yazabiliriz; (Kutay, 2010).



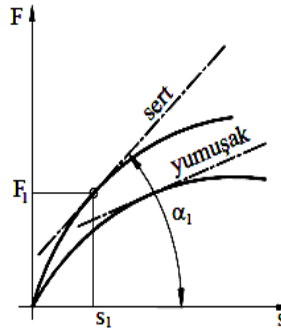
Şekil 5.4 Kuvvet-Yol diyagramı (Kutay, 2010)

Şekil 5.4 ile gösterilen sabit orantı "R" harfi ile gösterilir ve "*Yay rijitliği*" veya "*Yay sabitesi*" diye adlandırılır. Bu orantı "*Yay karakteristiği*" dir.

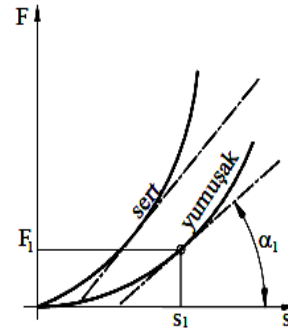
Yay malzemesi Hook kanunları çerçevesinde çalışıyorsa yay karakteristiği lineer dir. Eğer yay karakteristiği lineer ise, yani doğru ise burada çalışma geometrik şekli üçgendir. Dik üçgen bağıntılarından bütün değerlerin bir birine oranı ve büyüklükleri kolaylıkla bulunur. Doğrunun eğimi büyüdükçe yayın sertliği de büyür.



Şekil 5.5 Lineer karakteristik



Şekil 5.6 Alçalan karakteristik



Şekil 5.7 Yükselen karakteristik

Elastik yaylar yay karakteristiklerine göre değerlendirilirler. Yay karakteristiği ile yay kuvveti, yay yolu, moment durumu ve burulma (torsiyon) açısı arasındaki bağıntılar bulunur. Çeşitli yay karakteristiklerini Şekil 5.5 den Şekil 5.7 ye kadar görülmektedir. Diyagramlar sürtünme yokmuş gibi kabul edilerek yapılmışlardır. (Kutay, 2010).

- **Lineer karakteristikli yaylar;** Çubuk yaylar, yaprak yaylar, kangal yaylar (spiral silindirik), disk yaylar, helisel yaylar.
- **Alçalan karakteristikli yaylar;** Disk yaylar, çekiye çalışan lastik yaylar.
- **Yükselen karakteristikli yaylar;** Belirli sayıda disk yaylar bataryası, özel yaprak yaylar, lastik yaylar.

Yay konstrüksiyonunda devamlı olarak yay karakteristiği kullanılacak yere uygun olan yayların seçilmesine uğraşılır. Genelde lineer karakteristikli yaylar seçilir.

5.3 Yaylanma İşi

Yük altında şekil-değiştirme esasında yaylar bir enerji (şekil-değiştirme enerjisi) biriktirirler. Boşalmada bu enerjiyi kısmen geri verirler. Genel olarak "iş" in tarifini formül olarak gösterirsek, Yayın yaptığı iş:

$$\dot{I}_{\text{ş}} = \text{Kuvvet} \cdot \text{Yol}$$

$$W = \int F \cdot ds$$

(5.1)

Buradan da **eğilme etkisindeki yaylar** için;

$$W = \frac{1}{2} \cdot F \cdot s$$

(5.2)

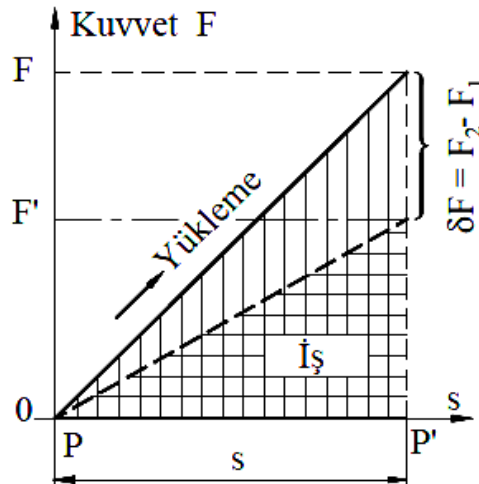
Buradan da **burulma etkisindeki yaylar** için;

$$W = \frac{1}{2} \cdot F \cdot r \cdot \alpha^2$$

(5.3)

W	Nmm	$\dot{I}_{\text{ş}}$
F	N	Yay kuvveti
s	mm	Yaylanma yolu

bulunur.



Şekil 5.8 Kuvvet-Yol diyagramı (Kutay, 2010)

Burada kuvvetin zorladığı "P" noktası "s" yolu kat eder ve böylece yay bir iş yapmış olur. Şekil 5.8 de verilen $\delta F = F_2 - F_1$ sürtünme kuvvetidir.

Eğilme etkisindeki yaylarda yaylanma işi;

$$W = \int F.ds \quad (5.4)$$

Eğer burada lineer karakteristikli yaylar söz konusu ise yaylanma işi:

Kuvvet $F = \frac{F_1 - F_0}{2}$ olarak yazılır.

$$\text{Böylece yaylanma işi } W = \frac{F_2 - F_1}{2} \cdot s \quad (5.5)$$

Yay sabitesi $R = \frac{F}{s}$ buradan kuvvet $F = R \cdot s$

$W = \frac{1}{2} \cdot F \cdot s = \frac{1}{2} \cdot R \cdot s^2$	$\begin{matrix} W \\ F \\ s \\ R \end{matrix}$	$\begin{matrix} \text{Nmm} \\ \text{N} \\ \text{mm} \\ \text{N/mm} \end{matrix}$	$\begin{matrix} \text{Yaylanma işi} \\ \text{Yay kuvveti} \\ \text{Yaylanma yolu} \\ \text{Yay sabitesi} \end{matrix}$
---	--	--	--

(5.6)

Burulma etkisindeki yaylarda yaylanma işi;

$$W = \int F.ds \quad (5.7)$$

$$\text{Yaylanma yolu } s = r \cdot \alpha \quad (5.8)$$

$$\text{Böylece yaylanma işi } W = \int F \cdot r \cdot \alpha \cdot d\alpha \quad (5.9)$$

$W = \frac{1}{2} \cdot F \cdot r \cdot \alpha^2 = \frac{1}{2} \cdot M_t \cdot \alpha^2$	$\begin{matrix} W \\ F \\ r \\ \alpha \\ M_t \end{matrix}$	$\begin{matrix} \text{Nmm} \\ \text{N} \\ \text{mm} \\ ^\circ \\ \text{Nmm} \end{matrix}$	$\begin{matrix} \text{Yaylanma işi} \\ \text{Yay kuvveti} \\ \text{Kuvvet mesafesi} \\ \text{Yaylanma açısı} \\ \text{Burulma (Torsiyon) momenti} \end{matrix}$
---	--	---	---

(5.10)

5.4 Yayların Tertiplenmesi

Konstrüksiyon yapılırken çoğu zaman ya aynı veya çeşitli raylarla tertipleme (kombinasyon) yapılması gerekir. Aşağıda üç ayrı tertipleme alternatifi gösterilmiştir. Yayların tertiplenmesinde şu durumların yerine getirilmesi şarttır: *Yayların etki eksenleri ya aynı doğruda olası veya bir düzlem oluşturması şarttır.*

Paralel tertiplemede momentlerin eşitliği şartı oluşmalıdır. (Kutay, 2010).

Paralel tertipleme:

Kabuller: $F = F_1 + F_2$

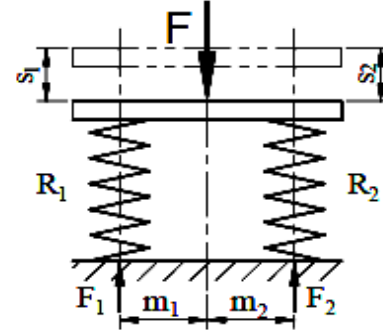
$$F = R_1 \cdot s_1 + R_2 \cdot s_2$$

$$F = R_{ges} \cdot s$$

Eğer : $s = s_1 = s_2$

$$R_{ges} = R_1 + R_2 \text{ ise}$$

Şart olan: $F \cdot m_2 - F_1 \cdot (m_1 + m_2) = 0$



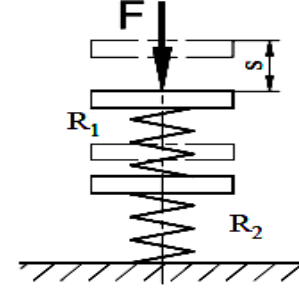
Şekil 5.9 Paralel tertipleme

Seri tertipleme:

Kabuller: $s = s_1 + s_2$

$$s = \frac{F}{R_1} + \frac{F}{R_2} = \frac{F}{R_{ges}}$$

$$\frac{1}{R_{ges}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$



Şekil 5.10 Seri tertipleme

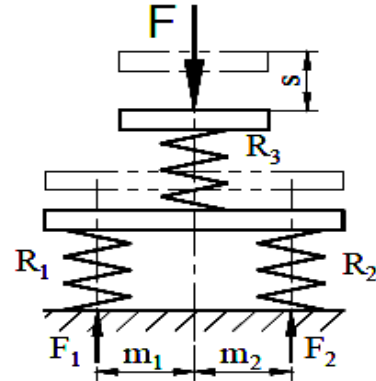
Karışık tertipleme:

Kabuller: $\frac{1}{R_{ges}} = \frac{1}{R_1 + R_2} + \frac{1}{R_3}$

Şartlar :

- Kuvvet etki doğrultusu yay ekseninde veya hepsi bir düzlem içinde olmalıdır.
- Paralel tertiplemede şu koşul sağlanmış olmalıdır:

$$F \cdot m_2 - F_1 \cdot (m_1 + m_2) = 0$$



Şekil 5.11 Karışık tertipleme

5.5 Yay Malzemeleri

Yay malzemeleri çok yüksek mukavemet değerleri olan malzemelerdir. Bu özelliklerinden ötürü çok küçük ölçülerle istenilen fonksiyonlarını yaparlar. Yay malzemeleri genelde alaşımlı çeliklerdir. Örneğin; sertleştirilen çelikler, krom, silisyum, mangan, vanadyum ve paslanmaz çelikler en çok kullanılan malzemelerdendir. Demir olmayan metallerden; prinç, çeşitli bronzlar, v.s. kullanılır.

Hemen hemen bütün yaylar devamlı zorlanma etkisinde çalışacaklarından malzemeleri özel muameleye tutulmalıdır. Örneğin; Perdahlama, sertleştirilmiş yay malzemesinin yüzey karbonunun alınması, saçmalama, v.s. Bazı şüpheli hallerde her ne kadar mukavemet değerleri biliniyorsa da örnek yay yapıp devamlı mukavemet deneyi yapmakta yarar vardır.

Yay malzemesinin sertliği eğilmeye çalışan yaylarda elastiklik modülü "E" ile, burulmaya çalışan yaylarda kayma modülü "G" ile orantılıdır.

Metallerin yanı sıra metal olmayan birçok malzeme yay malzemesi olarak kullanılır. Bu malzemelerin başında tabii ve sentetik kauçuk (lastik) gelir. Lastik yaylar genelde basıya ve kaymaya çalışan yay olarak, sönümleme elemanı, titreşim azaltma elemanı, tampon elemanı, darbeleri azaltma elemanı, motor yataklama elemanı ve elastik kavrama olarak kullanılmalarıdır. Lastiğin istenilen sertlikte olması karıştırılan maddelerle ulaşılır. Özel hallerde yay malzemesi olarak sıvı veya gazlarda kullanılır. Örneğin; Citroen otomobilinde hava yaylanması. Aşağıdaki tablolarla yay malzemelerinin mekanik değerleri oldukça detaylı verilmiştir. Özel olarak her yayın mukavemet değerleri çapları ve işlem görmelerine göre konu edilen kısımda tablolarla verilmiştir. (Kutay, 2010).

Tablo 5.1 Yay malzemelerinin mukavemet değerlerine genel bakış, N/mm² olarak (Kutay, 2010)

Yay cinsi	Malzeme ve malzemenin muamelesi	E- Modülü G- Modülü	Statik mukavemet değerleri	Dinamik mukavemet değerleri
• Yaprak yaylar	Yay çeliği, DIN 17221 İslah edilmiş 51 Si 7 60CrSi 7 50CrV 4 Çelik bandlar DIN 17 222 soğuk haddeli H+A 71 Si7 50CrV 4 Hadde kabuklu Hadde kabuğu alınmış taşlanmış	E-Modülü 200'000 E-Modülü 210'000	R_m $R_{p0,2}$ 1320...1570 1130 1320...1570 1130 1370...1670 1180 1900...2400 1800 1700...2300 1600 $\sigma_{eEM} \approx 0,7 \cdot R_m$	$\sigma_{or} \pm \sigma_G$ $\sigma_{eD} = 500 \pm 120...300$ $\sigma_{eD} = 500 \pm 300$ $\sigma_{eD} = 500 \pm 400$ $\sigma_{eEM} = \sigma_{or} + 0,75 \sigma_G$
• Kargal yaylar	Çelik yay teli DIN 17223 Tel çeşitleri A, B, C, II DIN 17 224 paslanmaz X12CrNi77 K+A	E- Modülü 210'000 E- Modülü 194'000	DIN 2076 göre d ye bağlı σ_{EM} Tabelalardan	σ_{eEM} , DIN 2088 den d = 4 mm kadar tabelalara bakın
• Spiral yaylar	Çelik bandlar DIN 17 222 C67, Ck67. 67SiG4, 50CrV 4	E- Modülü 210'000	Band kalınlığı ≤ 1 mm $\sigma_{EM} \approx 1100$ N/mm ² 1... 3 mm ≈ 950 > 3 mm ≈ 800	İmalatçı verilerine göre
• Disk yaylar	DIN 17 221, 17 222 50CrV4, Ck67	E- Modülü 206'000	$s \approx 0,75 h$ $\sigma_{iEM} = 2000 ... 2400$	Tabelalardan
• Çubuk torsiyon yaylar	Sıcak haddeli çelikler DIN 17 221 ıslah edilmiş 55Cr3, 50CrV4, 51CrMoV4 Üst yüzey taşlanmış ve kumlanmış	G- Modülü 78 500	Yuvarlak çubuklar $\tau_{iEM} = 700$ $\tau_{iEM} = 1020$ 1600< R_m <1800 için	$\tau_{or} \pm \tau_G$ $\tau_{or} \approx 600$ Tabelalardan
• Helisel yay - basma kuvvetini alan yay - çekme kuvvetini alan yay	Yuvarlak yay teli DIN 2076 Yuvarlak çelik yay teli DIN 17 223 DIN 17221 DIN 17 224 Sevk hali K	G- Modülü 83 000 80 000 73 000 E- Modülü 180'000	D ye bağlı olarak τ_{iEM} Tabelalardan τ_{iEM} Tabelalardan τ_{iUEM} Tabelalardan	Tabelalardan ---
- Pirinç yaylar - Bronz yaylar	CuZn37 DIN 17670 CuSn6Zn DIN 17662	E- Modülü 110'000 G- Modülü 40'000	$R_m \approx 300 ... 600$ $\sigma_{eEM} \approx 250$ $\tau_{iEM} \approx 150$	dalgalı değişken $\sigma_{eEM} \approx 150$ 80 $\tau_{iEM} \approx 80$ 40
- Korosyona dayamlı yay	CuNi18Zn20, DIN 17682	E- Modülü 135'000 G- Modülü 45'000	$R_m \approx 620$ $\sigma_{eEM} \approx 350$ $\tau_{iEM} \approx 250$	dalgalı değişken $\sigma_{eEM} \approx 250$ 100 $\tau_{iEM} \approx 150$ 80
- Kauçuk (Lastik) yaylar	Yumuşak lastik Shore-sertliği 40...70	E- Modülü 2... 8 G- Modülü 0,4...1,4	$\sigma_{eEM} \approx 1 ... 2$ $\sigma_{bEM} \approx 3 ... 5$ $\tau_{EM} \approx 1 ... 2$	$\sigma_{eEM} \approx 0,5 ... 1$ $\sigma_{bEM} \approx 1 ... 1,5$ $\tau_{EM} \approx 0,3 ... 0,8$

Tablo 5.2 DIN 2076 e göre yay telleri (Kutay, 2010)

Nominal çap mm	Toleranslar		Nominal çap mm	Toleranslar		Nominal çap mm	Toleranslar	
	B A, B, FD için	C diğer tipler için		B A, B, FD için	C diğer tipler için		B A, B, FD için	C diğer tipler için
0,85	±0,025	±0,015	2,50	±0,035	±0,020	7,50	±0,060	±0,035
0,90			2,60			8,00		
0,95			2,80			8,50		
1,00			3,00			9,00	±0,070	±0,050
1,05			3,20			9,50		
1,10			3,40	±0,045	±0,025	10,00	±0,090	±0,070
1,20			3,60			10,50		
1,25			3,80			11,00		
1,30			4,00			12,00		
1,40			4,25			12,50		
1,50	±0,035	±0,020	4,50			13,00		
1,60			4,75			14,00		
1,70			5,00			15,00		
1,80			5,30			16,00	±0,120	±0,080
1,90			5,60			17,00		
2,00			6,00	±0,060	±0,035	18,00	±0,150	±0,100
2,10			6,30			19,00		
2,25			6,50			20,00		
2,40			7,00					

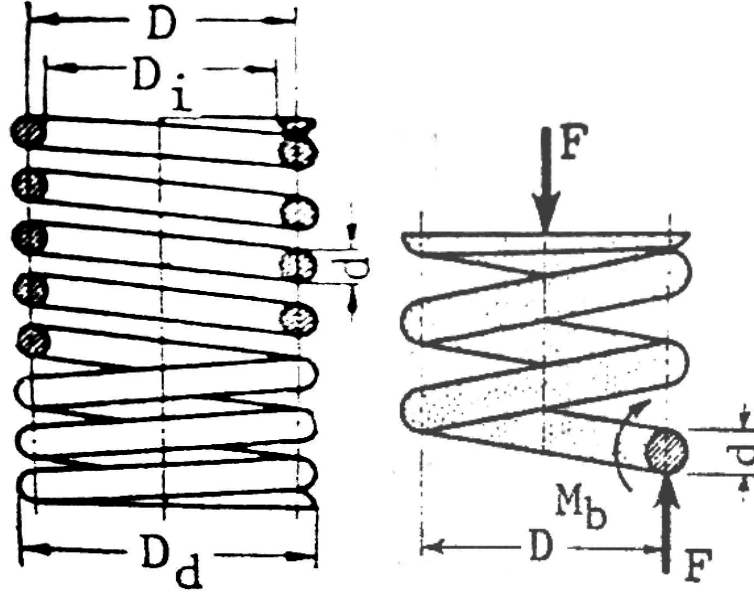
Tanımlama örneği: Dr(aht) DIN2076-A4, yani; Tel cinsi A, çapı d = 4 mm ($d_{max} = 4,045$ mm)

Tablo 5.3 Tel cinsinin (kalitesinin) seçimi (Kutay, 2010)

Tel- cinsi	Kullanıldığı yer	d mm	En düşük çekme mukavemet değeri
A	Çekme, basma ve dönme etkisinde, küçük kuvvetlerle statik ve çok seyrek dinamik yüklemde çalışan yaylar	1 ... 10	$R_m \approx 1720 - 660 \cdot \lg d$
B	Çekme, basma ve dönme etkisinde, orta kuvvetlerle statik ve seyrek dinamik yüklemde çalışan yaylar	0,3 ... 20	$R_m \approx 1980 - 740 \cdot \lg d$
C	Çekme, basma ve dönme etkisinde, büyük kuvvetlerle statik ve seyrek dinamik yüklemde çalışan yaylar	2 ... 20	$R_m \approx 2220 - 820 \cdot \lg d$
D	Çekme, basma ve dönme etkisinde, büyük kuvvetlerle statik ve orta/büyük dinamik yüklemde çalışan yaylar	0,2 ... 20	$R_m \approx 2220 - 820 \cdot \lg d$
FD	Çelik yay teli (alışımsız) statik yüklemeler için.	0,5 ... 17	$R_m \approx 1846 - 480 \cdot \lg d$
VD	Ventil yayı teli (alışımsız) büyük dinamik torsiyon etkisinde çevre ısısında çalışan yaylar	0,5 ... 10	$R_m \approx 1800 - 415 \cdot \lg d$

5.6 Helisel Yay Hesabı

Kavramalarda yay olarak helisel yay kullanımı ön görülmüştür; konstrüksiyona en uygun yay boyutları olacak şekilde hesaplama yapılmıştır.



Şekil 5.12 Silindirik helisel yayın zorlanması ve genel boyutlar (Belevi, 1996)

Tablo 5.4 Kullanılacak yay hakkındaki genel veriler

GENEL VERİLER	
Yay malzemesinin kopma gerilmesi	$\sigma_k = 1300 \text{ N/cm}^2$
Yay malzemesinin kayma modülü	$G = 80000 \text{ N/cm}^2$
Yaydaki çökme miktarı	$f = 2,1 \text{ mm}$
Emniyet katsayısı	$k = 1,25$
Konstrüksiyon gereği yayın ortalama çapı	$\phi = 80 \text{ mm}$

Lamellerin kapanması için gerekli hidrolik basınç $P_{hid} = 13 \text{ bar}$ dır. Hidrolik sıvısını geri çekmek için 1 adet yay kullanılacaktır. Yaya uygulanacak basınç $P_{yay} = 2 \text{ bar}$ dır. Bu durumda toplam hidrolik basınç

$$P = P_{hid} + P_{yay} = 13 + 2 = 15 [\text{bar}] \quad (5.11)$$

Yaya gelecek eksenel itme kuvveti

$$F_E = \frac{600.2}{13} = 92,3[\text{daN}] \Rightarrow F_E = 923 [\text{N}] \quad (5.12)$$

Yay malzemesinin emniyetli kayma gerilmesi

$$\tau_{em} = 0,5 \cdot \sigma_K = 0,5 \cdot 1300 \Rightarrow \tau_{em} = 650 [\text{N/mm}^2] \quad (5.13)$$

Yayın burulma gerilmesi

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_b} \leq \frac{\tau_{em}}{k} \quad (5.14)$$

$$\Rightarrow \frac{F_E \cdot \frac{D}{2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \leq \frac{\tau_{em}}{k} \quad (5.15)$$

$$\Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F_E \cdot D \cdot k}{\pi \cdot \tau_{em}}} \quad (5.16)$$

Yay sarım çapı

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F_E \cdot D \cdot k}{\pi \cdot \tau_{em}}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 923 \cdot 80 \cdot 1,25}{\pi \cdot 650}} \cong 7,2 \quad (5.17)$$

Yayın şekil değiştirmesi (kısalması)

$$f = \phi \cdot \frac{D}{2} = \left[\frac{i \cdot \pi \cdot \pi^2 \cdot F_E}{4 \cdot G \cdot I_b} \right] \cdot \frac{D}{2} = \left[\left(\frac{i \cdot \pi \cdot \pi^2 \cdot F_E}{4 \cdot G} \right) \cdot \frac{64}{\pi \cdot d^4} \right] \cdot \frac{D}{2} \quad (5.18)$$

$$\Rightarrow f = \frac{8 \cdot D^3 \cdot i \cdot F_E}{G \cdot d^4} \quad (5.19)$$

Yay sarım sayısı

$$i = \frac{f \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot F_E} = \frac{2,1 \cdot 80000 \cdot 7,2^4}{8 \cdot 80^3 \cdot 923} = 0,12 \quad (5.20)$$

Toplam sarım sayısı

$$i_{\text{top}} = i + 1,5 = 0,12 + 1,5 = 1,62 \Rightarrow i_{\text{top}} = 2 \text{ alınır.} \quad (5.21)$$

Yayın dış çapı

$$D_d = D + d = 80 + 7,2 = 87,2 \text{ [mm]} \quad (5.22)$$

Toplam (serbest) yay uzunluğu

$$L = i_{\text{top}} \cdot d + 0,17 \cdot d \cdot i + f = 2 \cdot 7,2 + 0,17 \cdot 7,2 \cdot 0,12 + 2,1$$

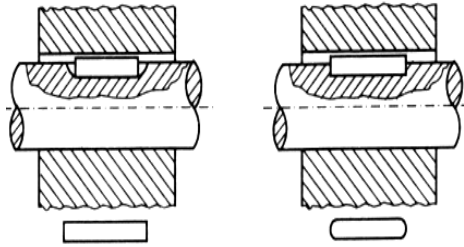
$$\Rightarrow L = 16,5 \text{ [mm]} \quad (5.23)$$

BÖLÜM ALTI

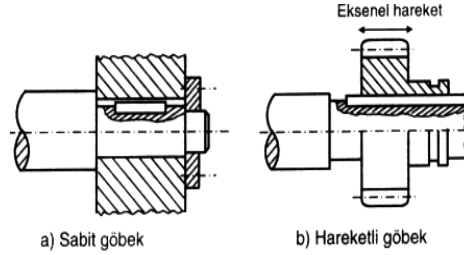
KAVRAMADA KULLANILAN UYGU KAMASI (FEDER) HESABI

6.1 Uygü Kaması (Feder)

Uygü kamaları, yüzeyleri paralel olan prizmatik şeklinde elemanlardır. Bunlar mil ve göbeğe açılan kanallara serbest olarak monte edilirler. Bu şekilde monte edilen göbek sabit veya kayabilen şekilde olabilir. Uygü kamaları sadece milden göbeğe veya göbekten mile bir burulma momentinin iletilmesini sağlar; göbeği mille, eksenel yönden bağlamaz. Dolayısıyla, sabit göbekleri eksenel yönden tespit etmek için, ek tespit elemanları kullanılır.

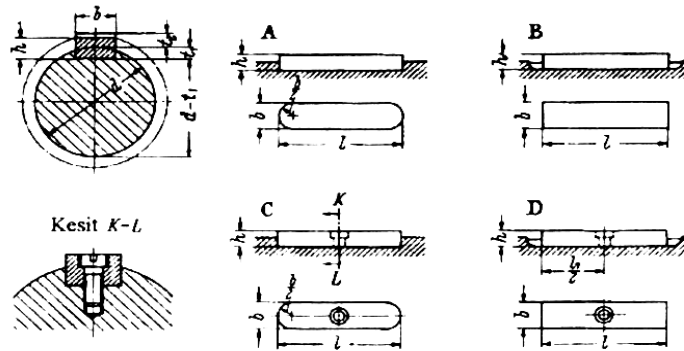


Şekil 6.1 Uygü Kama Bağlantıları
(Akkurt, 2005)



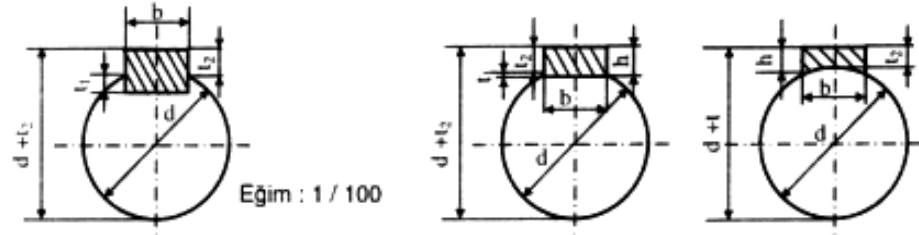
Şekil 6.2 Uygü Kama Bağlantıları Göbek
Tipleri (Akkurt, 2005)

DIN standardına göre uygü kama tipleri aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. Bunlar kenarları yuvarlak(A ve C tipi) veya düz (B ve D tipi) olabilirler. Kanal içine serbest (A,B) veya cıvata ile (C,D) ile tespit edilebilirler. Cıvata ile tespit edilen kamalar, genellikle eksenel yönden kayabilen göbeklerde kullanılır. (Akkurt, 2005).



Şekil 6.3 Uygü Kama Tipleri (Akkurt, 2005)

Tablo 6. 2 Uygu Kamaları Tablosu (Akkurt, 2005)



Çap (d) den kadar	Gömme kama ve federler				Burunlu veya burunsuz					
	b x h	t ₁	feder	kama	Düz-yassı kama			Oyuk kama		
			t ₂	t ₂	b x h	t ₁	t ₂	b x h	t ₂	
6.....8	2 x 2	1.1	0.8	0.6						
8.....10	3 x 3	1.7	1.2	1						
10.....12	4 x 4	2.5	1.8	1.2						
12.....17	5 x 5	3	2.3	1.7						
17.....22	6 x 6	3.5	2.8	2.2						
22.....30	8 x 7	4	3.3	2.4	8 x 5	1.3	3.2	8 x 3.5	3.2	
30.....38	10 x 8	5	3.3	2.4	10 x 6	1.8	3.7	10 x 4	3.7	
38.....44	12 x 8	5	3.3	2.4	12 x 6	1.8	3.7	12 x 4	3.7	
44.....50	14 x 9	5.5	3.8	2.9	14 x 6	1.8	4	14 x 4.5	4	
50.....58	16 x 10	6	4.3	3.4	16 x 7	1.9	4	16 x 5	4.5	
58.....65	18 x 11	7	4.4	3.4	18 x 7	1.9	4.5	18 x 5	4.5	
65.....75	20 x 12	7.5	4.9	3.9	20 x 8	1.9	5.5	20 x 6	5.5	
75.....85	22 x 14	9	5.4	4.4	22 x 9	1.8	6.5	22 x 7	6.5	
85.....95	25 x 14	9	6.4	4.4	25 x 9	1.9	6.4	25 x 7	6.4	
95.....110	28 x 16	10	7.4	5.4	28 x 10	2.4	6.9	28 x 7.5	6.9	
110.....130	32 x 18	11	8	6.4	32 x 11	2.3	7.9	32 x 8.5	7.9	
130.....150	36 x 20	12	9	7.1	36 x 12	2.8	8.4	36 x 9	8.4	
150.....170	40 x 22	13	10	8.1	40 x 14	4	9.1			
170.....200	45 x 25	15	11.5	A-Yuvarlak alınlı B-Düz alınlı						
200.....230	50 x 28	17	13							
230.....260	56 x 32	19	15							
260.....290	63 x 32	20	14							

Standart kama uzunlukları (l) : 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400 mm

Yüzey Basıncı Kontrolü

$$P \leq P_{em}$$

$$P = \frac{4.M_b}{h.\ell.d} \leq P_{em} \quad (6.1)$$

Zayıf olan malzeme ezileceğinden hesap $\sigma_{AK} = 290 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ olana göre yapılır.

$$P \leq P_{em} \quad (6.2)$$

$$\Rightarrow \frac{4.M_b}{h.\ell.d} \leq \frac{\sigma_{AK}}{s} \quad (6.3)$$

$$\Rightarrow \frac{4.340000}{10.50.55} = 49,5 \leq \frac{290}{1,5} = 193,3 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Olduğundan ezilmeye karşı emniyetlidir.

Makaslama kontrolü

$$\tau \leq \tau_{em} \quad (6.4)$$

$$\Rightarrow \tau = \frac{2.M_b}{b.\ell.d} \leq \tau_{em} = \frac{\tau_{AK}}{s} = \frac{0,577.\sigma_{AK}}{s} \quad (6.5)$$

$$\Rightarrow \tau = \frac{2.340000}{16.50.55} = 15,5 \text{ [N/mm}^2\text{]} \leq \tau_{em} = \frac{0,577.290}{1,5} = 115 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

olduğundan emniyetlidir.

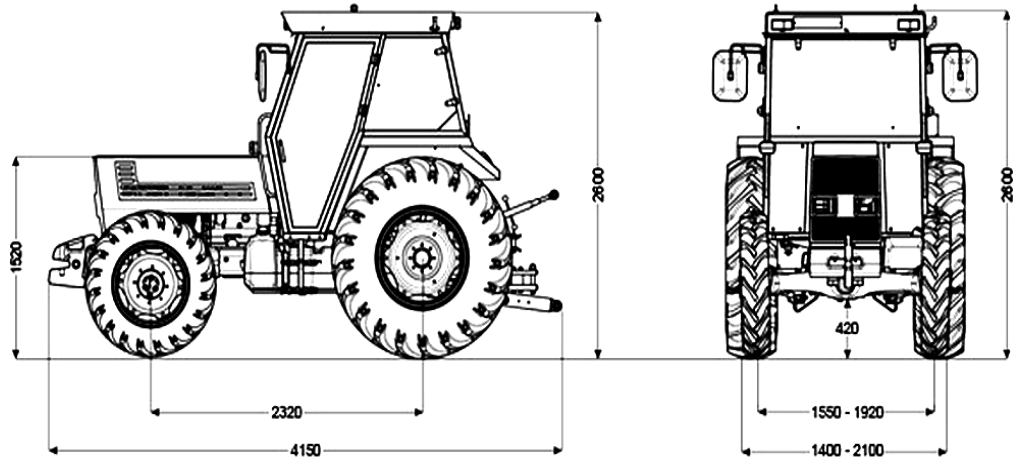
BÖLÜM YEDİ

DİNAMİK ANALİZ

7.1 Powershuttle Kavrama Sistemi Dinamikleri

Powershuttle kavrama sistemi, traktör güç dizini olması sebebiyle, traktörün boylamasına hareketi esnasında – özellikle kalkışta ve hareketin tersine döndüğü anlarda sürüş konforu üzerinde etkisi olan ve dikkatli bir şekilde tasarlanması gereken mekanik/akışkan bir sistemdir.

Traktör motoru, powershuttle kavrama sistemi, transmisyon sistemi (grup ve hız dişlileri, transmisyon milleri, diferansiyel ve son çevrim, tahrik milleri), hidrolik regülatör sistemi, soğutma sistemi alt sistemlerinin dinamik denklemlerinden oluşan bileşik güç dizini dinamiği üstte bahsi geçen sürüş konforunun belirlenmesini sağlamaktadır. Aşağıda bu alt sistemlerin belirli çalışma koşullarına göre formülasyonu verilmiştir.



Şekil 7.1 Traktörün genel boyutları (<http://www.tumosan.com.tr/tr/index.php/traktoer/8000-serisi-8075-8085-8095>)

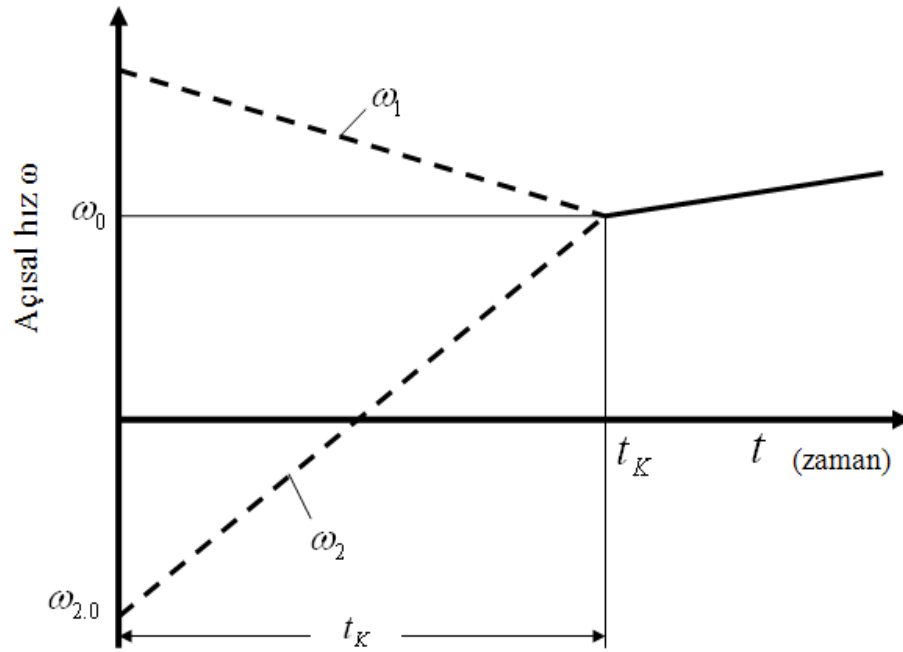
Tablo 7.1 Traktörün teknik değerleri (<http://www.tumosan.com.tr/tr/index.php/traktoer/8000-serisi-8075-8085-8095>)

MAKSİMUM MOTOR GÜCÜ (HP)	95 HP
MAKSİMUM MOTOR DÖNDÜRME MOMENTİ ($n_M = 1000 - 1500$ D/d arası sabit)	$M_{DMAX} = 340 \text{ Nm}$
TOPLAM TAŞIT KÜTLESİ	$m_T = 3700 \text{ kg}$
MOTOR ATALET MOMENTİ	$\theta_M = 0,45 \text{ kg.m}^2$
1.VİTES ÇEVİRİM ORANI	$i_1 = 2,1$
YAVAŞ KONUMU İÇİN ÇEVİRİM ORANI	$i_{YAV} = 1,5$
TRANSFER KUTUSU ÇEVİRİM ORANI	$i_{TR} = 1,4$
TRANSFER KUTUSUNDAN TEKERE KADAR OLAN ÖN AKS ÇEVİRİM ORANI	$i_{ÖN} = 19,32$
TRANSFER KUTUSUNDAN TEKERE KADAR OLAN ARKA AKS ÇEVİRİM ORANI	$i_{ARKA} = 26,32$
ÖN TEKERLEK BOYUTLARI	7,5 - 18
ÖN TEKERLEK DİNAMİK YARIÇAPI	$r_{dyn.ön} = 407 \text{ mm}$
ARKA TEKERLEK BOYUTLARI	18,4 - 30
ARKA TEKERLEK DİNAMİK YARIÇAPI	$r_{dyn.arka} = 735 \text{ mm}$
TAHRİK TEKERLERİ ATALET MOMENTİ	$\theta_R = 33,64 \text{ kg.m}^2$
SİSTEMİN MEKANİK VERİMİ	$\eta = 90$
TRAKTÖRÜN PROJEKSİYON ALANI	$A \cong 3 \text{ m}^2$
YUVARLANMA DİRENCİ KATSAYISI	$f_R = 0,02$
HAVA DİRENCİ KATSAYISI	$C_w = 0,42$
HAVA YOĞUNLUĞU	$\rho_L = 1,202 \text{ kg/m}^3$

7.2 Sistemin Dinamik Açıdan İncelenmesi

Powershuttle ile hareket kabiliyeti değiştirilen traktörde, oluşan hareketi formüle edebilmek için tüm sistemin belirli koşullarda çalıştığını varsayalım bu çalışma koşulları şunlardır.

- Toplam kütlesi m_T olan traktörün geri yönde V hızı ile hareket ettiğini varsayalım ve powershuttle sistemi ile traktör geri konumdan ileri konuma hareketlendirilsin.
- Traktörün sadece arkadan çekiş aktif olarak ve yavaş konumu devrede iken 1. vites de kullanıldığı varsayalım.
- Sistemin devreye girmesi anında motorun maksimum momentte çalıştırıldığı varsayalım.



Şekil 7.2 Modelenmiş kavrama olayı

$$M_M - \dot{\omega}_1 \cdot \theta_1 = K_R \cdot M_{D_{MAX}} \quad (7.3)$$

$M_M = M_{D_{MAX}}$ ve $\theta_1 = \theta_M$ yazarak bu denklemi farklı şekilde yazacak olursak $\dot{\omega}_1$ değeri

$$\dot{\omega}_1 = - \frac{(K_R - 1) \cdot M_{D_{MAX}}}{\theta_M} \quad (7.4)$$

Kavrama zamanı süresince bu değer integre edilirse, giriş milinin kavrama sonrası açısal hızı şöyle yazılır.

$$\int_0^1 \dot{\omega}_1 \cdot dt = \int_0^1 - \frac{(K_R - 1) \cdot M_{D_{MAX}}}{\theta_M} \cdot dt \quad (7.5)$$

$$\omega_1 = \omega_{1,0} - (K_R - 1) \cdot \frac{M_{D_{MAX}}}{\theta_M} \cdot t \quad (7.6)$$

Burada $\omega_{1,0}$ kavramadan önceki devir sayısı olduğuna göre

$$\boxed{\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_M}{30} - (K_R - 1) \cdot \frac{M_{D_{MAX}}}{\theta_M} \cdot t} \quad (7.7)$$

Olmak üzere t kavrama zamanına bağlı olan bir eşitlik bulunur ($\omega = f(t)$). Kavramanın ikinci tarafında etkiyen momentleri ve atalet momentlerini yazalım. Araca etki eden hareket dirençlerinin ($F_R + F_S + F_L$) momenti M_F incelenen durumda

$$\left. \begin{aligned} F_R &= f_R \cdot G \cdot \cos \alpha \\ F_S &= G \cdot \sin \alpha \\ F_L &= \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot V^2 \cdot A \cdot C_w \end{aligned} \right\} \text{Hareket - Dirençleri} \quad (7.8)$$

$$M_F = \frac{\sum F \cdot r}{i \cdot \eta} \quad (7.9)$$

$$M_F = (F_R + F_S + F_L) \cdot \frac{r_{dyn}}{i_1 \cdot i_{YAV} \cdot i_{ARKA}} \cdot \frac{1}{\eta} \quad (7.10)$$

$$M_F = \left[(f_R \cdot G \cdot \cos \alpha) + (G \cdot \sin \alpha) + \left(\frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot V^2 \cdot A \cdot C_w \right) \right] \cdot \frac{r_{dyn}}{i_1 \cdot i_{YAV} \cdot i_{ARKA}} \cdot \frac{1}{\eta} \quad (7.11)$$

Kavrama diski miline (ikinci mile) indirgenmiş, kavramadan tekerleğe kadar olan tüm dönen ve ötelenen kütlelerin eşdeğer indirgenmiş kütle atalet momenti θ_Σ

$$\theta_\Sigma = \theta_2 + \left(\frac{G \cdot r_{dyn}^2}{g} + \sum \theta_R \right) \cdot \frac{1}{i^2 \cdot \eta} \quad (7.12)$$

$$\theta_\Sigma = \theta_2 + \frac{[m_T \cdot r_{dyn}^2 + \theta_R]}{(i_1 \cdot i_{YAV} \cdot i_{ARKA})^2 \cdot \eta} \quad (7.13)$$

Burada $m_T \cdot r_{dyn}^2$ araç kütesinin tekerlek miline indirgenmiş atalet momenti, θ_R tahrik tekerleri atalet momenti θ_2 tahrik milleri atalet momentidir.

Kavramanın ikinci tarafı için moment dengesi yazılacak olursa $\dot{\omega}_2$ açısal hızı, t zamanına göre formüle edilecektir. Sistemin çalışması sırasında taşıt geri yönde doğrusal hareket yaparken; powershuttle ile yapılan mekanik değişiklikten dolayı taşıt geri yönde giderken belli bir süre sonuna kadar yavaşlamakta ve daha sonra ileri yönde doğrusal olarak hareket etmeye başlamaktadır (şekil 7.2.1).

$$M_K - M_F - \dot{\omega}_2 \cdot \theta_\Sigma = 0 \quad (7.14)$$

$$\dot{\omega}_2 = \frac{M_K - M_F}{\theta_\Sigma} \quad (7.15)$$

$$\dot{\omega}_2 = \frac{M_K}{\theta_\Sigma} - \frac{M_F}{\theta_\Sigma} = \frac{K_R \cdot M_{DMAX}}{\theta_\Sigma} - \frac{M_F}{\theta_\Sigma} \quad (7.16)$$

$$\dot{\omega}_2 = \frac{K_R \cdot M_{D\text{MAX}}}{\theta_\Sigma} - \frac{(F_R + F_S + F_L) \cdot \frac{r_{\text{dyn}}}{i_1 \cdot i_{YAV} \cdot i_{ARKA}} \cdot \frac{1}{\eta}}{\theta_\Sigma} \quad (7.17)$$

Burada $i_1 \cdot i_{YAV} \cdot i_{ARKA} = i_{TOP}$ dersek oluşan denklemi daha da açacak olursak

$$\dot{\omega}_2 = \frac{K_R \cdot M_{D\text{MAX}}}{\theta_\Sigma} - \frac{(F_R + F_S + [0,5 \cdot \rho_L \cdot V^2 \cdot A \cdot C_W]) \cdot r_{\text{dyn}}}{i_{TOP} \cdot \eta} \cdot \frac{i_{TOP}^2 \cdot \eta}{\theta_2 \cdot i_{TOP}^2 \cdot \eta + [m_T \cdot r_{\text{dyn}}^2 + \theta_R]} \quad (7.18)$$

$$\dot{\omega}_2 = \frac{K_R \cdot M_{D\text{MAX}}}{\theta_\Sigma} - \frac{[(F_R + F_S) \cdot (i_{top} \cdot r_{\text{dyn}})] + [(0,5 \cdot \rho_L \cdot A \cdot C_W) \cdot (i_{top} \cdot r_{\text{dyn}}) \cdot \omega_2^2 \cdot r_{\text{dyn}}^2]}{\theta_2 \cdot i_{TOP}^2 \cdot \eta + [m_T \cdot r_{\text{dyn}}^2 + \theta_R]} \quad (7.19)$$

Açısal ivmenin ($\dot{\omega}_2$), açısal hıza (ω) bağlı olduğu bu denklemi daha sade biçimde yazarak $\omega = f(t)$ denklemini elde etmek istersek;

$$\dot{\omega}_2 = C_1 + C_2 \cdot \omega_2^2 \quad (7.20)$$

$$\Rightarrow C_1 = \frac{K_R \cdot M_{D\text{MAX}}}{\theta_\Sigma} - \frac{[(F_R + F_S) \cdot (i_{top} \cdot r_{\text{dyn}})]}{\theta_2 \cdot i_{TOP}^2 \cdot \eta + [m_T \cdot r_{\text{dyn}}^2 + \theta_R]} \quad (7.21)$$

$$\Rightarrow C_2 = - \frac{[(0,5 \cdot \rho_L \cdot A \cdot C_W) \cdot (i_{top} \cdot r_{\text{dyn}})^3]}{\theta_2 \cdot i_{TOP}^2 \cdot \eta + [m_T \cdot r_{\text{dyn}}^2 + \theta_R]} \quad (7.22)$$

$$\dot{\omega}_2 = C_1 + C_2 \cdot \omega_2^2 \quad (7.23)$$

$$\frac{\partial \omega_2}{\partial t} = C_1 + C_2 \cdot \omega_2^2 \quad (7.24)$$

$$\int \frac{d\omega_2}{C_1 + C_2 \cdot \omega_2^2} = \int dt \dots C_2 = -C'_2 \dots \text{olsun} \quad (7.25)$$

$$\int \frac{d\omega_2}{C_1 - C'_2 \cdot \omega_2^2} = \int dt \dots a = \frac{C_1}{C'_2} \dots \text{olsun} \quad (7.26)$$

$$\frac{1}{C'_2} \cdot \int \frac{d\omega_2}{a - \omega_2^2} = \int dt \quad (7.27)$$

$$\Rightarrow \int \frac{d\omega_2}{a - \omega_2^2} = \int \frac{d\omega_2}{(\sqrt{a} - \omega_2)(\sqrt{a} + \omega_2)} \quad (7.28)$$

$$\Rightarrow \frac{1}{(\sqrt{a} - \omega_2)(\sqrt{a} + \omega_2)} = \frac{A}{\sqrt{a} - \omega_2} + \frac{B}{\sqrt{a} + \omega_2} \dots \Rightarrow A = \frac{1}{2\sqrt{a}} \dots \Rightarrow B = \frac{1}{2\sqrt{a}} \quad (7.29)$$

$$\Rightarrow \int \frac{d\omega_2}{a - \omega_2^2} = \int \frac{\frac{1}{2\sqrt{a}}}{\sqrt{a} - \omega_2} dt + \int \frac{\frac{1}{2\sqrt{a}}}{\sqrt{a} + \omega_2} dt = \frac{1}{2\sqrt{a}} \cdot \left[-\ln|\sqrt{a} - \omega_2| + \ln|\sqrt{a} + \omega_2| \right] \quad (7.30)$$

$$\Rightarrow \int \frac{d\omega_2}{a - \omega_2^2} = \frac{1}{2\sqrt{a}} \cdot \ln \left| \frac{\sqrt{a} + \omega_2}{\sqrt{a} - \omega_2} \right| \quad (7.31)$$

Denklemi tekrar yazacak olursak

$$\frac{1}{C_2} \cdot \int_{\omega_{2,0}}^{\omega_2} \frac{d\omega_2}{a - \omega_2^2} = \int_0^t dt \quad (7.32)$$

$$\frac{1}{-C_2} \cdot \frac{1}{2\sqrt{a}} \cdot \ln \left| \frac{\sqrt{a} + \omega_2}{\sqrt{a} - \omega_2} \right| = t + k \quad (7.33)$$

$$\Rightarrow t = 0 \dots \text{için} \dots \omega_2 = \omega_{2,0}$$

$$\Rightarrow \omega_{2,0} = \frac{V}{r_{\text{dyn}}} \cdot i_{\text{TOP}} \quad (7.34)$$

$$\Rightarrow k = \frac{1}{-C_2} \cdot \frac{1}{2\sqrt{a}} \cdot \ln \left| \frac{\sqrt{a} + \omega_{2,0}}{\sqrt{a} - \omega_{2,0}} \right| \quad (7.35)$$

$$\Rightarrow X = \frac{1}{-C_2} \dots \text{olsun} \quad (7.36)$$

$$\Rightarrow Y = \frac{1}{2\sqrt{a}} \dots \text{olsun} \quad (7.37)$$

$$X.Y.\ln\left|\frac{\sqrt{a}+\omega_2}{\sqrt{a}-\omega_2}\right|=t+k \quad (7.38)$$

$$\ln\left|\frac{\sqrt{a}+\omega_2}{\sqrt{a}-\omega_2}\right|=\frac{t+k}{X.Y} \quad (7.39)$$

$$\frac{\sqrt{a}+\omega_2}{\sqrt{a}-\omega_2}=e^{\frac{t+k}{X.Y}} \quad (7.40)$$

$$\boxed{\omega_2=\sqrt{a}.\frac{e^{\frac{t+k}{X.Y}}-1}{e^{\frac{t+k}{X.Y}}+1}} \quad (7.41)$$

Tam kavrama olduktan sonra, yani giriş ve çıkış arasında herhangi bir kayma söz konusu değilse $\omega_1 = \omega_2 = \omega_0$ (7,7 ve 7.41 numaralı denklemler) olmak zorundadır. Burada ω_0 kavrama sonundaki açısal hızdır. Yukarıdaki denklemlerden elde edilen ω_1 ve ω_2 değerleri kavrama olduktan sonraki an için birbirine eşitlenerek kavrama zamanı(t_K) ve bu zamanın sonunda taşıtın ileri yöndeki hareketinde ilk hızı elde edilir.

$$\omega_1 = \omega_2 = \omega_0$$

$$\frac{\pi.n_M}{30} - (K_R - 1).\frac{M_{D\text{MAX}}}{\theta_M}.t = \sqrt{a}.\frac{e^{\frac{t+k}{X.Y}}-1}{e^{\frac{t+k}{X.Y}}+1}$$

Elde edilen denkleme traktörün sabit ve değişken parametrelerinin değerleri uygulandığında; düz bir zeminde, geri yönde sabit 30 km/h hızla (1.viteste, yavaş konumu, arkadan çekiş aktif) hareket ederken maksimum motor momentinde sistem değişikliği yapılarak traktörün ileri gitmesi istendiğinde kavrama süresi yaklaşık $t_K = 1,42$ sn olarak elde edilmiştir.

Tablo 7.2 Taşıt parametreleri

<u>PARAMETRELER</u>	
<u>DEĞİŞKEN PARAMETRELER</u>	<u>SABİT PARAMETRELER</u>
<i>Motor Momenti</i>	<i>Lastik Boyutları</i>
<i>Motor Devri</i>	<i>Taşıt Ağırlığı</i>
<i>Vites Konumu</i>	<i>Motor Atalet Momenti</i>
<i>Hızlı-Yavaş Konumu</i>	<i>Tahrik Tekerleri Atalet Momenti</i>
<i>Arka Veya Dört Çeker Konumu</i>	<i>Sistemin Mekanik Verimi</i>
<i>Zemin Eğimi</i>	<i>Traktörün Projeksiyon Alanı</i>
<i>Traktörün Hızı</i>	<i>Yuvarlanma Direnci Katsayısı</i>
	<i>Hava Direnci Katsayısı</i>
	<i>Hava Yoğunluğu</i>
	<i>Sistemin Hidrolik Basıncı</i>

BÖLÜM SEKİZ

YAPISAL ANALİZLER

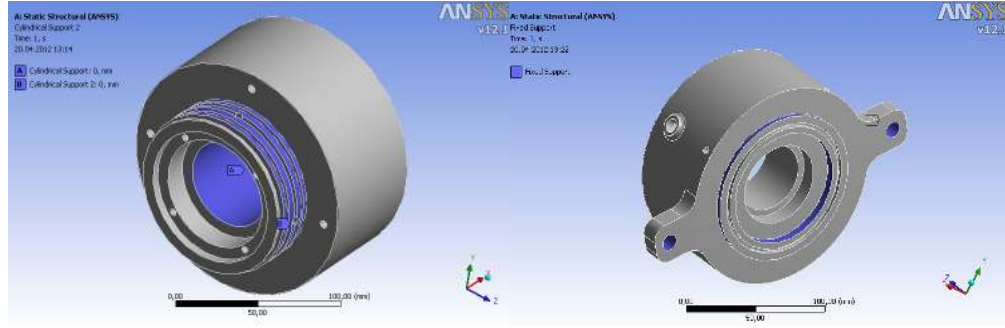
Solidwork 2010 programıyla modellenen powershuttle sisteminin parçaları, Ansys Workbench 12.1 yazılımı kullanılarak yapısal analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizler kapsamında tüm parçaların en zorlu çalışma koşullarına göre analiz koşulları belirlemiş ve bu durumlar için analizler yapılmıştır.

8.1 Kavrama Grubu

Powershuttle sisteminde moment ve devir iletimini sağlayan en önemli kısımlar ileri ve geri yönde hareketi sağlayan lamelli kavramalardır. Bu kavramalar devreye girdiği anda sisteme çok büyük bir basınç tatbik edilmekte ve bu basınçtan dolayı sistemde çok büyük bir eksenel kuvvet oluşmaktadır. Ayrıca motordan gelen moment de parçalara ekstra yüklerin etkimesine yol açmaktadır. Kavrama grubundaki analizi yapılacak tüm parçalarda bu basınç, moment ve eksenel kuvvetlerin etki ve tepkileri sınır koşulları olarak belirtilecektir.

8.1.1 Kavrama Ana Gövdeleri

Aşağıdaki resimde solda gösterilen 1 numaralı kavrama ana gövdesi ileri hareketi sağlayan kavramanın ana gövdesidir. 2 numaralı kavrama ana gövdesi ise geri yönde hareketi sağlayan kavramanın ana gövdesidir. Ansyse aktarılan modelle ilgili herhangi bir hata olup olmadığı gözden geçirilir. Sisteme yükü vermeden önce mesnet noktaları tanımlanmalıdır. Kavrama ana gövde 1 de iki yerde silindirik mesnet verilmiştir. Bunlardan birincisi motor mili ile temas ettiği kısım, ikincisi yağlama bileziği ile temas ettiği kısımdır. Kavrama ana gövde 2 de ise şanzıman gövdesine cıvatalarla sabitlendiği yerlere ve yüzey olarak şanzıman gövdesine oturduğu yere sabit mesnet verilmiştir. Kavrama ana gövdelerinde malzeme olarak St 70-2 malzemesi atanmıştır.

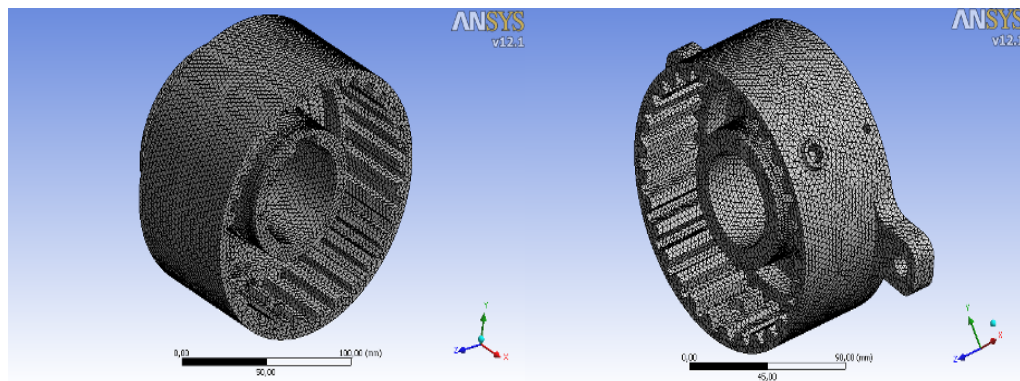


Şekil 8.1 Kavrama ana gövde - 1 (solda) ve kavrama ana gövde – 2 (sağda)

Tablo 8.1 Kavrama Ana Gövdelerinin Malzeme Özellikleri

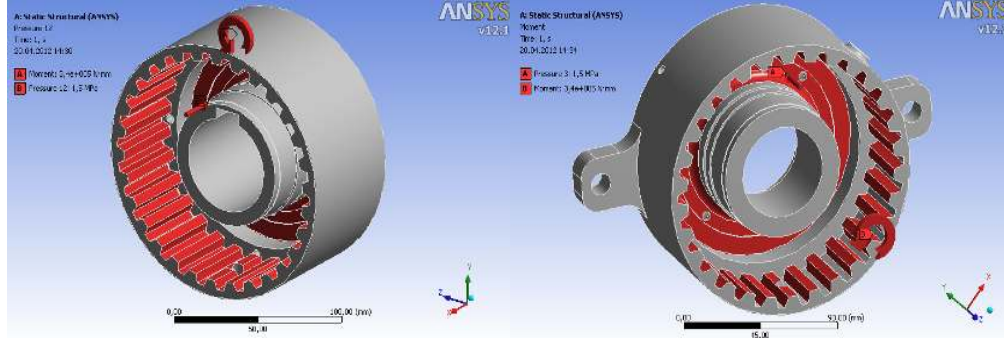
St 70-2 Malzemesinin Özellikleri	
Elastisite modülü	200000 MPa
Poisson Oranı	0,3
Akma Gerilmesi	360 MPa

Sonlu elemanlar modelinin oluşturulması sırasında analizin optimum sonucu vermesi açısından seçilen eleman boyutu gövdeler için 3mm seçilmiştir. Böylece elemanlar arasında boyut farklarından dolayı oluşacak program hataları minimum hale getirilmiştir ve en iyi sonucu verecek şekilde mesh yapısı oluşturulmuştur.



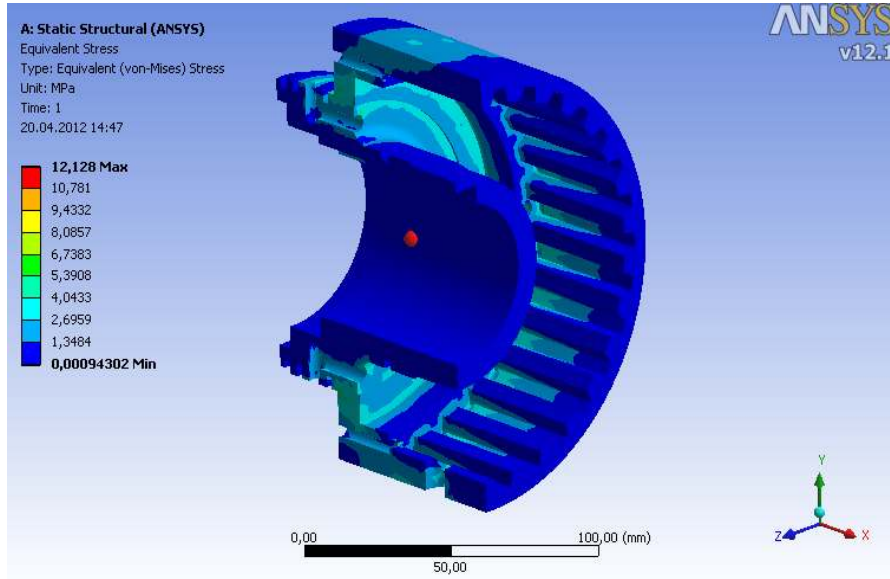
Şekil 8.2 Eleman boyutu ve dağılımı

Analizler sırasında iki kavramaya da etkiyen hidrolik basınç (15 bar = 1,5 MPa), ana gövdelerde etkidiği tüm yüzeylere ve bu basıncı ileten tüm yağ kanallarına etkisi tatbik edilmiştir. Bu basınca ek olarak traktörün maksimum momentte çalıştığı varsayılarak etkiyen moment yine gövdelere uygulanmıştır.

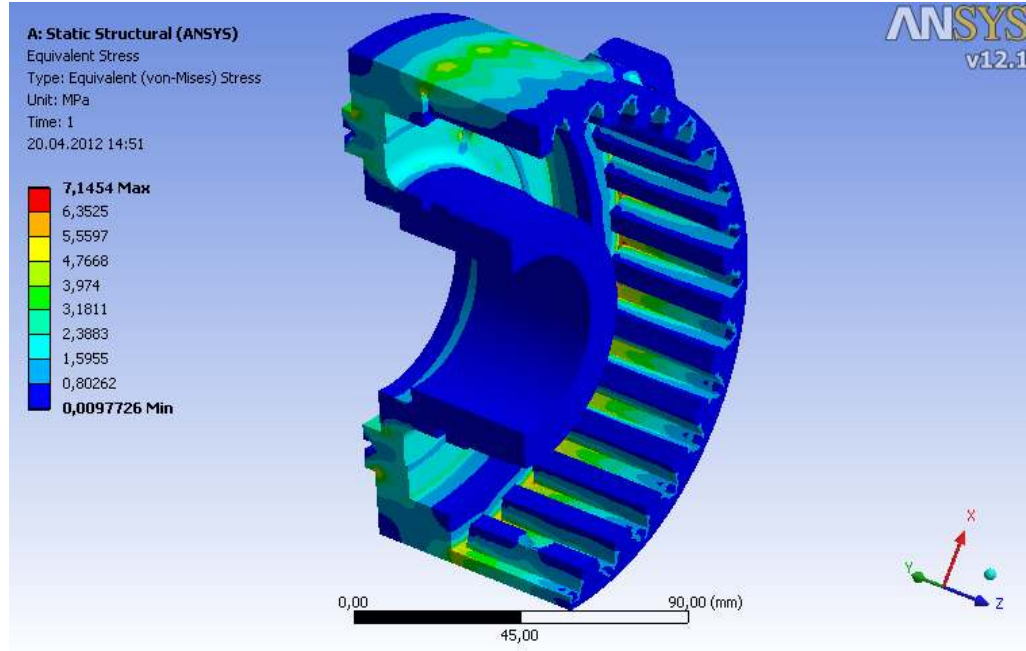


Şekil 8.3 Kavrama ana gövdelerine etkiyen basınçlar ve momentler

İki gövde içinde analiz sonucunu değerlendirdiğimizde kavrama ana gövde-1'de maksimum gerilmenin 12,128 MPa ve kavrama ana gövde-2'de maksimum gerilmenin 7,145 MPa olduğu görülmüştür. Bu gerilme değerlerini kullanılan malzemelerin akma gerilmesiyle kıyasladığımızda emniyet açısından tehlikeli bir durum olmadığı görülmüştür.



Şekil 8.4 Kavrama ana gövde - 1 Von-Mises gerilmesi

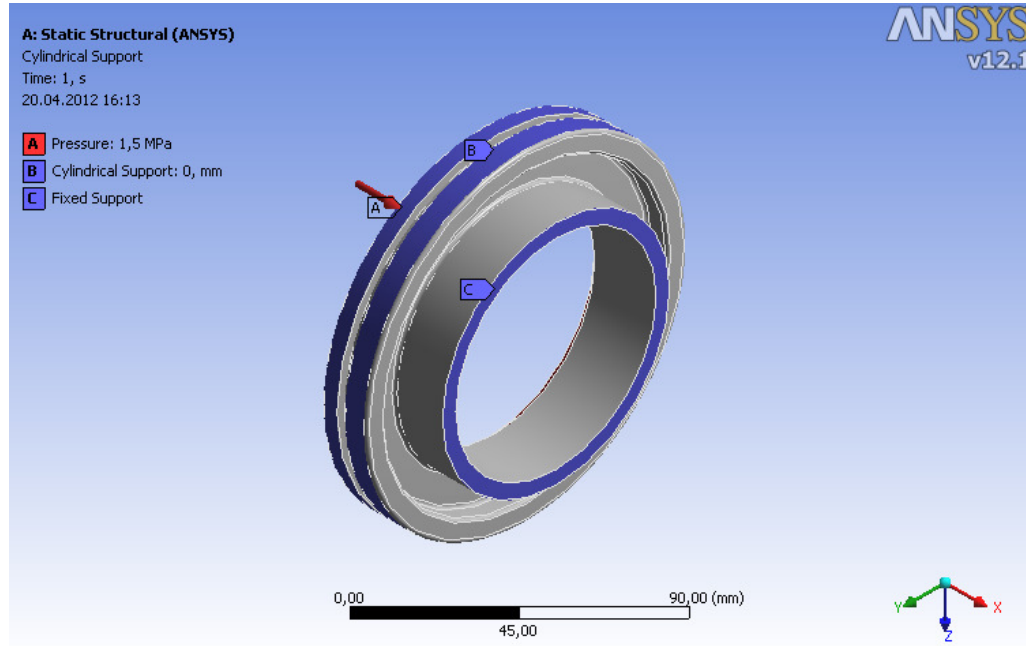


Şekil 8.5 Kavrama ana gövde - 2 Von-Mises gerilmesi

8.1.2 Piston

Kavrama grubunda hidrolik basınca maruz kalan diğer bir parça ise pistondur. İki kavramada da aynı boyutlara sahip olduğundan ve aynı koşullarda çalıştığı için bir tanesi için analiz yapılması sonuç açısından yeterli olacaktır. Kavramaların çalışması sırasında yağ kanallarından piston yüzeyine iletilen yüksek basınçlı yağ pistonu eksenel yönde itmekte böylece lameller sıkışarak kavrama devreye girmektedir. Pistonun eksenel yönde hareketini sağlayan kuvvetin bir kısmı lamellerde sürtünme için harcanmakta diğer kısmı ise pistonun ön kısmına konan yay ile sömülendirilmektedir.

Bu analizde pistonun yay ile temas ettiği yüzeye sabit mesnet, pistonun kavrama ana gövdesi ile temas ettiği yüzeye de eksenel yönde hareketi serbest olan silindirik mesnet verilmiştir. Basıncın etkidiği yüzeye de 1,5 MPa (15 bar)'lık basınç tatbik edilmiştir. Piston malzemesi olarak St 37-2 malzemesi atanmıştır.



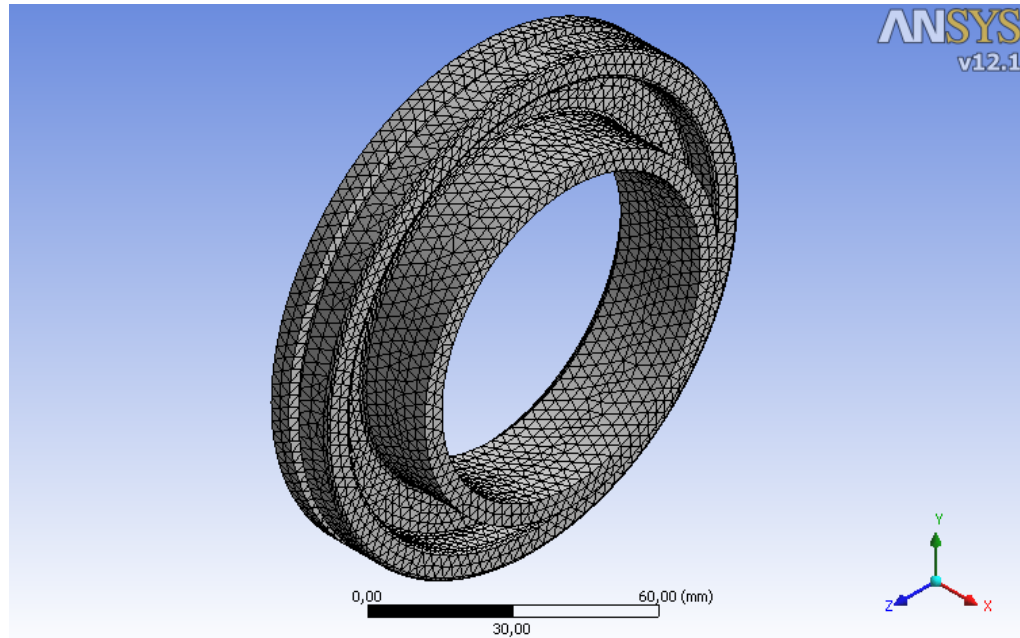
Şekil 8.6 Pistona uygulanan kuvvet ve destekler

Tablo 8.2 Pistonun Malzeme Özellikleri

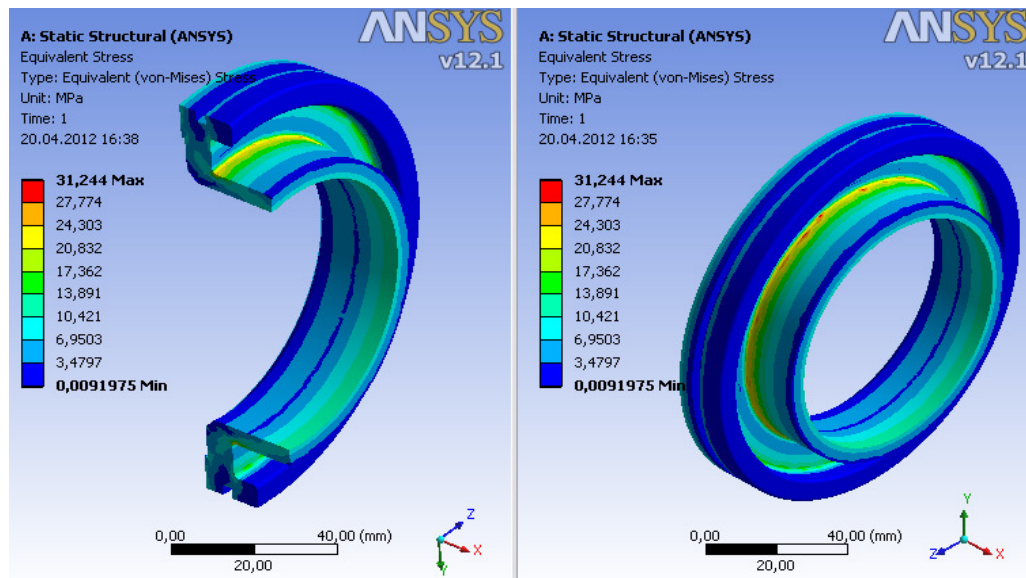
St 37-2 Malzemesinin Özellikleri	
Elastisite modülü	200000 MPa
Poisson Oranı	0,3
Akma Gerilmesi	250 MPa

Sonlu elemanlar modelinin oluşturulması sırasında analizin optimum sonucu vermesi açısından seçilen eleman boyutu piston için 3mm seçilmiştir. Böylece elemanlar arasında boyut farklarından dolayı oluşabilecek program hataları minimum hale getirilmiştir ve en iyi sonucu verecek şekilde mesh yapısı oluşturulmuştur.

Yapılan analiz sonucunda, oluşan gerilme değerlerinin çok kritik değerlerde olmadığı görülmüştür. Maksimum gerilme ise 31,24 MPa çıkmıştır.



Şekil 8.7 Eleman boyutu ve dağılımı

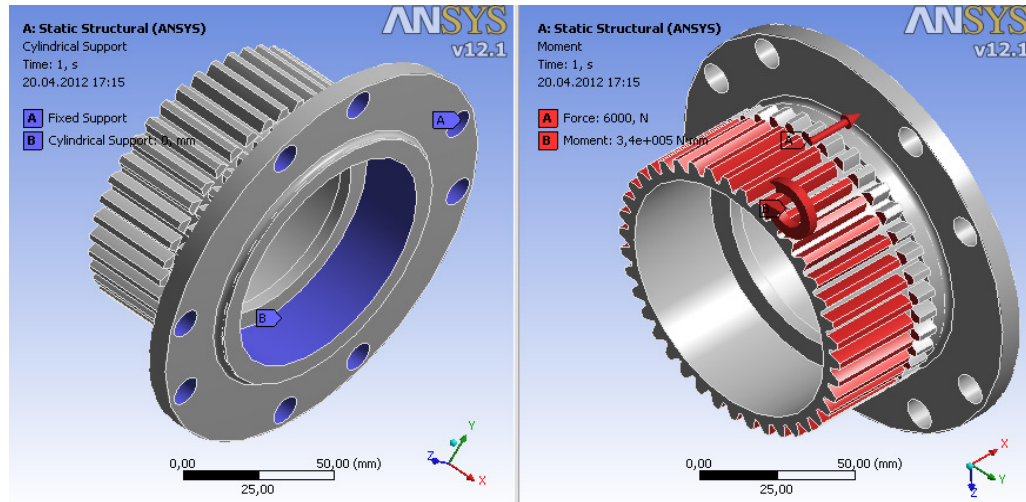


Şekil 8.8 Piston Von-Mises gerilmesi

8.1.3 Gövde Bağlantı Parçası

Kavrama gurubunda hidrolik basınç ile oluşan aksenal kuvvete maruz kalan diğer bir parça ise gövde bağlantı parçasıdır. İki kavramada da aynı boyutlara sahip olduğundan ve aynı koşullarda çalıştığı için bir tanesi için analiz yapılması sonuç açısından yeterli olacaktır. Kavramanın devreye girdiği anda oluşan aksenal kuvvet, bu parça üzerine açılan yarıklara bir segman ile montajlanmış sabitleme parçası ile durdurulmaktadır. Motordan gelen moment ise bu parça üzerine lameller için açılmış kanallar ile iletilmektedir.

Gövde bağlantı parçası, flanşında bulunan deliklerle dişli gövdesine cıvatalar ile sabitlenmekte ve iç kademesinden de rulman vasıtasıyla motor miline sabitlenmektedir. Kavrama anında oluşan aksenal kuvvet (6000 N) ve motordan gelen moment ($M_{D\text{MAX}} = 340 \text{ Nm}$) analizde aşağıdaki şekildeki gibi etki ettirilmiştir. Gövde bağlantı parçasının malzemesi ise St 37-2 malzemesi atanmıştır.

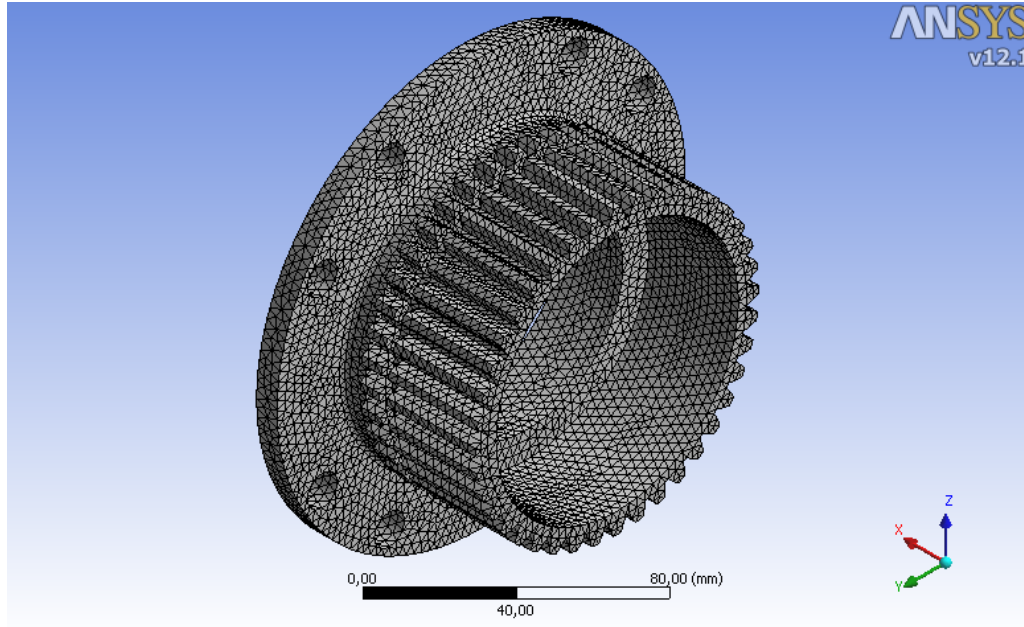


Şekil 8.9 Gövde bağlantı parçasına uygulanan destekler, kuvvetler ve momentler

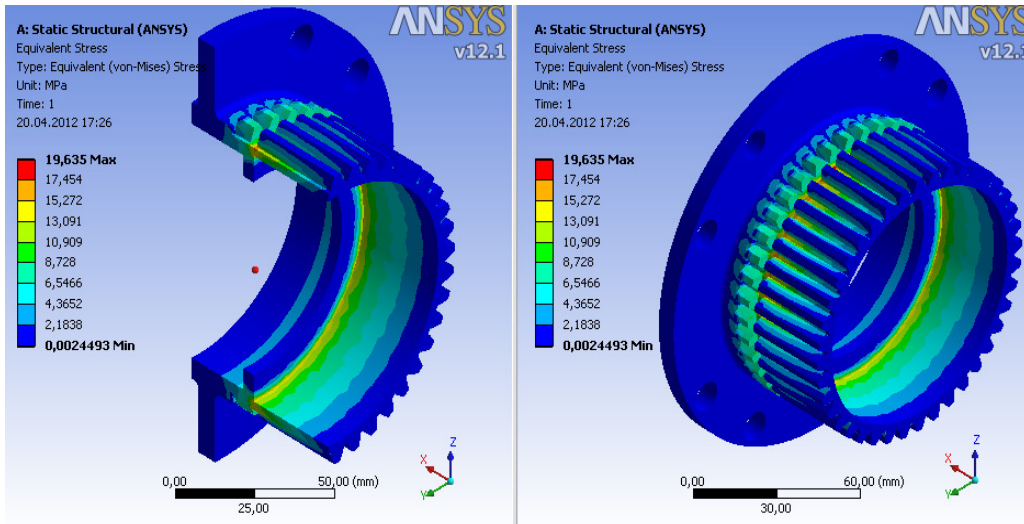
Tablo 8.3 Gövde bağlantı parçası malzeme özellikleri

St 37-2 Malzemesinin Özellikleri	
Elastisite modülü	200000 MPa
Poisson Oranı	0,3
Akma Gerilmesi	250 MPa

Sonlu elemanlar modelinin oluşturulması sırasında analizin optimum sonucu vermesi açısından seçilen eleman boyutu bu parça için 3 mm seçilmiştir. Böylece elemanlar arasında boyut farklarından dolayı oluşabilecek program hataları minimum hale getirilmiştir ve en iyi sonucu verecek şekilde mesh yapısı oluşturulmuştur.



Şekil 8.10 Eleman boyutu ve dağılımı

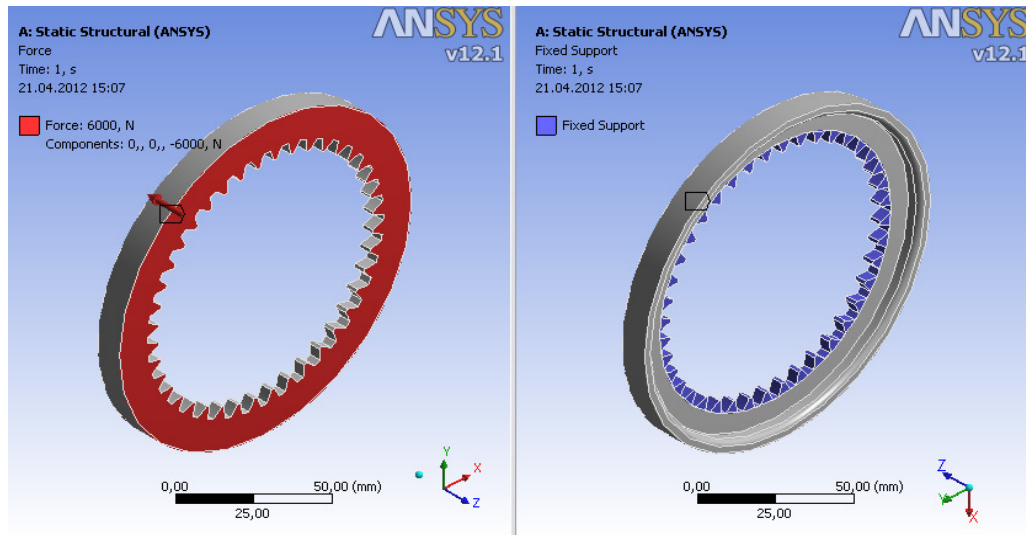


Şekil 8.11 Gövde bağlantı parçası Von-Mises gerilmesi

8.1.4 Sabitleme Parçası

Kavrama gurubunda hidrolik basınç ile oluşan aksenal kuvvete maruz kalan diğer bir parça ise sabitleme parçasıdır. İki kavramada da aynı boyutlara sahip olduğundan ve aynı koşullarda çalıştığı için bir tanesi için analiz yapılması sonuç açısından yeterli olacaktır. Bu parça, kavramanın devreye girdiği anda oluşan aksenal kuvveti, karşılayarak lamelleri sıkıştırmakta ve lameller arasında sürtünme kuvvetinin oluşmasını sağlamaktadır.

Gövde bağlantı parçasına, bir segman yardımıyla kuvvet eksenini doğrultusunda hareket etmeyecek şekilde sabitlenmekte ve kavrama anında oluşan aksenal kuvvete (6000 N) maruz kalmaktadır. Aksenal kuvvet analizde aşağıdaki şekildeki gibi etki ettirilmiştir. Sabitleme parçasının malzemesi ise St 37-2 malzemesi atanmıştır.

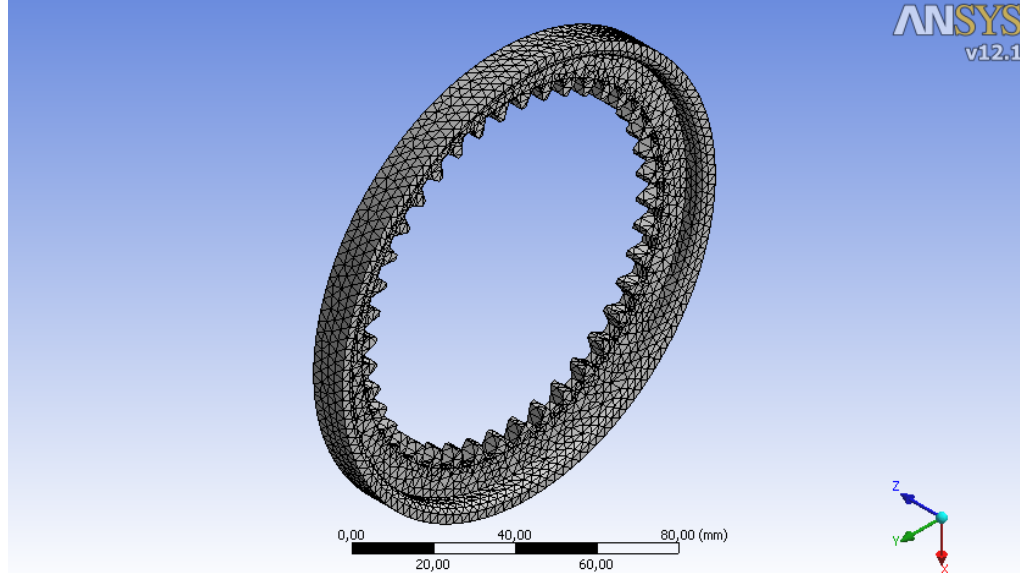


Şekil 8.12 Sabitleme parçasına uygulanan destekler ve kuvvetler

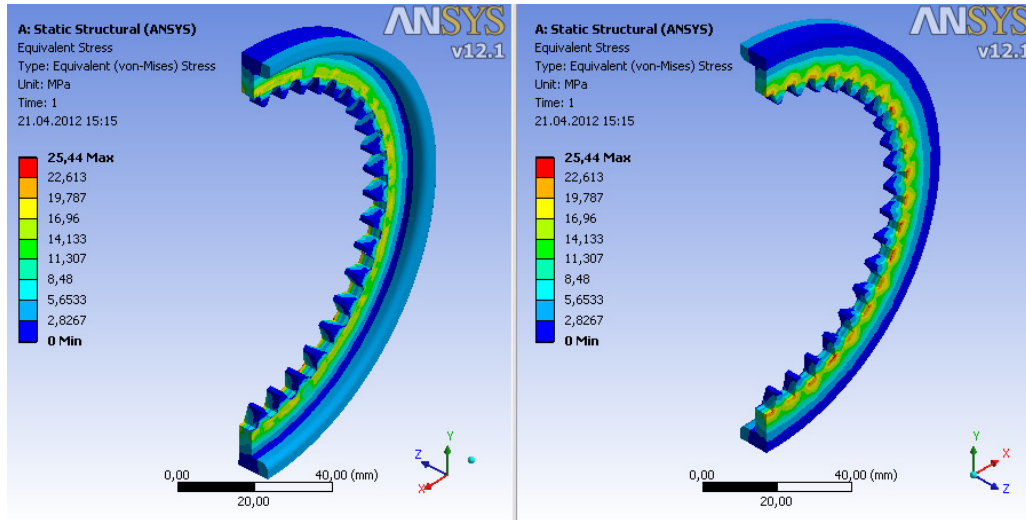
Tablo 8.4 Sabitleme Parçası Malzeme Özellikleri

St 37-2 Malzemesinin Özellikleri	
Elastisite modülü	200.000 MPa
Poisson Oranı	0,3
Akma Gerilmesi	250 MPa

Sonlu elemanlar modelinin oluşturulması sırasında analizin optimum sonucu vermesi açısından seçilen eleman boyutu gövde 3mm seçilmiştir. Böylece elemanlar arasında boyut farklarından dolayı oluşabilecek program hataları minimum hale getirilmiştir ve en iyi sonucu verecek şekilde mesh yapısı oluşturulmuştur.



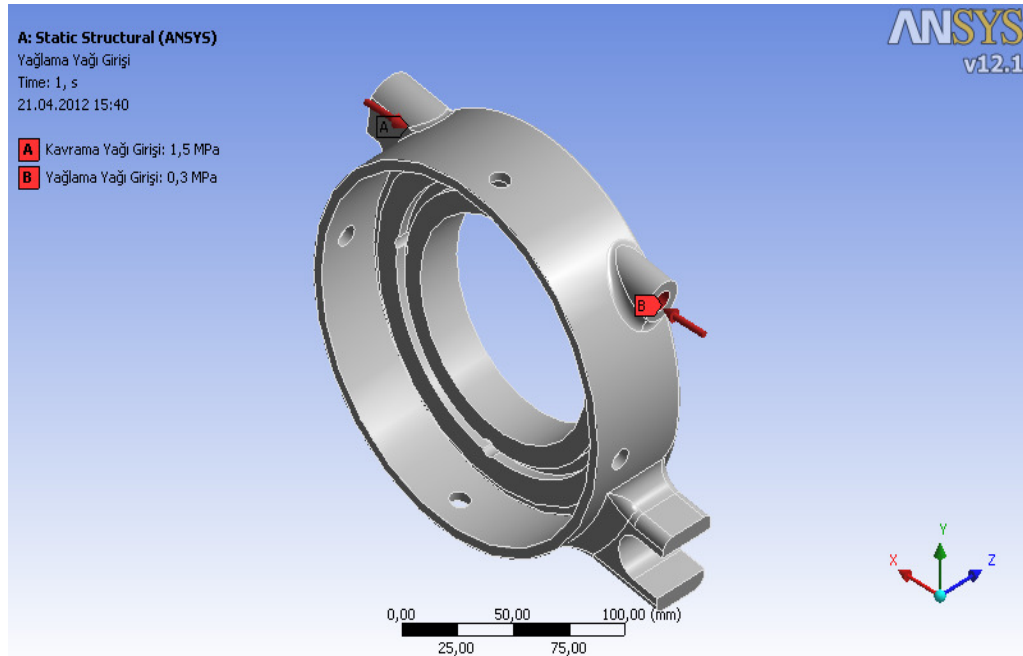
Şekil 8.13 Eleman boyutu ve dağılımı



Şekil 8.14 Sabitleme parçası Von-Mises gerilmesi

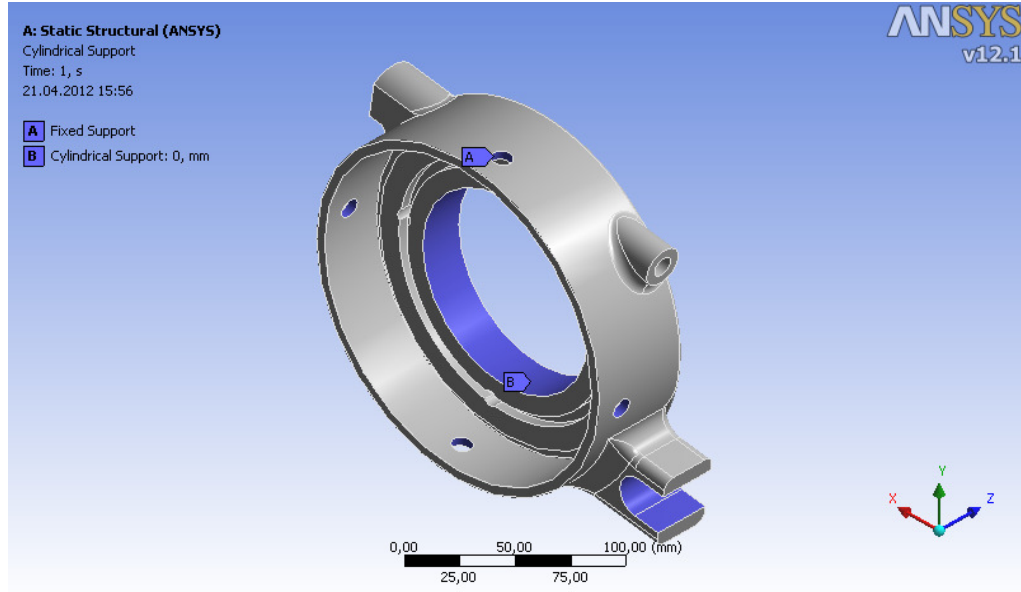
8.1.5 Yağlama Bileziği

Yağlama bileziği, ileri yönde hareketi sağlayan kavramada, sürekli dönme hareketi yapan kavrama ana gövdesine, yüksek basınçlı hidrolik yağı ileten kritik bir parçadır. Yüksek basınçlı hidrolik yağını iletmesinin yanında kavramadaki lamellere düşük basınçta yağ göndererek sistemin soğutulması için gerekli yağ sirkülasyonunu sağlayan parçalardan biridir.



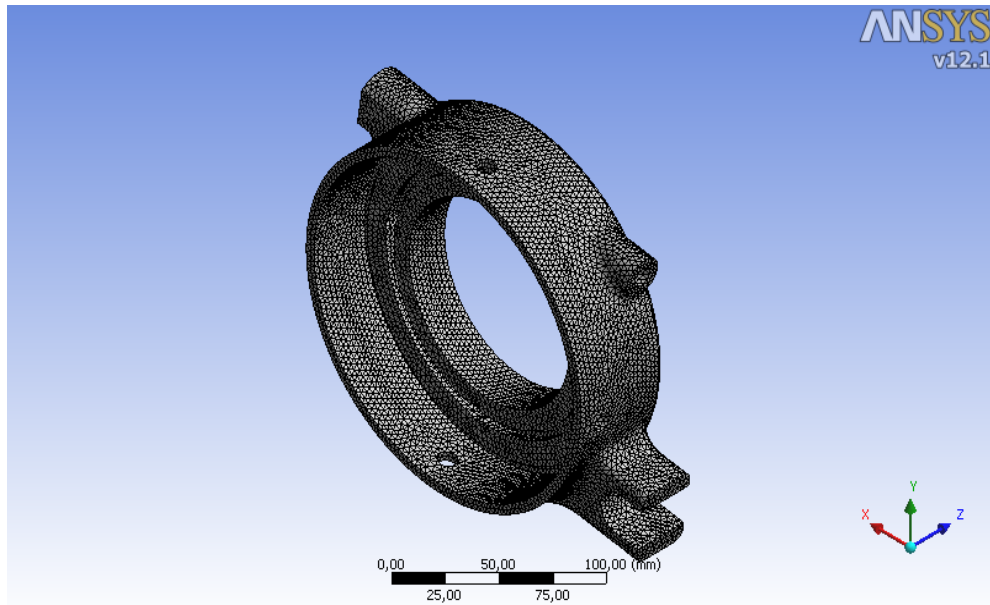
Şekil 8.15 Hidrolik yağı girişleri

Parçaya iki taraftan giren yağ, parçanın üzerinde oluşturulmuş kanallar sayesinde kavrama ana gövdesine eşit basınçta ve aynı miktarda tatbik edilmesi sağlanmıştır. Analiz sırasında da parçadaki kanallarda oluşan basınç dikkate alınarak uygun basınç değerleri uygulanmıştır. Bu parça sistemin çalışması sırasında sabit olduğu için, çevresinde bulunan dört delik ile yağ kovanı adı verilen parçaya, yan tarafındaki c şeklindeki çıkıntısı ile şanzıman gövdesine ve kavrama ana gövdesine bir nevi yatak görevi sağlayacak şekilde sabitlenmiştir. Analizde de bu detaylar tamamen düşünülerek gerekli destekler verilmiştir.

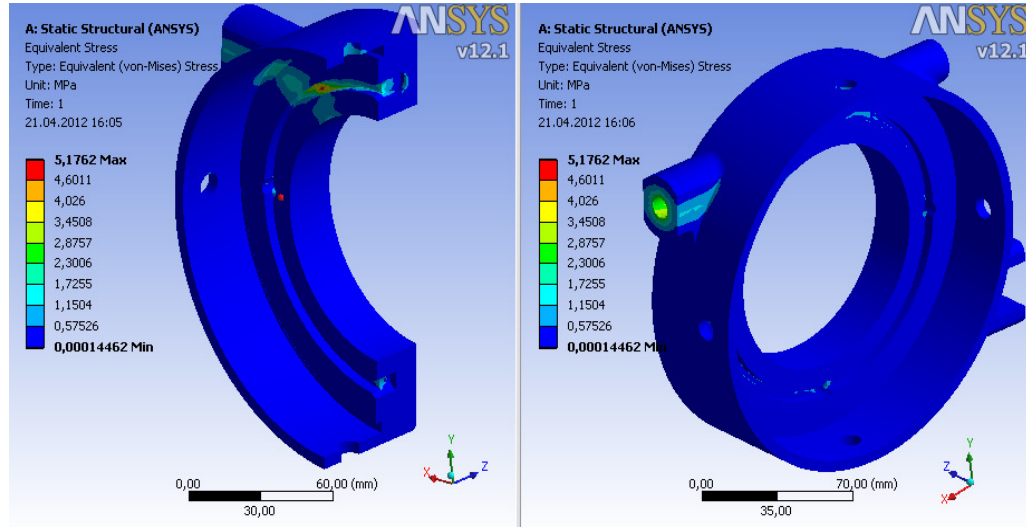


Şekil 8.16 Yağlama bileziği mesnet noktaları

Sonlu elemanlar modelinin oluşturulması sırasında analizin optimum sonucu vermesi açısından seçilen eleman boyutu yağlama bileziği için 3mm seçilmiştir. Böylece elemanlar arasında boyut farklarından dolayı oluşabilecek program hataları minimum hale getirilmiştir ve en iyi sonucu verecek şekilde mesh yapısı oluşturulmuştur.



Şekil 8.17 Eleman boyutu ve dağılımı



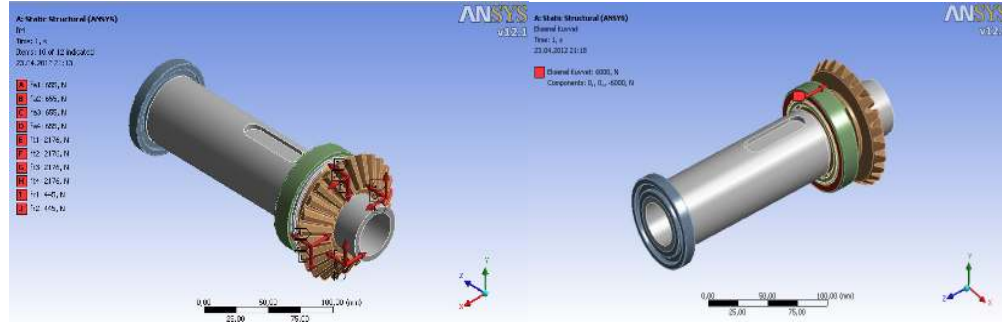
Şekil 8.18 Yağlama bileziği Von-Mises gerilmesi

8.2 Diferansiyel ve Mil Grubu

Powershuttle sisteminde moment ve devir iletimini sağlayan diğer önemli bir kısımda diferansiyel grubundaki dişliler ve bunlarla birlikte çalışan millerdir. Bu grup sayesinde kavramaların devreye girme durumuna göre diferansiyel yardımıyla ileri-geri hareket sağlanmaktadır. Bu hareket sırasında aktarılan moment, devir ve eksenel kuvvet, miller ve bunlara bağlı dişlilerde önemli kuvvetler oluşturmaktadır.

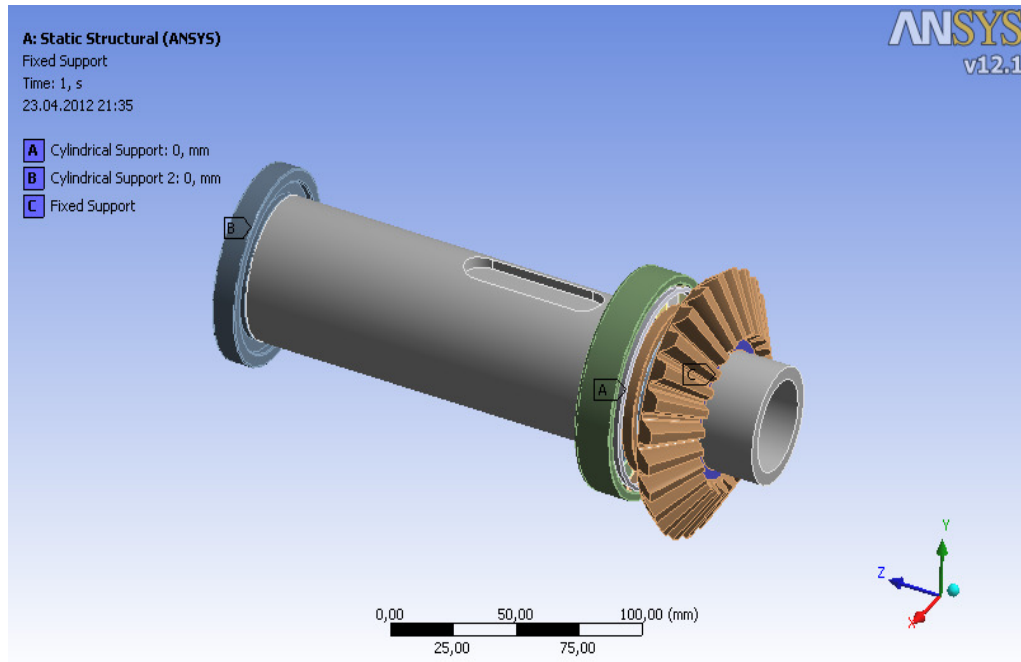
8.2.1 Motor Mili ve Dişlisi

Powershuttle sisteminde motordan gelen devri ve momenti ileten bu ikili, kavramaların çalışmasına göre farklı yönde güç aktarımı yapmaktadır. Bu ikilinin analizinde kuvvetler girilirken motorun maksimum momentte çalıştığı ve ileri yöndeki kavramanın devrede olup oluşturduğu eksenel kuvvet varsayılarak gerekli kuvvetler girilmiştir. Kısacası analizde, bu ikili en çok zorlandığı durum düşünülerek oluşan kuvvetler verilmiştir. Bu durum da dişliye etkiyen kuvvetler ve kavramadan dolayı oluşan eksenel kuvvet şeklindeki gibidir.



Şekil 8.19 Motor mili ve dişlisinde oluşan kuvvetler

Analizin tam anlamıyla gerçekteki oluşacak sonucu verebilmesi için analize rulman modelleri de dahil edilmiştir. Çünkü burada milin yatakları belirli bir derecede mile rijitlik sağlamaktadır. Milin mesnetlenmesinde ise yine programda silindirik mesnet kullanılmış, serbest yatağın eksenel yöndeki hareketi serbest bırakılmıştır.



Şekil 8.20 Motor mili ve dişlisindeki mesnet yerleri

Bu ikilide malzeme olarak, mil malzemesi St-50 ve dişli malzemesi ise sementasyon çeliklerinden olan 18CrNi8 malzemesi seçilmiştir.

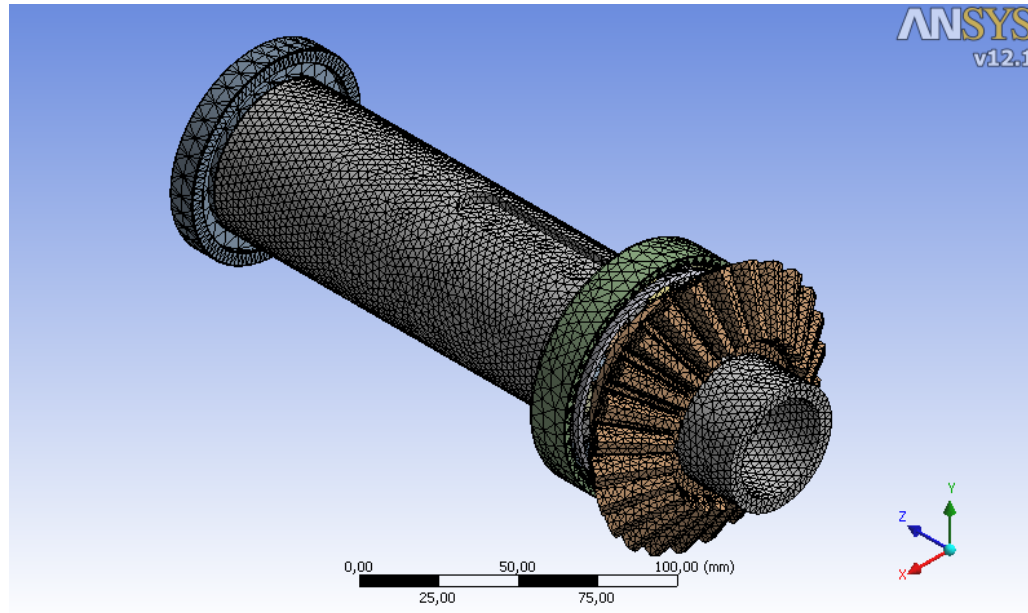
Tablo 8.5 Motor mili malzeme özellikleri

St -50 Malzemesinin Özellikleri	
Elastisite modülü	200.000 MPa
Poisson Oranı	0,3
Akma Gerilmesi	290 MPa

Tablo 8.6 Motor dişlisi malzeme özellikleri

18CrNi8 Malzemesinin Özellikleri		
Elastisite Modülü		200.000 MPa
Poisson Oranı		0,3
Akma Gerilmesi		500 MPa
Yüzey Basıncı Dayanımı		1630 MPa
Isıl İşlem	Çekirdek Kısımında	400 HB
	Yanak Kısımında	650 HB

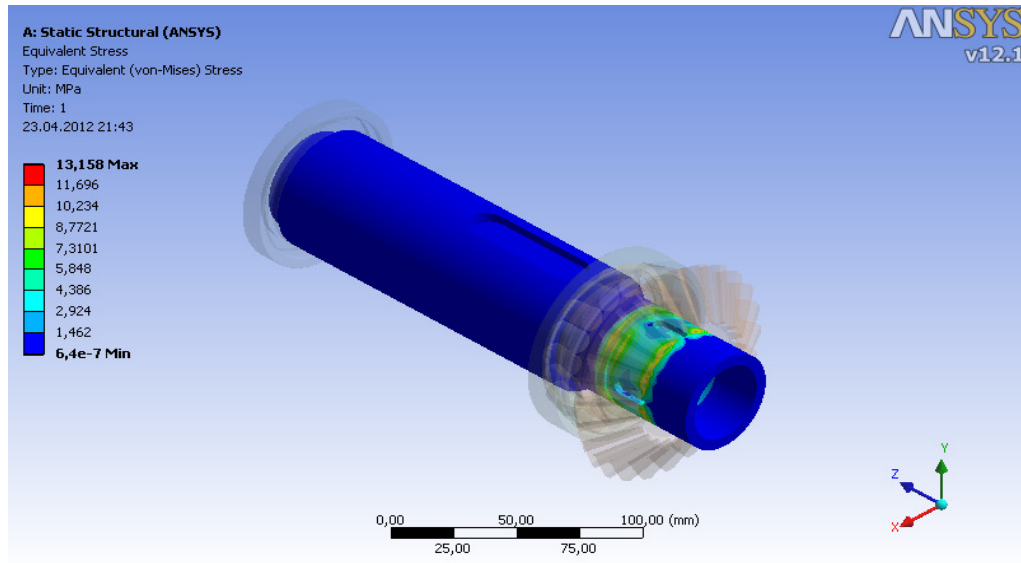
Sonlu elemanlar modelinin oluşturulması sırasında analizin optimum sonucu vermesi açısından seçilen eleman boyutu mil ve dişli için 3mm seçilmiştir. Böylece elemanlar arasında boyut farklarından dolayı oluşabilecek program hataları minimum hale getirilmiştir ve en iyi sonucu verecek şekilde mesh yapısı oluşturulmuştur.



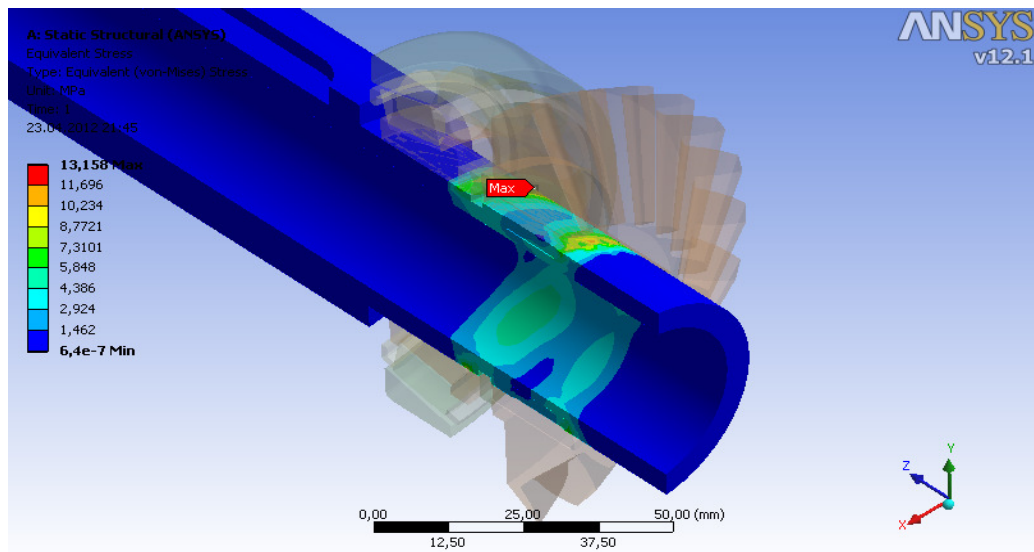
Şekil 8.21 Eleman boyutu ve dağılımı

Analiz sonuçlarını değerlendirdiğimizde, milde maksimum gerilme 13,158 MPa ve dişlide ise 183,95 MPa çıkmıştır. Mildeki gerilmeler daha çok dişli ile temasta olduğu bölgelerde artmaktadır. Bunun nedeni ise dişlide oluşan kuvvetler ve kavrama ile oluşan aksenal kuvvetin etkisidir. Dişlideki gerilmeler ise bu dişlinin dengeleme

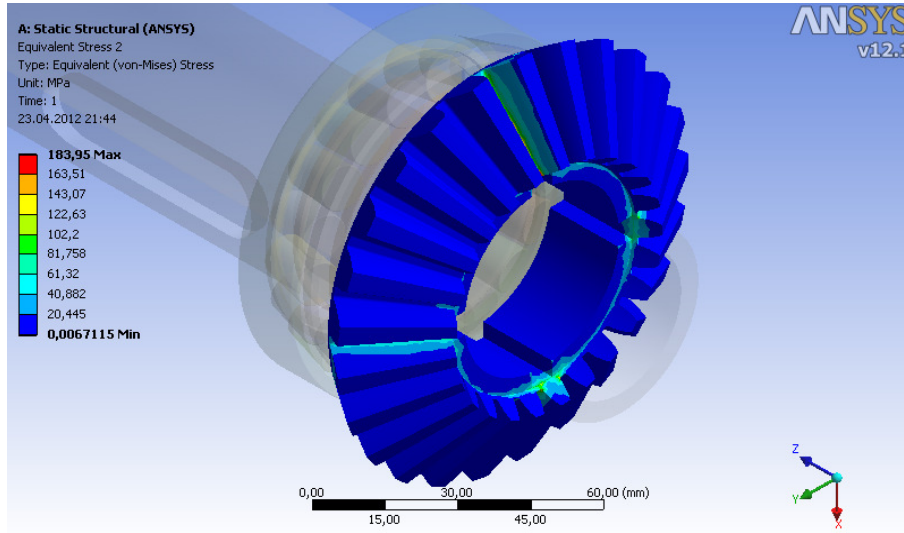
dişlileri ile temas eden dişlerinde oluşmaktadır. Bu gerilmeler kullanılan malzemelerin akma gerilmeleri ile kıyaslandığında herhangi bir tehlike oluşturmadığı görülmüştür.



Şekil 8.22 Motor mili ve dişlisindeki Von-Mises gerilmesi



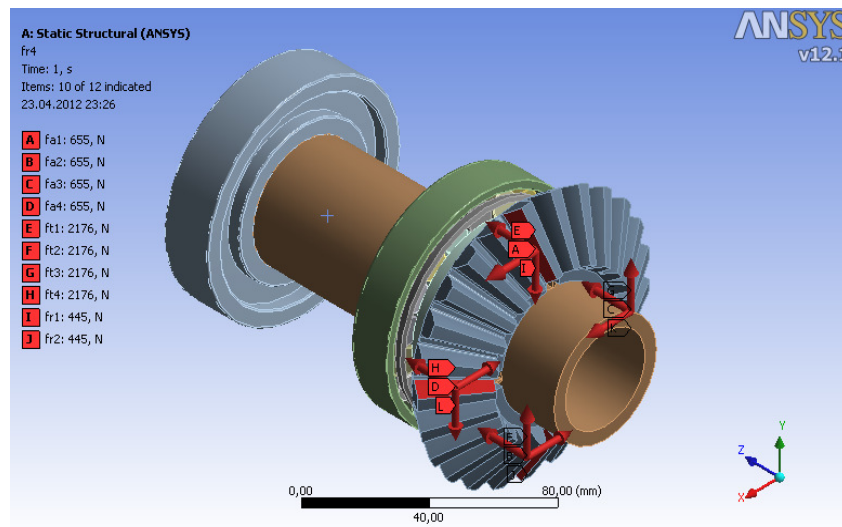
Şekil 8.23 Motor mili ve dişlisindeki Von-Mises gerilmesi



Şekil 8.24 Motor mili ve dişlisindeki Von-Mises gerilmesi

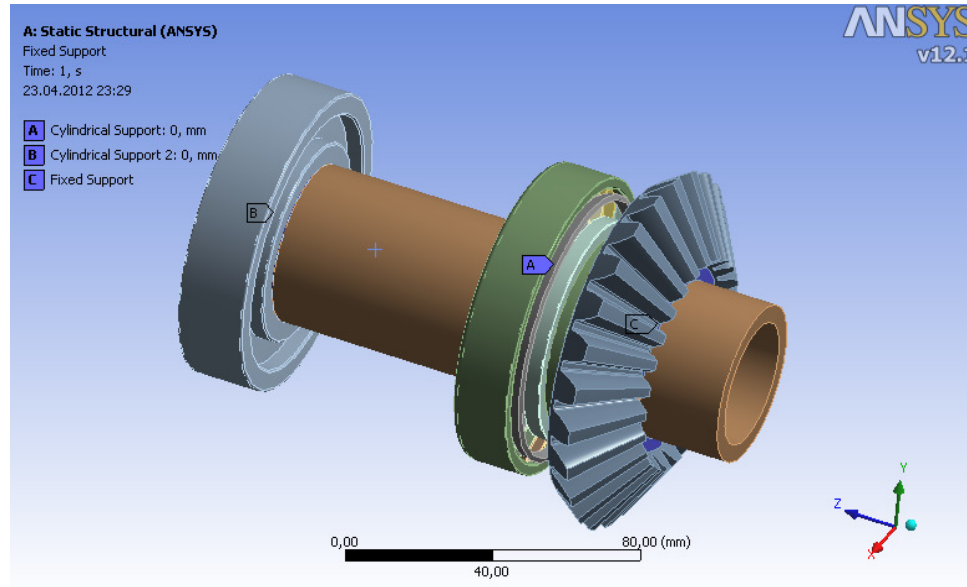
8.2.2 Şanzıman Mili ve Dişlisi

Powershuttle sisteminde motordan gelen devri ve momenti ileten diğer bir ikili ise şanzıman mili ve dişlisidir. Bu ikili, kavramaların çalışmasına göre farklı yönde güç aktarımı yapmaktadır. Yine bu ikilinin analizinde de kuvvetler girilirken motorun maksimum momentte çalıştığı varsayılarak gerekli kuvvetler girilmiştir. Kısacası analizde, bu ikili en çok zorlandığı durum düşünülerek oluşan kuvvetler verilmiştir. Bu durum da dişliye etkiyen kuvvetler şekildeki gibidir.



Şekil 8.25 Şanzıman mili ve dişlisinde oluşan kuvvetler

Analizin tam anlamıyla gerçekteki oluşacak sonucu verebilmesi için analize rulman modelleri de dahil edilmiştir. Çünkü burada milin yatakları belirli bir derecede mile rijitlik sağlamaktadır. Milin mesnetlenmesinde ise yine programda silindirik mesnet kullanılmış, serbest yatağın eksenel yöndeki hareketi serbest bırakılmıştır.



Şekil 8.26 Şanzıman mili ve dişlisindeki mesnet yerleri

Bu ikilide malzeme olarak, mil malzemesi St-50 ve dişli malzemesi ise sementasyon çeliklerinden olan 18CrNi8 malzemesi seçilmiştir.

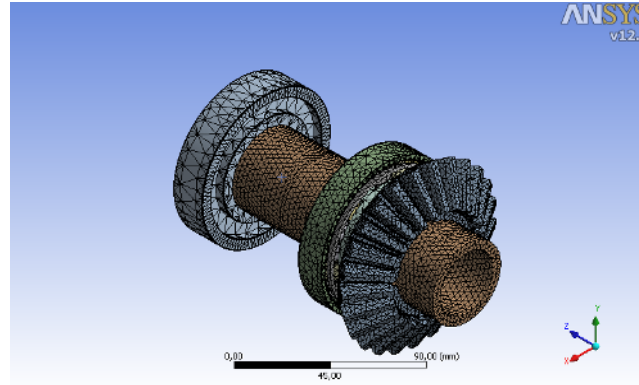
Tablo 8.7 Şanzıman mili malzeme özellikleri

St-50 Malzemesinin Özellikleri	
Elastisite modülü	200.000 MPa
Poisson Oranı	0,3
Akma Gerilmesi	290 MPa

Tablo 8.8 Şanzıman dişlisi malzeme özellikleri

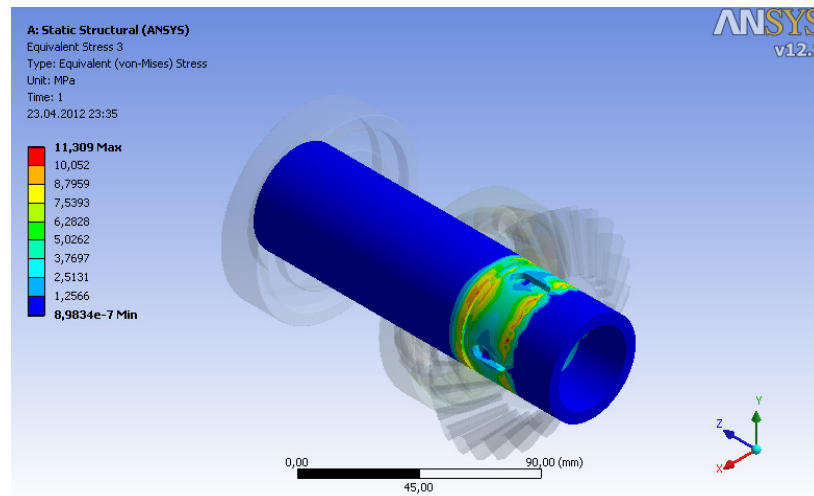
18CrNi8 Malzemesinin Özellikleri		
Elastisite Modülü		200.000 MPa
Poisson Oranı		0,3
Akma Gerilmesi		500 MPa
Yüzey Basıncı Dayanımı		1630 MPa
Isıl İşlem	Çekirdek Kısımında	400 HB
	Yanak Kısımında	650 HB

Sonlu elemanlar modelinin oluşturulması sırasında analizin optimum sonucu vermesi açısından seçilen eleman boyutu dişli ve mil için 3mm seçilmiştir. Böylece elemanlar arasında boyut farklarından dolayı oluşabilecek program hataları minimum hale getirilmiştir ve en iyi sonucu verecek şekilde mesh yapısı oluşturulmuştur.

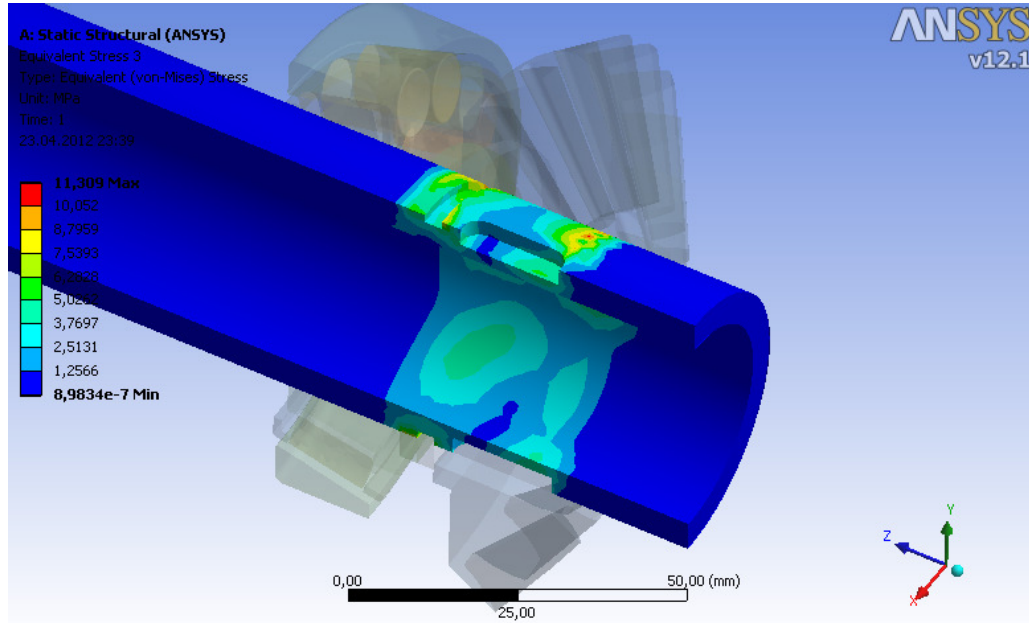


Şekil 8.27 Eleman boyutu ve dağılımı

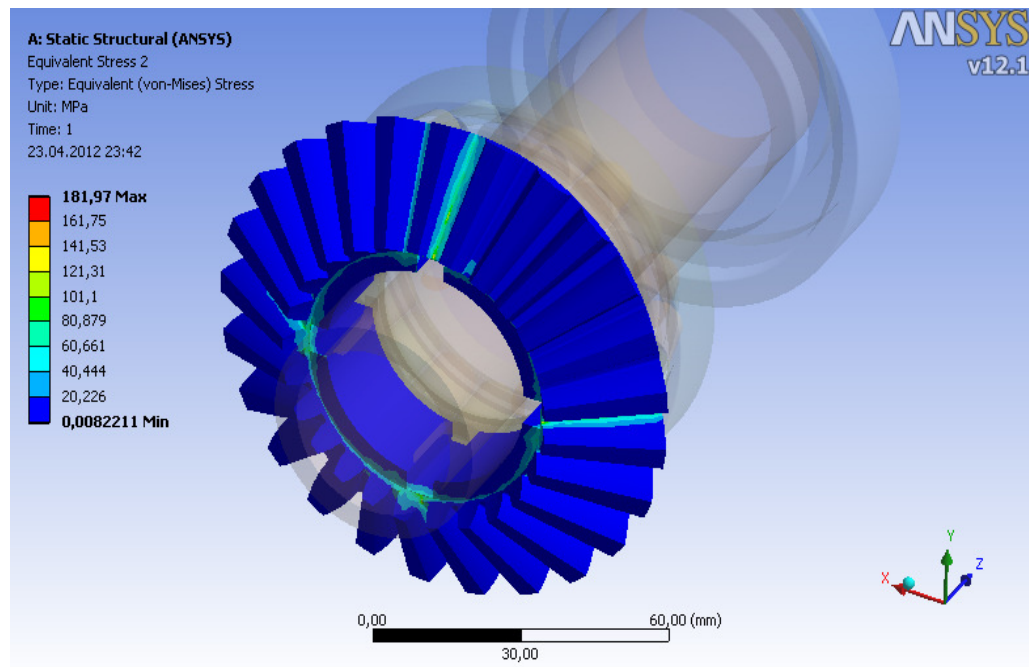
Analiz sonuçlarını değerlendirdiğimizde, milde maksimum gerilme 11,309 MPa ve dişlide ise 181,97 MPa çıkmıştır. Mildeki gerilmeler daha çok dişli ile temasta olduğu bölgelerde artmaktadır. Bunun nedeni ise dişlide oluşan kuvvetlerin etkisidir. Dişlideki gerilmeler ise bu dişlinin dengeleme dişlileri ile temas eden dişlerinde oluşmaktadır. Bu gerilmeler kullanılan malzemelerin akma gerilmeleri ile kıyaslandığında herhangi bir tehlike oluşturmadığı görülmüştür.



Şekil 8.28 Şanzıman mili ve dişlisindeki Von-Mises gerilmesi



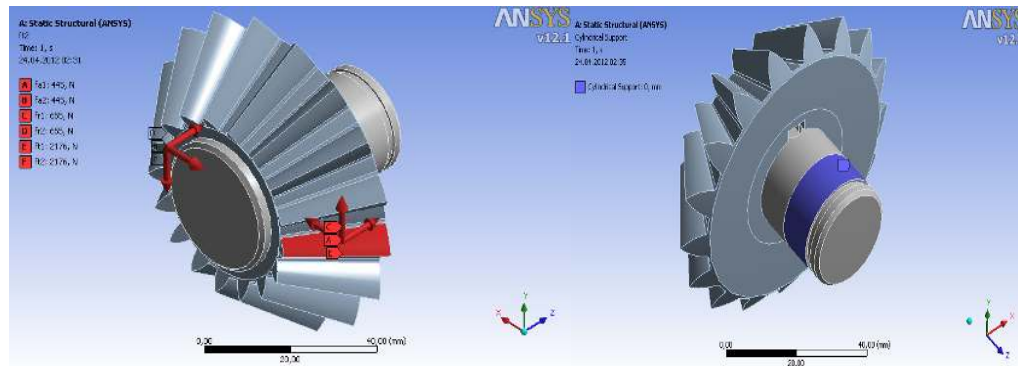
Şekil 8.29 Şanzıman mili ve dişlisindeki Von-Mises gerilmesi



Şekil 8.30 Şanzıman mili ve dişlisindeki Von-Mises gerilmesi

8.2.3 Dengeleme Dişlisi ve Mili

Dengeleme dişlisi ve mili, motor mili ve şanzıman mili arasındaki ikilidir. Kavramaların çalışma sırasına göre farklı yönde güç aktarımını ve devir yönü değişimini sağlar. İleri yöndeki kavrama aktif iken dişli gövdesi motor mili ile birlikte döner. Ama bu sırada dengeleme dişlileri sabittir ve kendi etrafında dönmez. Mili ile birlikte gövdeye bağlı olarak bir bütün halinde dönme hareketi yapar. Geri yöndeki hareketi sağlayan kavrama devreye girdiği zaman ise dişli gövdesi sabitlendiği için dengeleme dişlileri kendi etrafında dönerek sistemdeki hareket yönünün değişimini sağlarlar. Bu ikilinin analizde kuvvetlerin en çok etkidiği an ise geri yöndeki kavramanın aktif olduğu durumdur. Motor mili ve dişlisinden gelen tüm teğetsel, radyal ve eksenel dişli kuvvetleri bu durumda etkir. Bu ikilide mesnet olarak ise sürtünmeli yatak kullanılan yere silindirik mesnet uygulanmıştır.



Şekil 8.31 Dengeleme mili ve dişlisindeki kuvvetler ve mesnet yeri

Bu ikilide malzeme olarak, mil malzemesi St 70-2 ve dişli malzemesi ise sementasyon çeliklerinden olan 18CrNi8 malzemesi seçilmiştir.

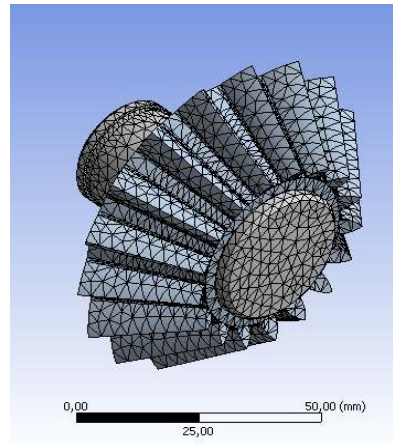
Tablo 8.9 Dengeleme mili malzeme özellikleri

St 70-2 Malzemesinin Özellikleri	
Elastisite modülü	200.000 MPa
Poisson Oramı	0,3
Akma Gerilmesi	360 MPa

Tablo 8.10 Dengeleme dişlisi malzeme özellikleri

18CrNi8 Malzemesinin Özellikleri		
Elastisite Modülü		200.000 MPa
Poisson Oramı		0,3
Akma Gerilmesi		500 MPa
Yüzey Basıncı Dayanımı		1630 MPa
Isıl İşlem	Çekirdek Kısımında	400 HB
	Yanak Kısımında	650 HB

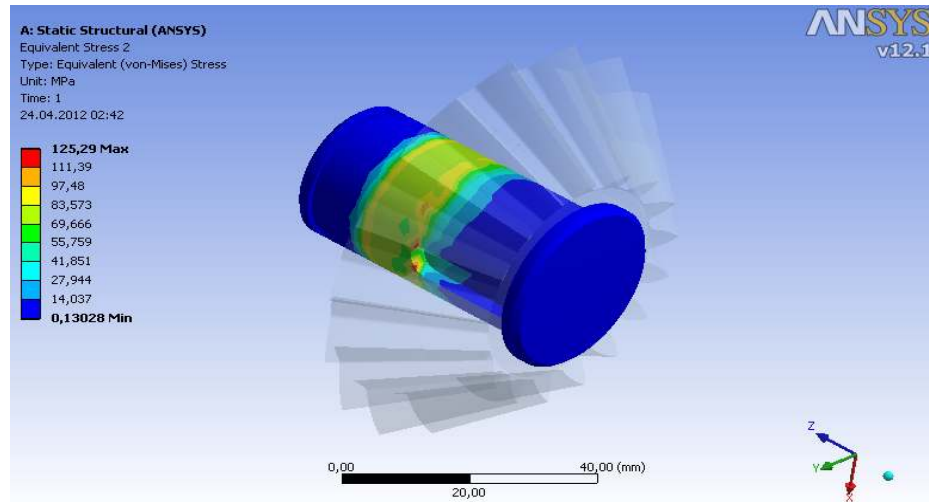
Sonlu elemanlar modelinin oluşturulması sırasında analizin optimum sonucu vermesi açısından seçilen eleman boyutu dişli ve mil için 3mm seçilmiştir. Böylece elemanlar arasında boyut farklarından dolayı oluşabilecek program hataları minimum hale getirilmiştir ve en iyi sonucu verecek şekilde mesh yapısı oluşturulmuştur.



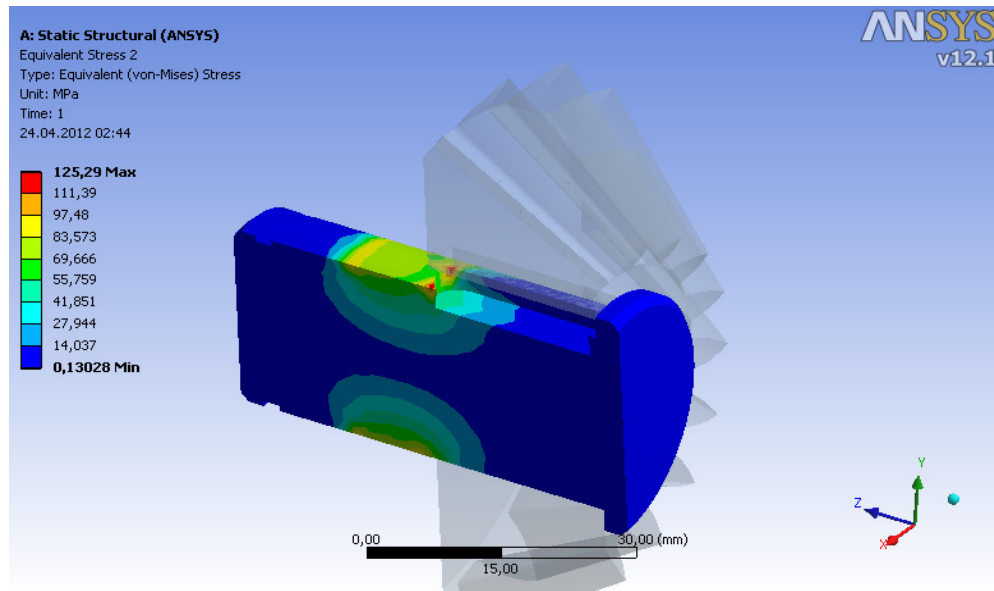
Şekil 8. 32 Eleman boyutu ve dağılımı

Analiz sonuçlarını değerlendirdiğimizde, milde maksimum gerilme 125,29 MPa ve dişlide ise 164,67 MPa çıkmıştır. Mildeki gerilmeler daha yatağın bulunduğu yer ile dişli ile temasta olduğu bölgenin arasındaki bölgede artmaktadır. Bunun nedeni ise bu bölgede mil çapı küçük olduğundan burulma gerilmelerinin etkisi artmaktadır.

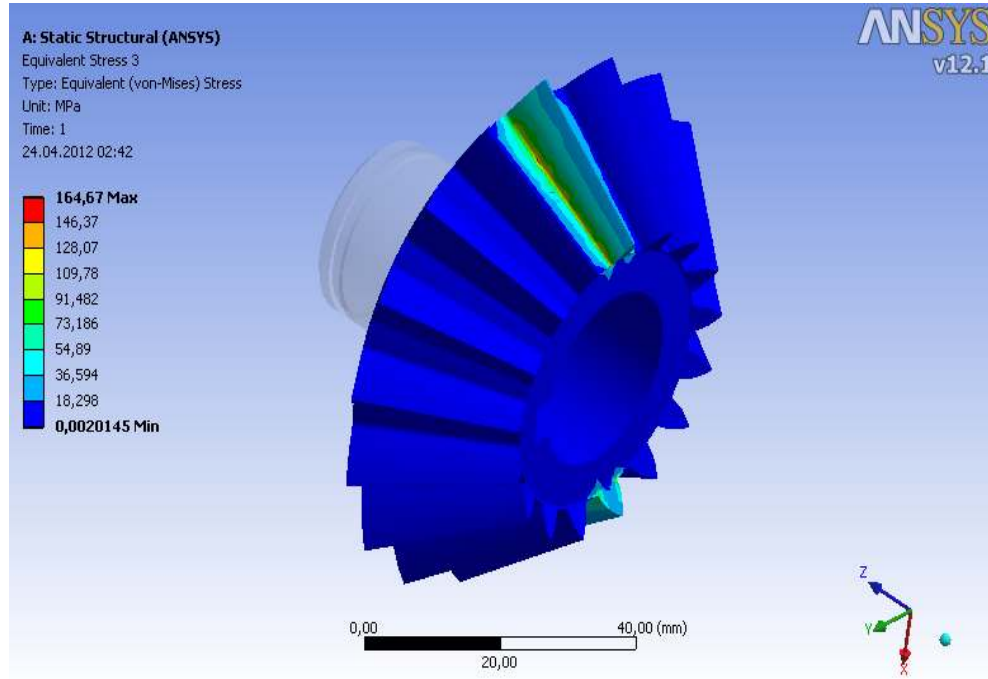
Dışlidedeki gerilmeler ise bu dişlinin motor ve şanzıman miline bağlı dişliler ile temas eden dişlerinde oluşmaktadır. Bu gerilmeler kullanılan malzemelerin akma gerilmeleri ile kıyaslandığında herhangi bir tehlike oluşturmadığı görülmüştür.



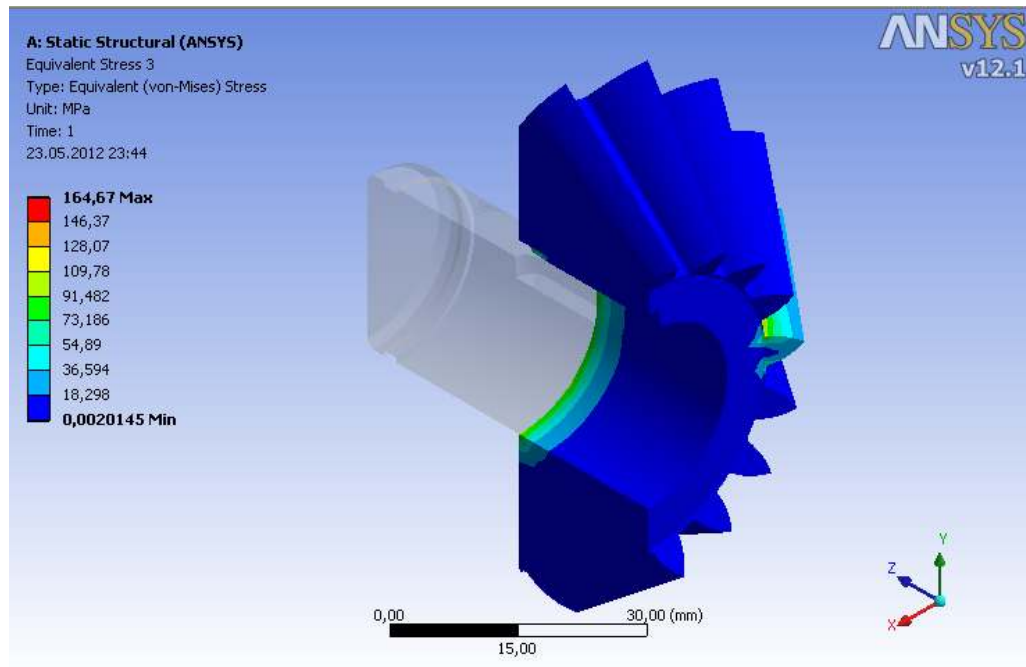
Şekil 8.33 Dengeleme mili ve dişlisindeki Von-Mises gerilmesi



Şekil 8.34 Dengeleme mili ve dişlisindeki Von-Mises gerilmesi



Şekil 8.35 Dengeleme mili ve dişlisindeki Von-Mises gerilmesi



Şekil 8.36 Dengeleme mili ve dişlisindeki Von-Mises gerilmesi

BÖLÜM DOKUZ

SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Bu proje kapsamında hidrolik kavramalı ileri-geri sisteminin, maliyeti düşürmek ve ortaya çıkabilecek karmaşıklıklarını engellemek amacıyla mevcut şanzıman kutuları içerisine sığacak şekilde tasarlanması hedeflenmiştir. Bu hedef doğrultusunda, sistemin montajının yapılabilmesi için şanzıman gövdesinin iç duvarında küçük talaş alma operasyonları yapılarak sistemin gövdeye kolayca montajının yapılabilmesi sağlanmıştır.

Yapılan tasarım sonucunda hidrolik kavramalı farklı bir ileri-geri sistemi oluşturulmuştur. Ayrıca kavrama sisteminin soğutulmasında kullanılan hidrolik yağın soğutulması için kendinden kontrollü bir yağ soğutma sistemi geliştirilmelidir.

Hidrolik lamelli kavramaları hesabında, balata yüzeyi üzerinde değişmeyen basınç kabulü yapılarak, kullanılması gereken balata sürtünme yüzeyi sayısı bulunmuştur. Lamelli kavrama hesabındaki parametreler elde edilmiştir. Bunlar sürtünme yüzeyleri arasındaki sürtünme katsayısı, balata dış çapı, balata iç çapıdır. Burada dikkat edilmesi gereken bir nokta iç ve dış çaplar arasındaki tüm alanın sürtünme yüzeyi olarak kullanılmadığı, yüzeyin belli bir kısmında soğutma kanallarının bulunmasıdır. Dolayısıyla, sürtünme yüzeyi sayısı belirlenirken maksimum tahrik momenti aktarımı için gerekli olan sürtünme yüzeyi sayısı belirlenmiştir. Soğutma kanalları nedeniyle kaybedilen alanı telafi etmek için yüzey sayısı hesaplanan yüzey sayısından bir yüzey daha fazla olacak şekilde seçilmiştir.

Yapılan dinamik analizde, powershuttle sisteminin performansını belirleyen temel parametreler incelenmiş ve genel formüle elde edilmiştir. Sistem performansının optimizasyonunun yapılabilmesi için bulunan denklemlerdeki tüm parametrelerin hesaplanması ya da deneylerle bulunması gerekmektedir. Oluşturulan denklemlerin MATLAB programı oluşturularak; değişken parametrelerin sistem üzerindeki etkisi incelenmeli ve yine oluşturulacak bir test düzeneği ile programda elde edilen

sonuçlar teyit edilmelidir. Böylece sistemin dinamik anlamda tam bir analizi yapılmış olur.

Sistem denklemleri incelenerek tespit edilecek yapısal değişikliklerin sonunda Powershuttle sisteminden beklenen başarı ölçütlerine ulaşılması hedeflenmektedir. Bu ölçütler aşağıda sıralanmıştır:

- İleri geri geçişler esnasında debriyaj çıkış hızı olabildiğince doğrusal bir düşüş ve sonrasında olabildiğince doğrusal bir yükseliş sergilemelidir.
- Sürücünün hissettiği doğrusal ivme salınımları azaltılmalıdır, başka bir deyişle traktörün silkelemesi optimize edilmelidir.
- İleri geri geçişler esnasında motor hızındaki salınımlar azaltılmalıdır.
- İleri geri geçişler esnasında tekerleklere aktarılan tahrik momentleri azaltılmalıdır.
- Sürekli yüklemeler altında debriyaj sistemi sıcaklığı balata çalışma sıcaklığını aşmamalıdır.

Yapısal analizler kapsamında, tüm parçaların en zorlu çalışma koşullarına göre analiz koşulları belirlemiş ve bu durumlar için analizler yapılmıştır. Kavramalar devreye girdiği anda sisteme çok büyük bir basınç tatbik edilmekte ve bu basınçtan dolayı sistemde çok büyük bir eksenel kuvvet oluşmaktadır. Ayrıca motordan gelen moment de parçalara ekstra yüklerin etkimesine yol açmaktadır. Sistemde analizi yapılan tüm parçalarda bu basınç, moment ve eksenel kuvvetlerin etki ve tepkileri sınır koşulları olarak belirtilmiştir. Böylece sistemi çalışması sırasında en zorlu koşullar için parçalardaki farklı gerilme bölgeleri bulunmuştur. Elde edilen sonuçlarda parçaların yapısal anlamda bir risk taşımadıkları görülmüştür.

KAYNAKLAR

- Akkurt, M., (2005). *Makina Elemanları Cilt: 1-2*. İstanbul: Birsen Yayınevi, (Orjinal çalışma basım tarihi 1975).
- Akkurt, M., (1998). *Makina Elemanları Cilt: 3*. İstanbul: Birsen Yayınevi, (Orjinal çalışma basım tarihi 1975).
- Akkurt, M., (1994). *Makina Elemanları, Çözülmüş Problem ve Metin Soruları*. İstanbul: Birsen Yayınevi, (Orjinal çalışma basım tarihi 1975).
- Belevi, M., (1996). *Makina Elemanları 1*. İzmir: Dokuz Eylül Üniversitesi.
- Belevi, M., (2001). *Makina Elemanları 2*. İzmir: Dokuz Eylül Üniversitesi.
- Demirsoy, M., (1997). *Motorlu Araçlar Cilt 3*. İstanbul: Birsen Yayınevi.
- Kuralay, N. S., (2008). *Motorlu Taşıtlar Temel ve Tasarım Esasları, Yapı Elemanları, Cilt: 1, Tahrik ve Sürüş Sistemler*. İzmir: Makina Mühendisleri Odası.
- Kuralay, N. S., (2008). *Motorlu Taşıtlar Temel ve Tasarım Esasları, Yapı Elemanları, Cilt: 2, Fren ve Direksiyon Sistemleri*. İzmir: Makina Mühendisleri Odası.
- Kuralay, N. S., (2009). *Motorlu Taşıtlar, Çözümlü Problemleri*. İzmir: Makina Mühendisleri Odası.
- Kutay, M. G., (2011). *Sürtünmeli Kavramalar, 14-4*. Nisan 2011, http://www.guven-kutay.ch/ozet.../14_04_Surtunmeli_Kavramalar.pdf.

Kutay, M. G., (2010). *Göbek / Mil Bağlantıları*, 09. Ekim 2010, http://www.guven-kutay.ch/ozet-konular/09_GobekMil.pdf.

Kutay, M. G., (2010). *Elastik Yaylar*, 10. Nisan 2010, http://www.guven-kutay.ch/ozet-konular/10a_yaylar.pdf.

Rende, H., (1990). *Makina Elemanları, Metin Soruları ve Yanıtları, Problemler ve Çözümleri, Konstrüksiyon Hataları ve Örnekleri*. İstanbul: Birsen Yayınevi.

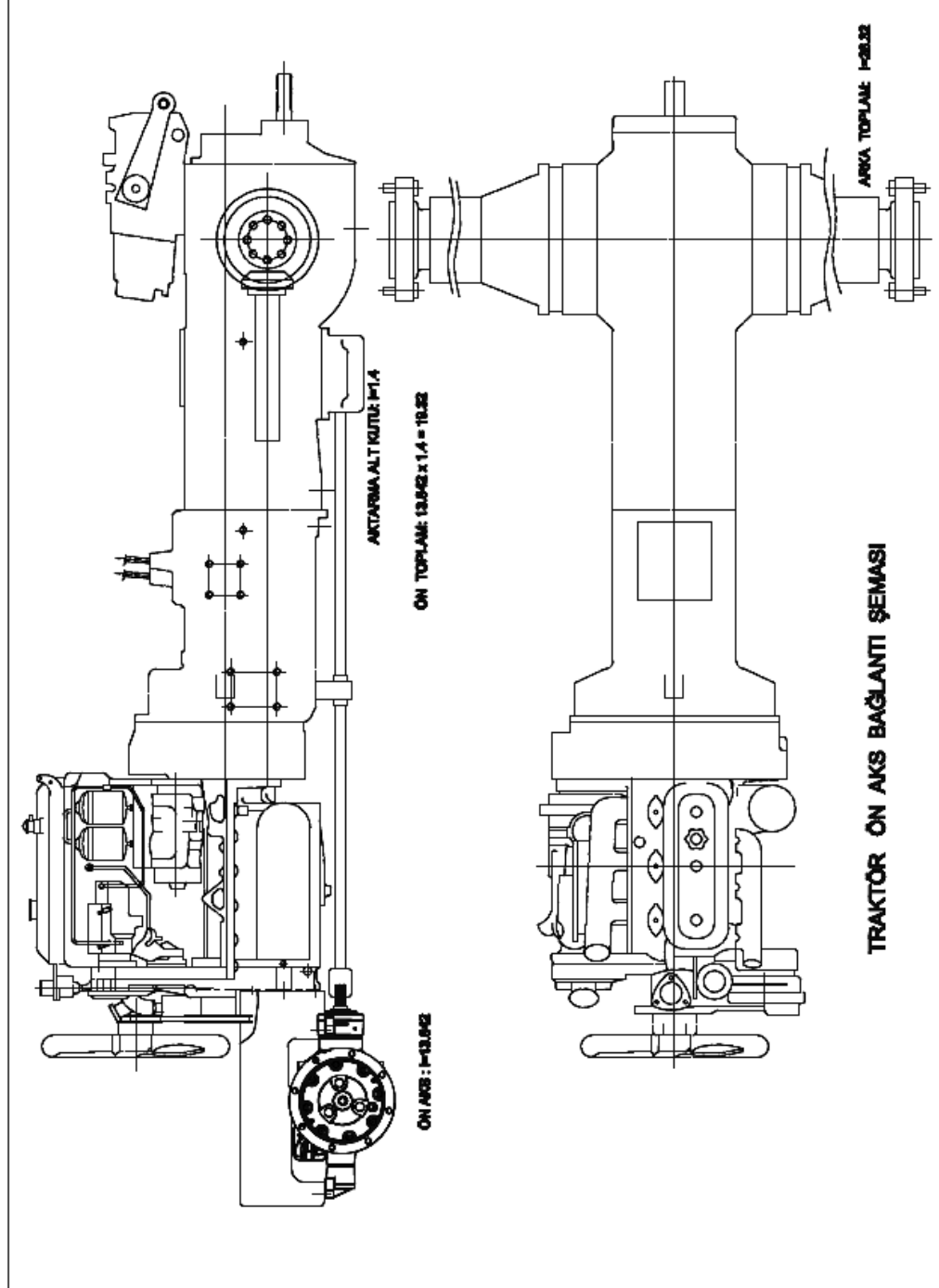
SKF, (b.t). *Ürün Katalogu*. 7 Mart 2012, <http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/search/searchDesignationForm.jsp?newlink=first&action=cad&maincatalogue=1&lang=en>

SKT Yedek Parça ve Makine Sanayi ve Ticaret A.Ş. (b.t). *Yağ Keçeleri*. 02 Ağustos 2007, http://www.skt.com.tr/grup.php?grup_kodu=1&dil=t.

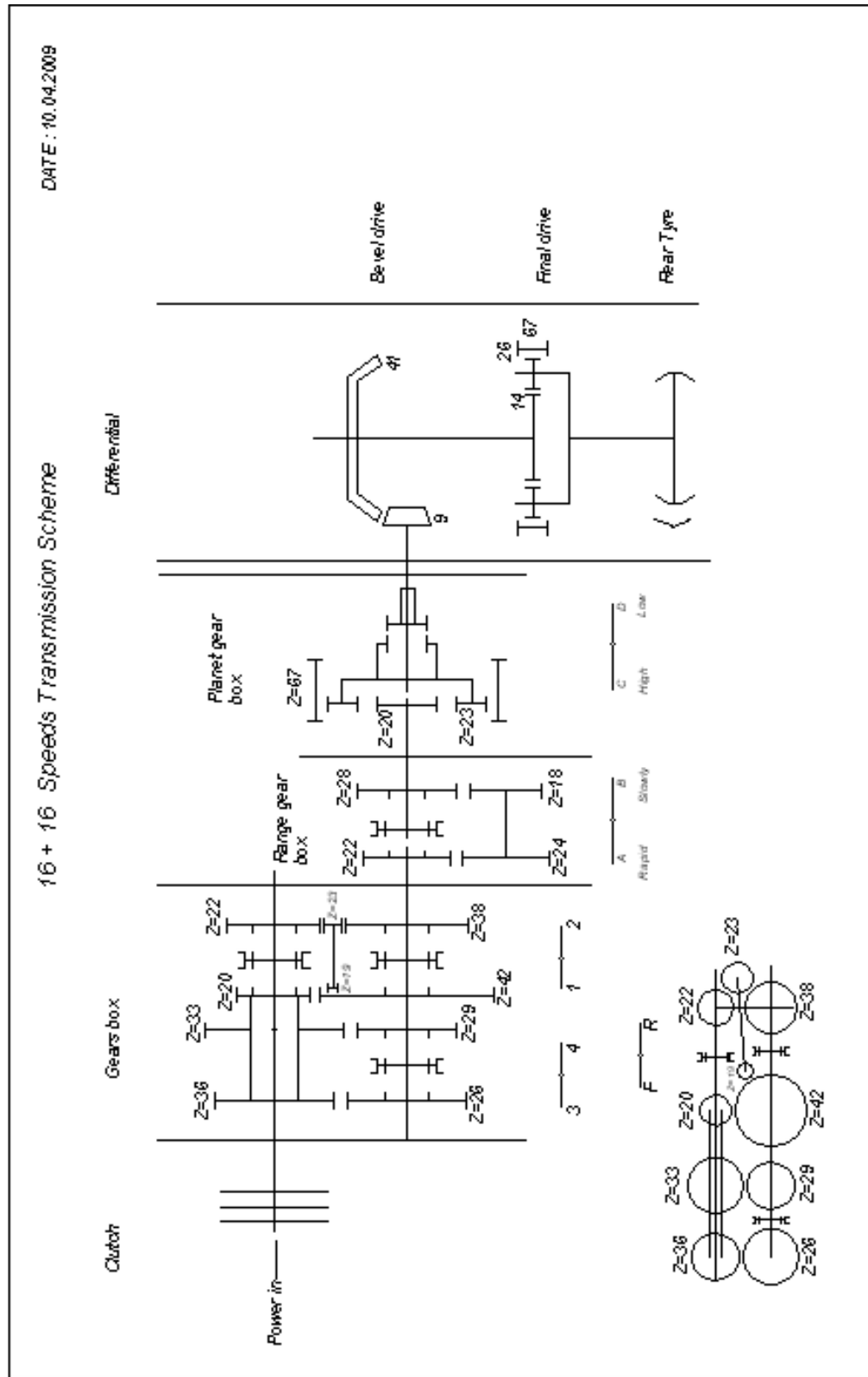
Türk Motor Sanayi ve Ticaret Anonim Şirketi (b.t). *8000 Serisi Traktörleri*. 5 Aralık 2011, <http://www.tumosan.com.tr/tr/index.php/traktoer/8000-serisi-8075-8085-8095/>.

EKLER

EK-1 (Traktör Ön Aks Bağlantı Şeması)



EK-2 (Transmisyon Şeması)



EK-3 (Tahrik Sistemi)

