

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BAŞAK 17 BAHÇE TRAKTÖRÜNÜN ŞANZİMAN
MEKANİZMASININ BİLGİSAYAR DESTEKLİ ANALİZİ

105490

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Osman Hamdi METE

105490

Enstitü Anabilim Dalı: Makina Müh.
Enstitü Bilim Dalı : Makina Tasarımı ve İmalat
Tez Danışmanı : Doç. Dr. Abdullah MİMAROĞLU

Bu tez / / 2001 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.

Jüri Başkanı

Doç.Dr.

Abdullah MİMAROĞLU

Jüri Üyesi

Yrd.Doç.Dr

Vahdet UÇAR

Jüri Üyesi

Yrd.Doç.Dr

Ahmet ÖZEL

İÇİNDEKİLER

SİMGELER VE KISALTMALAR.....	iv
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	vi
TABLolar LİSTESİ.....	ix
ÖZET.....	xi
SUMMARY.....	xii

BÖLÜM 1.

GİRİŞ.....	1
1.1. Giriş.....	1
1.2. Traktörün Tarihçesi.....	1
1.3. Traktörün Ana Aksamaları.....	6
1.4. Traktörlerin Sınıflandırılması.....	7
1.5. Bahçe Traktörleri.....	11
1.6. Başak 17 Bahçe Traktörü.....	12

BÖLÜM 2.

CER TEORİSİ.....	16
2.1. Giriş.....	16
2.2. Toprak Mekaniği.....	16
2.3. Toprak Mekaniğinde Cer Teorisinin Kullanılması.....	19
2.3.1. Cer elemanı üzerinde teorik itme kuvveti.....	19
2.3.2. Tekerlek yuvarlanma direnci.....	21
2.4. Sonuç.....	23

BÖLÜM 3.

MODELLEME	24
3.1. Giriş	24
3.2. Modelleme	24
3.2.1. Pro/ENGINEER	24
3.2.1.1. Unsurların çizim ile oluşturma yöntemleri	28
3.2.1.2. Unsurların tanımlanarak oluşturulması	30
3.2.2. Pro/MECHANICA (MOTION modülü)	32
3.2.2.1. Mekanizmada bağlantılar	33
3.2.2.2. Zemin (Ground) kavramı	35
3.2.2.3. Artıklık (redundancy)	37
3.2.2.4. Yükler (loads)	40
3.2.2.5. Tahrik elemanı (driver)	41
3.2.2.6. Dişliler	42
3.2.2.7. Kontrol değişkeni (measure)	44
3.2.3. Modelin Oluşturulması	45
3.2.3.1. Mekanizmayı oluşturan parça blokları	52
3.2.3.2. Bağlantıların seçilmesi ve montaj analizi	53

BÖLÜM 4.

ANALİZLER	58
4.1. Giriş	58
4.2. Sistemin Kinematik ve Dinamik Analizi	58
4.2.1. Her kademedeki gerekli olan hız ve ivme değerlerinin tespiti	61
4.2.2. Kinematik analizin tanımlanması	65
4.2.3. Modele gelen dış yüklerin tespit edilmesi ve uygulanması	67
4.2.4. Analiz sonuçları	73
4.2.4.1. Çeki kuvvetinin incelenmesi	73

4.2.4.2. Dinamik sonuçlar.....	74
4.3. Sistemin Statik Analizi.....	75
4.3.1. Mahruti milinin statik analizi	76
4.3.1.1. Mahruti mili üzerindeki sınırlandırmaların tanımlanması.....	77
4.3.1.2. Mahruti mili üzerindeki yüklerin tanımlanması.....	78
4.3.1.3. Analiz sonuçları.....	78
4.3.2. Grup milinin statik analizi.....	80
4.3.2.1. Grup mili üzerindeki sınırlandırmaların tanımlanması.....	81
4.3.2.2. Grup mili üzerindeki yüklerin tanımlanması.....	81
4.3.2.3. Analiz sonuçları.....	82
4.4. Sisteme Helisel Dişli Uygulaması.....	83
4.4.1. Helisel dişli sisteminin tanımlanması.....	84
4.4.2. Analiz ve sonuçlar.....	85
4.5. Mekanizmanın Daha Yüksek Güçlerle Çalışabilmesinin İncelenmesi.....	86
4.5.1. 24BG motor gücünün sisteme uygulanması.....	87
4.5.2. Dinamik ve kinematik analizler.....	87
4.5.3. Statik analiz ve analiz sonuçları.....	89
4.5.4. Dişli çarkların kontrolü.....	91
4.5.4.1. Tahrik dişli grubu.....	91
4.5.4.2. Kademe dişli grubu.....	93
4.5.5. Sonuçların incelenmesi.....	94
BÖLÜM 5.	
SONUÇLAR.....	95
KAYNAKLAR.....	96
ÖZGEÇMİŞ.....	98

SİMGELER ve KISALTMALAR

Simgeler

p_i	Tekerleğe dik toprak basıncı
p_{ix}	Toprak basıncının yatay bileşeni
F	Hareket doğrultusunda topraktaki cer kuvveti
W	Dingilden tekerleğe gelen döndürme momenti
P	Traktör gövdesine iletilen faydalı çeki kuvveti
Z	Tekerleğin batması
R	Yuvarlanma direnci
D	Yuvarlanma direncini yenmek için gerekli kuvvet
b	Cer düzeninin (tekerleğin) genişliği
r_R	Yuvarlanma direncinin etki ettiği varsayılan noktada tekerleğin yarıçapı
c	Toprağın kohezyonu, N/mm^2
ϕ	Toprağın iç sürtünme açısı
K_c	Toprak deformasyonunun kohesif modülü, N/mm^{n+1}
K_ϕ	Toprak deformasyonunun sürtünme modülü, N/mm^{n+1}
B	Cer alanının en küçük boyutu, cm
N	Z 'nin üssü
A	Kesme alanı
i_{MGR}	Tahrik mili (motor) ile grup mili arasındaki çevrim oranı
ω_{MOT}	Tahrik milinin (motorun) açısal hızı
ω_{GR}	Grup milinin açısal hızı
i_{Vv}	Mahruti mili ile grup mili arasındaki çevrim oranı
ω_{GRv}	Grup milinin açısal hızı
ω_{MAHv}	Mahruti milinin açısal hızı
v	Vites sayısı indisi
d_{MOT}	Tahrik dişlisinin çapı
d_{GR}	Grup milinde tahrik dişlisi ile çalışan dişlinin çapı

d_{MAHV} v - vitesinde mahrutideki dişlisinin çapı

d_{GRV} v - vitesinde grup milindeki dişlisinin çapı

Kısaltmalar

KHD Klöckner-Humboldt-Deutz

TZDAŞ Türkiye zirai donatım anonim şirketi

OECD Organization for economic co-operation and development



ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1	Intrac 2005 şasisine motor ve dişli kutusunun yerleşimi.....	4
Şekil 1.2	Traktörler; paletli tip, lastik tekerlekli tip, alet taşıyıcı tipleri.....	7
Şekil 1.3	Traktör modelinin genel görüşü	12
Şekil 1.4	Aktarma organları başka bir açıdan.....	13
Şekil 2.1	Bir tekerleğin serbest cisim gibi gösterilmesi.....	18
Şekil 2.2	Düşey yükte kesme alanı.....	19
Şekil 2.3	C ve ϕ toprak parametreleri.....	20
Şekil 2.4	Bir cer elemanının toprakta doğurduğu itme kuvveti çoğu hallerde hem kesme alanına hem de düşey ağırlığa bağlıdır.....	20
Şekil 2.5	K_c , K_ϕ ve n toprak parametrelerini tayin etme yöntemi.....	22
Şekil 3.1	Pro/ENGINEER’da modelin farklı görünüş şekilleri.....	25
Şekil 3.2	Birden fazla unsur kullanılarak bir modelin oluşturulması.....	26
Şekil 3.3	Birleşik (ortak çalışabilme) özelliği.....	27
Şekil 3.4	Bir unsurun değişikliğinin diğerlerine yansması.....	28
Şekil 3.5	Extrude modülü ile unsur oluşturma	28
Şekil 3.6	Revolve modülü ile unsur oluşturma.....	29
Şekil 3.7	Sweep modülü ile unsur oluşturma.....	29
Şekil 3.8	Blend modülü ile unsur oluşturma.....	30
Şekil 3.9	Round modülü ile unsur oluşturma.....	31
Şekil 3.10	Chamfer modülü ile unsur oluşturma.....	31
Şekil 3.11	Mekanizma modelleme aşamalarının şematik olarak gösterimi.....	33
Şekil 3.12	Zemin bağlantısı (ground point).....	36
Şekil 3.13	Kapı modeli.....	38
Şekil 3.14	Tahrik elemanı (driver) sembolü.....	42
Şekil 3.15	Düz dişli çarklarda basitleştirilmiş geometrinin ve referans yüzeylerinin kullanıldığı durumda tanımlanmış dişliler.....	43
Şekil 3.16	Gerçek model.....	45
Şekil 3.17	Basitleştirilmiş geometriyle modellenmiş model.....	46

Şekil 3.18	Mahruti mili ve üzerinde oluşturulan referans noktaları.....	47
Şekil 3.19	Grup mili ve üzerinde oluşturulan referans noktaları.....	48
Şekil 3.20	Hazırlanmış bir dişli ve üzerindeki referans noktaları.....	48
Şekil 3.21	İki ayrı alt montajdan oluşan ana montaj görüntüsü.....	49
Şekil 3.22	Sistemin ilave parça bloklarıyla beraber görünüşü.....	50
Şekil 3.23	Sistemin referans noktalarıyla beraber görüntüsü.....	51
Şekil 3.24	Mekanizma elemanları diyalog kutusu.....	52
Şekil 3.25	Montaj analizi tanımlama formu.....	54
Şekil 3.26	Mahruti üzerinde oluşturulan bağlantılar.....	55
Şekil 3.27	Grup mili üzerinde oluşturulan bağlantılar.....	56
Şekil 3.28	Montaj analizi sonucu “artıklık” değeri.....	56
Şekil 4.1	Kovan, Ayna mili ve Mahruti milinin konumları ve çevrim oranları.....	59
Şekil 4.2	Ayna mili – dişli kutusu bağlantısı için kullanılan pim bağlantısı ve hareketi oluşturmak için kullanılan tahrik elemanı (driver).....	60
Şekil 4.3	Tahrik elemanı (driver) tanımlama diyalog kutusu.....	60
Şekil 4.4	Vites kutusunda kademelerin durumları ve her kademe için çevrim oranları.....	61
Şekil 4.5	Kademelere göre hız dağılımı.....	63
Şekil 4.6	Hareketin hız-zaman grafiği.....	64
Şekil 4.7	Hareket analizi tanımlama formu; analizi sonlandırma koşulları.....	67
Şekil 4.8	Sisteme Tork uygulama diyalog kutusu.....	68
Şekil 4.9	Değişkenlere bağlı kontrol değişkeni tanımlama formu.....	69
Şekil 4.10	Tablo (table) olarak bir kontrol değişkeninin tanımlanması.....	70
Şekil 4.11	Motor momentinin sisteme uygulanmış hali.....	70
Şekil 4.12	Sürtünme momentinin tanımlanması.....	72
Şekil 4.13	Sürtünme momenti ve uygulanan blok.....	72
Şekil 4.14	Farklı toprak tiplerinde hız çeki kuvveti ilişkisi (ideal güç hiperbolü).....	74
Şekil 4.15	Momentinin motor devrine göre değişimi.....	75
Şekil 4.16	Mahruti miline etki eden kuvvetler.....	76

Şekil 4.17	Mahruti mili için yatak temas yüzeyleri.....	77
Şekil 4.18	Mahruti mili için sınırlandırmalar ve dış yüklerin eklenmesi.....	78
Şekil 4.19	Mahruti mili üzerindeki gerilme dağılımı.....	79
Şekil 4.20	Mahruti mili üzerindeki yer değişim dağılımı.....	79
Şekil 4.21	Grup miline etki eden kuvvetler.....	80
Şekil 4.22	Grup mili için yatak temas yüzeyleri.....	81
Şekil 4.23	Grup mili için sınırlandırmalar ve dış yüklerin eklenmesi.....	82
Şekil 4.24	Grup mili üzerindeki gerilme dağılımı.....	82
Şekil 4.25	Grup mili üzerindeki yer değişim dağılımı.....	83
Şekil 4.26	Düz dişli atanmış dişli çiftleri.....	84
Şekil 4.27	Dişli özellikleri değişiklik formu.....	85
Şekil 4.28	Helis dişlilerle çalışan sistemde mahruti mili üzerine gelen kuvvetler.....	85
Şekil 4.29	24BG için momentin devire göre değişimi.....	88
Şekil 4.30	24BG güçte mahruti milinde oluşan kuvvetler.....	88
Şekil 4.31	24BG güçte grup milinde oluşan kuvvetler.....	89
Şekil 4.32	24BG için mahruti mili üzerindeki gerilme dağılımı.....	89
Şekil 4.33	24BG için mahruti mili üzerindeki yer değişim dağılımı.....	90
Şekil 4.34	24BG için grup mili üzerindeki gerilme dağılımı.....	90
Şekil 4.35	24BG için grup mili üzerindeki yer değişim dağılımı.....	91

TABLolar LİSTESİ

Tablo 1.1	Genel olarak traktörlerin sınıflandırılması.....	13
Tablo 1.2	BAŞAK 2017 traktörü teknik özellikleri.....	14
Tablo 3.1	Bağlantı tipleri; sınırlandırmalar ve serbestlik dereceleri.....	34
Tablo 3.2	Bağlantı tiplerinde sınırlandırmalar (constraints).....	35
Tablo 3.3	Motion programındaki kuvvet tipleri.....	41
Tablo 3.4	Measure tipleri.....	44
Tablo 3.5	Mekanizmada kullanılan dişliler ve özellikleri.....	51
Tablo 4.1	TZDAŞ 'den alınan veriler.....	58
Tablo 4.2	Her vites için maksimum hız ve bu hızlarda tekerleklerin açılal hızı.....	59
Tablo 4.3	Her vites için tekerlekte, ayna milinde ve mahruti milindeki açılal hızlar.....	59
Tablo 4.4	Mahruti mili ve motor tahriki arasındaki çevrim oranları.....	62
Tablo 4.5	Kademelerdeki Mahruti mili ve motor tahriki arasındaki çevrim oranları.....	63
Tablo 4.6	Kademelerdeki Mahruti mili ve motor tahriki arasındaki çevrim oranları.....	64
Tablo 4.7	Pancar motorunun güç tablosu.....	68
Tablo 4.8	Bazı tipik toprak değerleri.....	71
Tablo 4.9	Farklı toprak tipleri için bulunan yuvarlanma direnci değerleri.....	71
Tablo 4.10	Toprak tiplerinin sembolleri.....	73
Tablo 4.11	Farklı toprak tiplerinde ve her vites için maksimum hız ve güç.....	73
Tablo 4.12	Her kademe için ayna ve mahruti milindeki maksimum momentler.....	74
Tablo 4.13	Mahruti miline etki eden kuvvetler ve büyüklükleri.....	76
Tablo 4.14	Mahruti mili yataklarındaki sınırlandırmalar.....	77
Tablo 4.15	Grup miline etki eden kuvvetler ve büyüklükleri.....	80
Tablo 4.16	Grup mili yataklarındaki sınırlandırmalar.....	81

Tablo 4.17	Helis dişli kullanılan sistemde oluşan yatak tepkileri.....	86
Tablo 4.18	24BG Motor için karakteristikler.....	87
Tablo 4.19	Mil ve dişli çarklarının imalatında kullanılan 16MnCr5 için mukavemet değerleri.....	94



ÖZET

Anahtar kelimeler: Şanzıman mekanizması, Bilgisayar destekli tasarım, Bilgisayar destekli analiz.

Son yıllarda bilgisayar destekli mühendislik yöntemleri, bilgisayar donanımlarındaki ve mühendislik yazılımlarının her açıdan gelişimiyle sanayiinin pek çok dalında geniş yer tutmaya başlamıştır. Bu yöntemler tasarım ve analiz aşamasında harcanan zamanı kısaltmakta, tasarım parametrelerinin hızlı bir şekilde değiştirilmesini ve kontrolünü sağlamakta, tasarımcıya her açıdan esneklik kazandırmaktadır. Yapılan çalışmalar yardımıyla tasarımın optimize edilerek daha da verimli şekilde çalışması sağlanabilir.

Tezin ana teması, kullanılan bir sistemi bütünüyle ele alıp bütün aşamalarıyla bilgisayar desteğiyle modellenmesi ve analizi olarak açıklanabilir. Böyle bir çalışmanın seçilmesi hem bilgisayar destekli tasarım (CAD) hem de bilgisayar destekli mühendislik (CAE) konularında çok yönlü bir çalışmayı mümkün kılmasıdır.

Bu çalışmada genel bir sınıflandırmada küçük tip bahçe traktörü sınıfında kabul edilebilecek Türkiye Zirai Donatım AŞ'nin üretimi olan Başak 17 bahçe traktörünün şanzıman sistemi modellenmiş ve traktörler için kullanım açısından en önemli faktör olan çeki gücü ve bu çeki kuvvetleri altında sistemin tepkisi araştırılmıştır.

SUMMARY

Computer Aided Analyses of Gear Box of Başak 17 Tractor

Keywords: Gearbox, Computer aided design, Computer aided engineering

For the last years, the development of computer accessories and scripts resulted for extensively involvement of computer aided engineering (CAE) methods in many industrial fields. These methods shorten the time that is spent during analysis and design. Furthermore this system provides to change rapidly design parameters and provide the control through all stages of the design process. Hence the designer gains flexibility throughout the design process. Using the feedback system this system provide optimization of the design.

In this study the gear box of a tractor was modeled an analyzed, using computer aided design and engineering code Pro/ENGINEER. The results showed the efficiency of CAD/CAM/CAE system.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

1.1. Giriş

Bugünkü gerçekçi görüş, yani az emekle çok iş yapmak düşüncesi modern tarım işletmelerinde kullanılacak traktörlerin çok çeşitli işleri başarmaya elverişli olmalarını gerektirmektedir. Bugünkü traktör tarlada yapılması icap eden çift sürme, gübre dağıtma, tırmıklama, tohum ekme, fide dikme, don ve haşeratla mücadele, biçme, hasat ve taşımacılık gibi her türlü işi kolaylıkla yapabilmelidir. Traktörler hemen hepsi farklı hızlarla yapılması icap eden bütün bu işlerin kolayca yapılmasını sağlayabilmeli ve ayrıca maliyet ve işletme masrafları en az olmalıdır. Bağ ve bahçe tarımının mekanizasyonu konusunda diğer alanlara nazaran oldukça büyük zorluk vardır. Bu zorluk buradaki işlerin karakterinden, toprak şartlarından, ağaçların değişik şekli ve çeşitli aralıklarda olmalarından doğmaktadır [1].

1.2. Traktörün Tarihçesi

Sürekli gücü yaklaşık 73,5 W olan insan, bir güç kaynağı olarak, düşük verimli ve yetersizdir. Bu yüzden insanlar daim yardımcı güç kaynaklarına ihtiyaç duymuşlardır. Özellikle tarımda yardımcı güç kaynağı olarak, yaklaşık 6000 yıldan beri koşum hayvanları kullanılmaktadır. Fakat insan gücünün sınırlı olması gibi, koşum hayvanlarının da güçleri sınırlıdır. Öyle ki, çeki işlerinde kullanılan bir beygirin çeki gücü 0,81-1,1 kW, bir öküzün çeki gücü 0,66 kW dolayındadır.

Yer yüzünde nüfus çoğaldıkça, daha geniş alanlar tarımsal amaçla kullanılmaya başlamış ve koşum hayvanlarının sınırlı güçlerinin dışında yardımcı güç kaynakları aramak zorunluluğu ortaya çıkmıştır. Bununla beraber on dokuzuncu yüz yıla kadar önemli bir gelişme kaydedilememiştir.

Tarımda yaklaşık yüz yıldan beri kullanılmış olmalarına rağmen traktörler, ilk önce, birinci dünya savaşından sonra önem kazanabilmişlerdir. İkinci dünya savaşını izleyen yıllarda ise tarımsal işletmelerin vazgeçilmez bir ögesi olmuşlardır. Tarımda kullanılan ilk traktörler, yalnız koşum hayvanlarının yapabildikleri işleri görmekteydiler. Kayış-kasnak, kuyruk mili, hidrolik kaldırıcı ve benzeri düzenlerin zamanla geliştirilerek traktörlere uygulanması sonunda, traktörlerin kullanılma alanları genişletilmiş ve traktörler çiftçinin çok yönlü bir yardımcısı olabilmıştır[2].

Traktör imalindeki gelişmeler üzerinde geçerli varsayımlarda bulunabilmek için, traktörü gücü ve üretimindeki mevcut gelişmeyi, ülkedeki traktör parkını, tarımsal işletmelerin büyüklüklerini ve sayılarını bilmek gerekir.

Tarımsal işletmelerin durumu göz önüne alınarak Türkiye’de en çok kullanılan traktörlerin orta güçlü (25-44 kW) olduğu söylenebilir. 25 kW’tan daha küçük güçlü traktörler bahçe traktörleri olarak kullanılma alanı bulmaktadır. 44 kW’ın üstündeki büyük güçlü traktörler ise, daha ziyade büyük tarımsal işletmelerin yaygın olduğu ülkelerde revaçtadır. Büyük güçlü traktörler, özellikle 75 kW ve daha büyük güçlü olanlar, yalnız dört tekerlekten birden tahrik edilen traktörler olarak imal edilmektedirler. Bu konuda, önemli etkenler olarak, güç büyüdükçe, güç ağırlığının (kg/kW) azalması, toplam yükün daha iyi bir biçimde akslar üzerine dağıtılması ve kumanda emniyeti sıralanabilir.

Bıçerdöverler başta olmak üzere, kendi yürür hasat makineleri sayısında son yıllarda kaydedilen artışlar da traktör gelişimi üzerinde etkili olmaktadır. Fakat, bir tarımsal işletmede traktör tarafından çekilen bir hasat makinasının kullanılabilmesi için, kendi yürür makinanın bütün bir hasat mevsimi boyunca kullanılması gerektiğine ve makineyi kendi yürür duruma getirebilmek için gerekli ek motor ve tahrik organlarının çok büyük bir masraf gerektirmemesine özen gösterilmelidir.

Traktörlerin konstrüksiyon bakımından gelişiminde, sağlanabilen iş gücü tasarrufu, tarımsal işletmelerin ekonomik durumu ile traktör sanayinin teknik yetenekleri önemli rol oynamaktadır. Traktör fabrikalarının çoğu blok tipi yapıya ve arka akstan

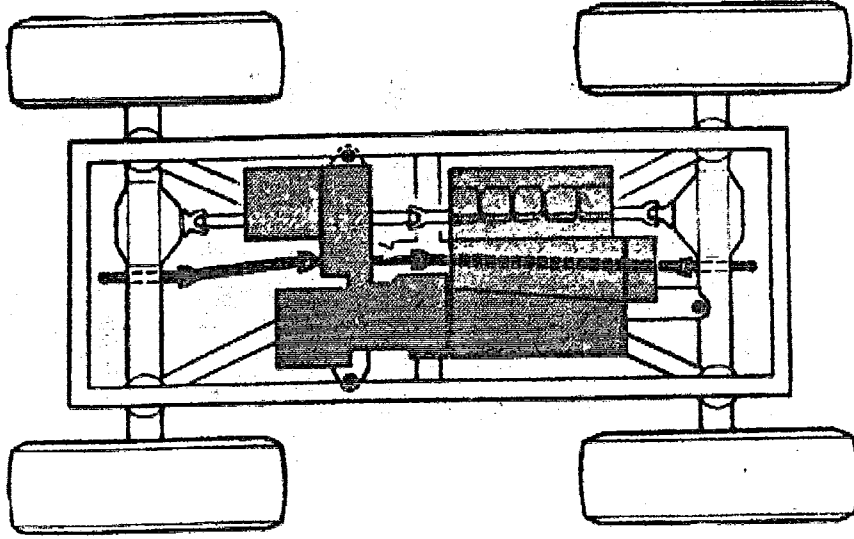
tahrikte önem vermektedirler. Bununla beraber dört tekerlekten birden tahrik edilen traktörler ile paletli traktörlerin sayısı da gün geçtikçe artmaktadır.

Traktör imalinde izlenebilecek yeni bir anlayışı A.R. Reece [3] getirmektedir. Reece'e göre dikkat edilmesi gereken hususlar şunlardır.

- Traktörlerde kullanılan büyük güçlü ve yüksek devirli diesel motorların gürültüsünü ve titreşimlerini azaltarak, otomobil motorları gürültü düzeyine indirebilmek için, motor kauçuk yataklar üzerine oturtulmalı ve ses yutan bir muhafaza çerisine alınmalıdır. Böylelikle hem gürültü ve hem de titreşimler rijit bir bağlantı üzerinden sürücünün oturduğu yere iletilmez.
- Sürücünün oturduğu yerden başka mümkün olduğu kadarıyla bütün şasi yaylandırılmalıdır.
- Hidrostatik, kademesiz kuvvet iletimi için dolaysız olarak tekerlekler içerisine monte edilen hafif malzemedan imal edilen tahrik elemanları (hidrolik motor) ön görülmelidir. Sistemin pompası da ucuz, değişken güçlü ve yüksek verimli olmalıdır.
- İş motorlarının veya iş silindirlerinin tahriki için sabit basınçlı, merkezi bir hidrolik sistem bulunmalıdır.

Böylece imal edilecek bir traktör, özellikle sürücünün daha az rahatsız olmasını sağlayacağından, bir yılda en az 400-1000 saat gibi uzun bir süre iş görebilir.

Alışılmış blok tipi traktörler üniversal çeki makinası ve kuyruk milinden tahrik edilen makineler için de enerji kaynağı olarak, oldukça mükemmel olmalarına rağmen, gelişimlerin tamamlanmış durumdadırlar. Bu yüzden daha başka tipler geliştirmek gereği duyulmuştur. Yeni tip arama aşamasında ilk önemli adımı KHD firmasının geliştirdiği *Intrac System 2000* oluşturmaktadır (Şekil 1.1). Bu traktör üretkenliği artırmak ve sürücünün çalışma şartlarını iyileştirmek amacıyla geliştirilmiştir. Bu amaçla şu önlemler öngörülmüştür [3]



Şekil 1.1. Intrac 2005 şasisine motor ve dişli kutusunun yerleşimi

- Katı şasili alışılmış blok tipi yerine kauçuk yaylarla yaylandırılmış şasi kullanılmış ve hava soğutmalı motorla hız kutusu titreşime karşı yalıtılmış biçimde zemine yerleştirilmiştir.
- Öne iki kişilik oturma yeri konulmuş ve bu yerler gürültüye ve devrilmeye karşı koruyucu bir kabinle kapatılmıştır. Ayrıca sürücülerin oturma yerleri değiştirilerek görüş açısı genişletilmiştir.
- Birisi 0-18km/h ve diğeri 0-44km/h arasında değişmek üzere iki hız bölgesi kademesiz bir hidrostatik hız kutusu önerilmiştir. Böylelikle aletler için optimum çalışma hızı ve taşıma için yüksek yol hızı sağlanmıştır.
- Öne ve arka tarafta alet ve makineler için geniş montaj imkanı sağlanmış ve bunlara hidrolik kaldırıcılar ve kuyruk milleri yerleştirilmiştir. Böylece aletlerin montajı kolaylaştırılmış ve montaj edilen ekipmana uygun tahrik momentleri sağlanmıştır.
- Alet ve makinelerin kolay sökülüp takılması için hızlı özel kavramlar yerleştirilmiştir
- Tohum, gübre gibi maddeleri taşımak yada ihtiyaca göre diğer malzemelerin taşınabilmesi için uygun taşıma platformları ön görülmüştür.

KHD (Klöckner-Humboldt-Deutz) tarafından Intrac traktörlerden Intrac 2005 (59 kW ve 3900 kg boş ağırlık) ve Intrac 2002 (38 kW ve 2510 kg boş ağırlık) piyasaya sürülmüş ise de daha sonraki yıllarda Intrac 2005 yerine 2006 (85 kW ve 5000 kg boş ağırlık) imal edilmeye başlanmıştır.

Sistem traktörler olarak Daimler-Benz firmasınınca geliştirilen 48 kW ve 70 kW güçlerindeki MB-Trac traktörleri de alınabilir. MB-Trac traktörleri, aynı firmaca geliştirilen Unimog'lardan, sürücü kabınınin önde olmayıp ortada olması, arka aks yerine ön aksın yaylandırılması ve taşıma hızının 25 km/h yerine 50-70 km/h'e ulaşması bakımından farklı olduğu söylenebilir.

Dolaysız püskürtmeli traktör diesel motorları genellikle 3,4 ve 6 silindirli olarak yapılmaktadır. Bir ve iki silindirli motorlar artık imalat programına alınmamaktadır. Ortalama silindir gücünde artış görülmektedir. 1970 de 11 kW/sil. olan ortalama silindir gücü 1976 da 12,8 kW/sil. 'e yükselmiştir. Aşırı doldurmalı motorlarda ise 18 kW/sil. Dolaylarındadır. Devir sayısı yükseltilerek gücü artırmak, gürültü bakımından, artık düşünülmemektedir. Traktör motorlarının özgül yakıt sarfiyatı 215-245 gr/kWh dolayındadır. Özgül yakıt sarfiyatı için 220 gr/kWh ortalama bir değerdir.

Traktörlerin daha çeşitli amaçlarla kullanılabilmesi için vites sayısı yıldan yıla artırılmaktadır. Birkaç yıl öncesine kadar 6-8 ile sınırlandırılan vites sayısı son yıllarda yirmiyeye kadar çıkarılmıştır. Bununla beraber, 25kW dah daha küçük güçlü traktörler de, konstrüksiyonun ucuza mal edilebilmesi için, 6-8 vitesli dişli kutuları kullanılmaktadır. Hidrostatik hız kutuları masraf ve verim bakımından 60-100kW gücündeki traktörlerde bile henüz söz konusu olamamaktadır. Ford-Selecto-Speed sisteminde olduğu gibi, bütün vitesleri yük altında devreye giren hız kutuları da masraflı gözükmemektedir. Döndürme momentini belli sınırlarda %20-25 kadar yükseltirken hızı da aynı oranda azaltan tam senkronize hız kutuları da yeterli olamamaktadır. 1-1.5 sn kadar süren vites değiştirme esnasında, pulluk çekmekte olan bir traktörde 0,4-0,6 saniyelik bir gecikme söz konusu olacağından, yavaş vites değiştirme, senkron viteslerde bile, traktörün durmasına sebep olacaktır. Bu yüzden traktör hız kutularının vites sayısını 6-8 den 12-16 ya çıkarabilmek için, kuvvet

bağlantılı ek gruplara ihtiyaç duyulmaktadır. Vites sayısının 16 dan fazla olmamasına da özen gösterilmelidir.

Modern traktör hız kutularında, senkronize grupların dışında yük altında devreye giren motor kuyruk mili de bulunmalıdır. Dört tekerlekten birden tahrik ile arka aks diferansiyel kilidi de yük altında devreye girebilmeli ve ön tahrik milinde kendiliğinden devreye giren diferansiyel kilidi bulunmalıdır.

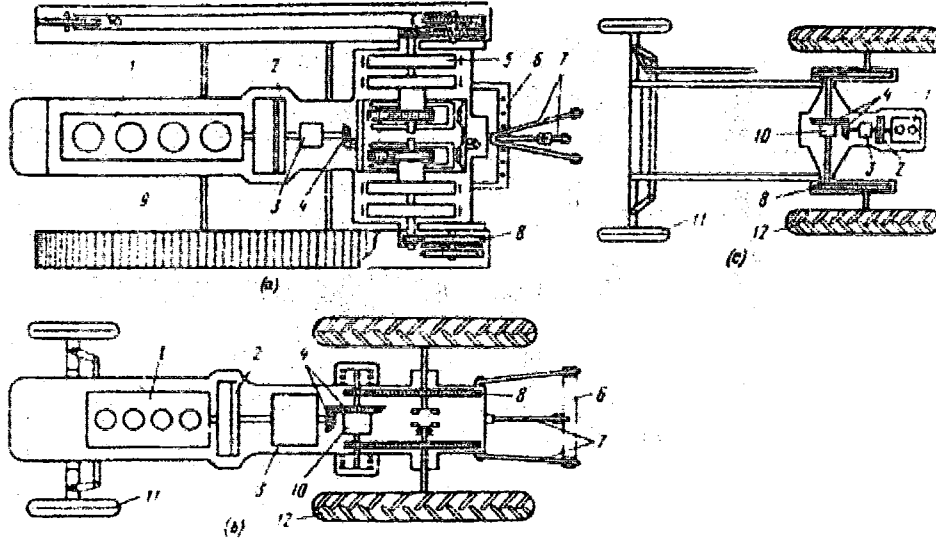
Gürültülü, toz ve ısıl zorlanmalara karşı sürücünün rahat edebilmesi için oturma yerine ve sürücü kabine özen gösterilmektedir. Bakım ve tamir işlerini kolaylaştırmak amacıyla, son yıllarda, kamyonlarda da olduğu gibi, devrilebilen kabinler imal edilmektedir.

Son olarak, gelişen teknolojinin ışığı altında bugünkü halini alan traktörün,

1. Çiftçinin iş gücünü artırmaya yarayan bir kuvvet makinası
2. Alet ve makinaları çekmeye ve tahrik etmeye yarayan bir iş makinası
3. Yük ve yolcu taşımada kullanılan bir taşıt olduğu söylenebilir.

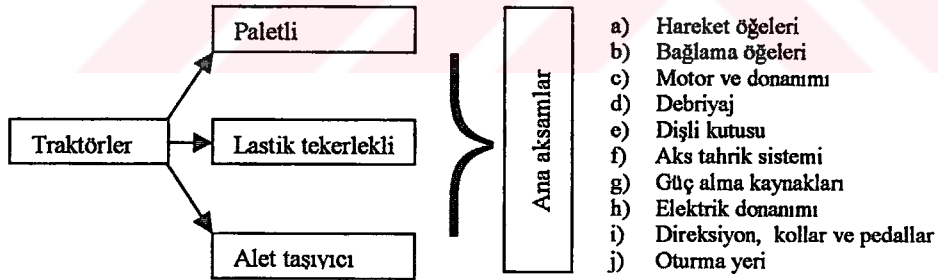
1.3. Traktörün Ana Aksamaları

Traktörler, tarım aletleri ile birlikte hareket etmedikleri zaman, bir taşıt olarak düşünülebilirler. Her taşıt gibi, traktöründe bir güç kaynağı vardır. Günümüzde traktörlerde güç kaynağı olarak içten yanmalı motorlar kullanılmaktadır. Bu yüzden bir traktörün en önemli ögesi olarak motor ve donanımı gözükmektedir. Motor gücü debriyaj ve dişli kutusu üzerinden tahrik miline iletilir. Buradan da ayna-mahrutu konik dişli düzeni ve diferansiyel üzerinden tahrik tekerleklerine iletilir. Traktörün hareketi paletler veya tekerlekler yardımı ile gerçekleşebilir. Tekerlekler üzerinde frenler yer almaktadır. Traktör direksiyon, kollar ve pedallar ile kumanda edilir. Kuyruk mili, kasnak ve hidrolik sistemi gibi düzenlerin çalışabilmesi için traktörden güç alınır. Diğer taşıtlarda olduğu gibi, traktörde sürücü yeri, elektrik donanımı ve yardımcı diğer öğeler bulunmaktadır.



Şekil 1.2. Traktörler (a) paletli tip, (b) lastik tekerlekli tip, ve (c) alet taşıyıcı tipleri. Ana aksamlar; 1-Motor, 2-Debriyaj, 3- Dişli kutusu, 4- Aks tahrik sistemi, 5-Kumandalar, 6-Çeki demiri, 7-Üç nokta asma sistemi, 8-Son tahrik, 9-Paletler, 10- Diferansiyel, 11-Tahrik edilmeyen tekerlekler, 12- Tahrik edilen tekerlekler.[2]

Şekil 1.2’de görülen traktör ana aksamları aşağıdaki gibi özetlenebilir.



1.4. Traktörlerin Sınıflandırılması

Tarım traktörlerinin sınıflandırılması çok çeşitlidir. Sınıflandırma genel yapı, kullanma amacı, tahrik biçimi ve güç gibi etkenler göz önünde bulundurularak yapılmaktadır. En çok uygulanan sınıflandırma çeşitleri aşağıdaki gibi sıralandırılabilir.

Genel yapısına göre traktör tipleri:

- a) Çerçeve tipi (şasili)
- b) Blok tipi
- c) Yarı çerçeve tipi, olmak üzere başlıca üç gruba ayrılırlar

Çerçeve tipi traktörlerde, traktörün bütün parçaları ön ve arka dingili birleştiren bir çerçeve üzerindedir. Motor ve sürücü yeri genellikle bu çerçevenin arka tarafına toplu olarak yerleştirilirse, alet ve makinaların montajı için daha çok yer kalır. Ayrıca alet ve makinaların sürücü tarafından kontrolü de kolaylaşır.

Blok tipi traktörlerde sıra ile, ön dingil bloğu, motor, debriyaj, hız kutusu ve arka dingil bloğu flanşlar ve civatalar yardımı ile birbirlerine bağlanmışlardır. Bu tip en çok imal edilen traktör tipidir.

Yarı çerçeve tipi; blok tipi ile çerçeve tipinin bir karması olup her iki tipin üstünlüklerini bir araya getirmek amacına hizmet etmektedir.

İz sayısına göre traktör tipleri:

- a) Bir izli,
- b) İki izli ve
- c) Üç izli, olmak üzere üç çeşittirler.

Bir izli traktörler, elle kumanda edilen, üzerinde sürücü yeri bulunmayan küçük ve bir tekerlekli traktörlerdir. Traktörlerin çoğu *iki izlidir*. Bunlar bir dingilli veya iki dingilli, tekerlekli veya paletli olarak imal edilirler. *Üç izli traktörlerde* arka dingil normal genişlikte ve iki tekerlekli olduğu halde, ön dingilin ortasında ya bir veya birbirine çok yakın iki tekerlek bulunur. Böylece, traktör tarla üzerinde hareket ederken, arkasında birbirine paralel şeritler halinde üç iz bırakır. Bu traktörlerin tekerlekleri dar ve karın altı boşlukları da yüksek olduğundan çapa işlerinde kullanılması ön görülmüştür

Tahrik aksının yerine ve sayısına göre traktör tipleri

Bu tanımlama yalnız lastik tekerlekli traktörler için geçerlidir. Zira, ancak lastik tekerlekli traktörler;

- a) Ön tekerleklerden tahrik edilen
- b) Arka tekerleklerden tahrik edilen ve
- c) Dört tekerlekten birden tahrik edilen traktörler olmak üzere üç gruba ayrılabilirler.

Lastik tekerlekli traktörlerin çoğu arka tekerleklerden tahrik edilirler. Dört tekerlekten tahrik edilen traktörlerde bütün tekerlekler aynı büyüklükte olabilirler.

Alet ve makinaların montaj şekline göre traktör tipleri

- a) Alet taşıyıcıları
- b) Standart traktörler(çeki traktörleri)
- c) Taşıyıcı traktörler olarak ayırt edilirler.

Standart traktörlerde ön ve arka tekerlekler arasındaki mesafe kısadır. Genellikle, aletler traktörün arkasına ve bazı durumlarda da önüne monte edilirler. *Taşıyıcı tip traktörlerde* tekerlekler mesafesi daha uzun ve karın altı yükseklikleri de daha fazla olduğundan, aletler traktörün önüne, arkasına ve ön arka dingil arasına monte edilebilirler. Çerçeve tipi olarak ta adlandırılan *alet taşıyıcılarda*, aletlerin montajı daha rahattır. Aletler, bu tip traktörlerin önüne, iki dingil arasına veya üzerine monte edilebilmektedir.

Hareket elemanlarına göre traktör tipleri:

- a) Lastik tekerlekli traktörler
- b) Yarı paletli traktörler
- c) Paletli traktörler olmak üzere üçe ayrılırlar

Lastik tekerlekli traktörlerde, hareket lastik tekerlekler, paletli traktörlerde de paletler üzerinden gerçekleşir. Yarı paletli traktörlerde arka tekerlekler yerine paletler kullanıldığı halde önde lastik tekerlekler bulunmaktadır.

Hareket profillerine göre traktör tipleri

Bu traktörde karın altının yerden yüksekliği hareket profilini tayin etmektedir. Buna göre traktörler;

- a) Çapa traktörleri
- b) Normal çeki traktörleri olmak üzere ikiye ayrılırlar.

Normal çeki traktörlerinde karın altı boşluğu 400mm kadar olduğu halde, *çapa traktörlerinde* bu mesafe 800mm yi bulmaktadır. Bu kadar yükseklik, traktörün çapa bitkileri arasında zarar vermeden hareket edebilmesi için gereklidir.

Kullanma amaçlarına göre traktör tipleri

Kullanma amaçlarına göre traktörler bir çok çeşitlere ayrılabilirler. Bu sınıflandırmada traktörün genel biçimi de rol oynamaktadır. Bu durumda traktörler

- a) Sanayi tipi traktörler
- b) Sıra bitkileri (belli aralıkla dikilen bitkiler patates, pamuk vs.) traktörleri
- c) Standart veya üniversal traktörler
- d) Paletli traktörler
- e) Alet taşıyıcılar
- f) Ön akstan tahrik edilen traktörler
- g) Hasat makinaları taşıyıcıları
- h) Dört tekerlekten tahrik edilen ve tekerlekleri ile kumanda edilen traktörler
- i) Dört tekerlekten tahrik edilen ve şasi üzerinden kumanda edilen traktörler
- j) Bir akslı bahçe tipi traktörler
- k) Dağlık bölge traktörleri
- l) Bağ, bostan traktörleri, olmak üzere çeşitlere ayrılabilirler.

Güçlerine göre traktör tipleri

Genellikle 10-13kW gücündeki bir traktörün bir soklu bir pulluğu rahatlıkla çekebileceği esasına dayanılarak yapılan bir sınıflandırmaya göre traktörler;

- a) Esas ağırlığı en az 750kg olan 11kW ve daha güçlü traktörler,
- b) Esas ağırlığı en az 1250 kg olan 18,4kW ve daha güçlü traktörler,
- c) Esas ağırlığı en az 1900 kg olan 25,7kW ve daha güçlü traktörler,
- d) Esas ağırlığı en az 2500 kg olan 33kW ve daha güçlü traktörler,
- e) Esas ağırlığı en az 3000 kg olan 44kW ve daha güçlü traktörler,

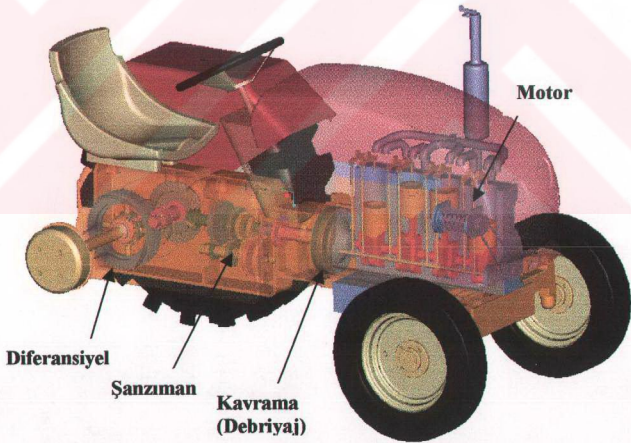
1.5. Bahçe Traktörleri

Bahçe traktörlerinin motor güçleri tek dingilli olanlarda 1- 12 HP arasında değişirken iki dingilli ve sürücü için üzerinde oturma yeri olan tiplerinde ise 20 HP ye kadar çıkmaktadır. Bahçe traktörlerinin her birinin kendine mahsus toprak işleme aletleri ve ekme düzenleri vardır. Ayrıca bazı tiplerinde küçük iş makinelerini çevirmek için birde kayış kasnak mekanizmaları mevcuttur. Günümüzde traktör piyasasında çeşitli güç ve tipte olmak üzere pek çok miktarda bahçe traktörleri bulunmasına rağmen, memleketimizde pek geniş kullanım alanı bulamamışlardır. Bahçe traktörleri ile diğer tarım traktörleri arasında ayırıcı kati bir sınır yoktur. Genellikle bahçe traktörleri motoru, kavraması, güç iletim ve son nakil kısımları özel şekilde tanzim edilmiş özel minyatür bir traktöre benzetilebilir. Yine genellikle güç, ağırlık bakımından, bazılarında ön tekerlek mekanizmaları ile su radyatörünün bulunmaması bakımından onlardan ayrılırlar. Genellikle motorları tek veya iki silindirli, hava soğutmalı, iki veya dört zamanlıdır. Kullanılan bu motorlar orta veya yüksek devirlidir. İki dingilli olanlarında sürücü için oturma yeri vardır. Diğer tip bahçe traktörlerinde ise sürücü traktörün arkasından yürür ve el tutamakları ile traktörü idare eder. Böyle bir traktörle hem çekilen ve hem de tahrik edilen iş makineleri kullanılabilir. Sürücü kolu tutmak suretiyle traktörün tek dingil üzerinde dengesini sağladığı için bilhassa yokuş yukarı çalışılırken sürücüye oldukça büyük yükler etki eder. Bu durumun etkisini azaltmak amacıyla kullanılacak motor tekerlek hizasının

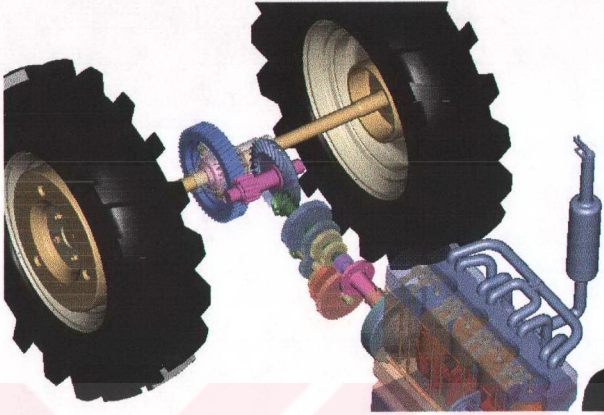
biraz önüne yerleştirilir. Ama yinede kalkış ve duruşlarda oluşan atalet yükleri sürücüyü oldukça etkilemektedir. Bundan dolayı, tek dingilli traktörlerde motor gücü, traktörün toplam ağırlığı ve tekerlek yarıçapı sınırlandırılmıştır. Tek dingilli traktörlerde motor gücü 12 HP, tekerlek çapı 75cm ve traktör ağırlığı 350kg olarak sınırlandırılmıştır. İki dingilli bahçe traktörlerinde ise sürücü üzerine traktörün kullanımı veya dengelenmesi esnasında bir yük etkilemediği için bu tip traktörlerde bir sınırlandırmaya gidilmemiştir. [1]

1.6. Başak 17 Bahçe Traktörü

Çalışmanın konusu olan Başak 17 bahçe traktörü adında da anlaşılacağı gibi sınıf olarak bahçe traktörü sınıfındadır. Kullanılan motor tek silindirlidir ve 17BG güç üretebilecek kapasitededir. Gücü bakımından yapılan sınıflama ile küçük güçlü traktörler sınıfına girmektedir. Genel yapısına göre bakıldığında ise blok tipi olduğu anlaşılır. Şekil 1.3'de Başak 17 traktörünün genel modeli üzerinde ve şekil 1.4'de dış kaporta olmadan aktarma organları ve gösterilmiştir.



Şekil 1.3 :Traktör modelinin genel görünüşü (görüşün açık olması için sağ tekerlek gizlenmiştir)



Şekil 1.4 : Aktarma organları başka bir açıdan

Diğer bir sınıflamada ise; traktörlerin türleri güçlerine göre ayrılmaya çalışılmıştır [4]. Tablo 1.1'den de görüleceği gibi yapılan sınıflamaya göre, Başak 17 traktörü küçük tip bahçe traktörleri grubuna girmektedir

Tablo 1.1 : Genel olarak traktörlerin sınıflandırılması [4]

Traktör Tipi	Güç Grubu	
Küçük tip bahçe traktörleri	Motorlu freze	0,5 - 3 BG
	Pulluk ile sürülebilir traktörler	3 - 8 BG
	Küçük tırtıllı traktör	6 - 8 BG
	Çeşitli ekipmanla çalışabilen traktör	5- 17 BG
Üniversal tekerlekli traktörler	Küçük	12- 25 BG
	Orta	25- 50 BG
	Büyük	50'den fazla
Tırtıllı traktörler	Küçük	25'den küçük
	Orta	25- 50 BG
	Büyük	50'den fazla

Çalışmada TZDAŞ tarafından üretilen Başak 2017 bahçe traktörünün dişli kutusu mekanizmasının incelenmiştir. Motor hariç büyük bir kısmı TZDAŞ tarafından üretilen Başak 2017 bahçe işlerinde kullanılan, güç bakımından (17 BG) küçük tip bahçe traktörleri sınıfında değerlendirilebilecek çeşitli ekipmanlarla kullanılabilen bir traktördür. Tablo 1.2’de traktöre ait teknik veriler görülebilir.

Tablo 1.2: BAŞAK 2017 traktörü teknik özellikleri [5]

BAŞAK 2017 (Pancar Motorlu)	
TRAKTÖR Yapım Ticari İsmi Model Tipi	TZDAŞ BAŞAK 2017 Tekerlekli, arka tekerleklerden tahrikli, blok konstrüksiyonlu
MOTOR Yapım Model Tipi	Pancar Motor E 108 4 zamanlı dizel motor hava soğutmalı
SİLİNDİRLER Adet/Sil.durumu Çap/Stroku Hacmi Sıkıştırma oranı Silindir gömleği	1/Dik 108/110 mm 1007 cm ³ 17/1 Kuru tip
TRANSMİSYON <u>Kavrama</u> Model Tipi <u>Dişli Kutusu</u> Yapım Tip Model Vites sayısı	BAŞAK 2017 Tek kuru diskli , Mekanik kumandalı Kendi imalatı Mekanik tesirli dişli kutusu BAŞAK 2017 4 ileri, bir geri/3,17-6,27-10,35-15,66 km/h G 4,98 km/h
ARKA AKS Yapım Tip Model	Kendi imalatı Merkezi akslı diferansiyel tertibatından doğrudan doğruya tekerleklerle BAŞAK 2017
ÖN AKS Yapım Tip	Kendi imalatı Ayarlanabilir tip
TRAKTÖRÜN AĞIRLIĞI Traktör komple ağırlık Aks yükü Arka aks yükü	800 kg 250 kg 550 kg

Çalışmada ele alınan Başak17 Bahçe traktörünün şanzıman mekanizması senkromeçsiz olarak üretilen basit bir dişli kutusudur. Dişli kutusu basitçe ifade edilirse dört farklı hız için iki kademedede devir düşümü elde edilir. Motordan alınan moment dişli kutusuna tahrik mili ile girer, ilk olarak grup mili dediğimiz dişli grubunun bağlı olduğu mile aktarılır. Daha sonra grup milinden yine istenilen hız kademesi doğrultusunda mahruti miline aktarılır. Böylece iki kademeli devir düşümüyle moment istenildiği kadar artırılmış olur. Elde edilen hareket diferansiyel mekanizmasına aktarılır. Buradan da tahrik millerine dolayısıyla tekerleklere iletilir.

Çalışmada bir CAD/CAM/CAE programı olan Pro/ENGINEER programı ile modelleme yapılmış daha sonra oluşturulan model yine bilgisayar destekli mühendislik amacıyla geliştirilmiş Pro/MECHANICA alt programı ile incelenmiştir. Modeldeki dış yükler ve etkileşimde olan dişli çalışma grupları tek tek tanımlanmıştır. İlk olarak hız analizleri yapılarak her kademedede oluşan gerilmeler tespit edilmiş, elde edilen motor karakteristiklerinin sisteme etkisi incelenmiştir. Sonraki adımda ise tespit edilen kuvvet ve moment değerleri yine aynı programın statik analiz modülleri kullanılarak oluşan gerilmeler ve yer değiştirmeler hesaplanmıştır. Bu değerler malzeme özellikleriyle karşılaştırılmış. Modelde geometrik değişiklikler yapılarak bu değişikliklerin avantaj ve dezavantajları üzerinde durulmuş yapılan değişikliklerin analiz sonuçları üzerindeki etkileri incelenmiştir. Son olarak sistemin daha yüksek güç üreten motorlarla çalışma durumu incelenmiş, sonuçların kabul edilebilir sınırlar içinde olup olmadığı incelenmiştir.

Görüldüğü gibi CAD/CAM/CAE sistemi tasarımdan imalata hatta kullanım simülasyonuna kadar bir çok alanda kullanılabilir. Tasarımcıya ve imalatçıya esneklik sağlamak ve üretime geçmeden önce oluşabilecek problemler tespit edilmektedir. Sorunların üretimden önce çözümlenmesi mükemmel bir ürün ortaya çıkarılabilmektedir. Böylece zamandan ve paradan tasarruf edilebilir.

BÖLÜM 2. CER TEORİSİ

2.1. Giriş

Traktörün motor enerjisini faydalı işe dönüştüren kayış-kasnak, kuyruk mili ve çeki sistemi gibi üç esas yoldan en düşük verimli ve en çok kullanılan çeki sistemidir. Bu nedenle cer olayı önemli araştırmaların konusu olmuştur. Cer kuvveti (traction), bir tekerlek veya herhangi bir yürüme düzeni tarafından doğrudan yürüme ve itme kuvvetine denir [6]. Bu bölümde cer kuvvetinin hesaplanabilmesi için gerekli olan parametreler ve bu parametrelere bağlı olarak oluşturulacak ampirik ifadelerin elde edilmeleri üzerinde durulacaktır.

2.2. Toprak Mekanikliği

Toprağın karmaşık ve değişken yapısı nedeniyle özellikleri, normal olarak çoğu mühendislik malzemelerinde olduğu gibi bir hassasiyetle sınıflandırılmamıştır. Bunun bir sonucu olarak, traktörler ve diğer yol dışı araçları için cer elemanlarının tasarlanmasında genellikle analitik yaklaşımlardan ziyade deneysel yaklaşımlar kullanılmıştır. Bununla beraber son yıllarda cer elemanlarının tasarlanması için yarı ampirik bir yöntem geliştirilmiştir. Cer düzeninin iş yeteneğini kabul edilebilir sınırlar içerisinde hesaplamada kullanılan toprağın bazı fiziksel parametrelerinin tanımlanmasında ve incelenmesinde Bekker'in [7] büyük etkisi ve katkısı vardır. Aşağıdaki bazı kavramlar ve varsayımlar, bunu izleyen inceleme için gereklidir:

- 1- Topraklar bir dereceye kadar pekleşen plastik bir yapı gösterir; yani kırılmadan devamlı deforme olma eğilimindedirler.
- 2- Topraklar, yüzey bölgesinde genellikle sıkışabilir.
- 3- Tarımsal topraklar, hemen hemen saf kum içinde çok yüksek oranda kil ve/veya organik madde bulunan topraklara kadar değişir. Kumun, içindeki

nem oranı ihmal edilirse, hemen hemen hiç kohesif mukavemeti yoktur, fakat oldukça yüksek iç sürtünmesi vardır.

- 4- Topraklar, küçük bir saha içerisinde bile gerek yatay gerek düşey doğrultuda homojen olmaktan çok uzaktır. Toprakların yer ve zamana göre değişebilmesinin sonucu olarak; cer elemanlarını her zaman uygun görev yapacak şekilde ve ekonomik olarak tasarlanmasının mümkün olmayacağı bilinmelidir. Bir cer elemanı çalışacağı tarımsal topraklarının %95'in üstünde ve çalışma süresinin belki %70'i için uygun görev yapabilmelidir.

Traktörlerde en yaygın kullanılan cer düzeni olarak havalı lastik tekerlek dikkate alırsa şekil 2.1'deki gibi bir serbest cisim diyagramında şematik olarak genel durum incelenebilir. Burada;

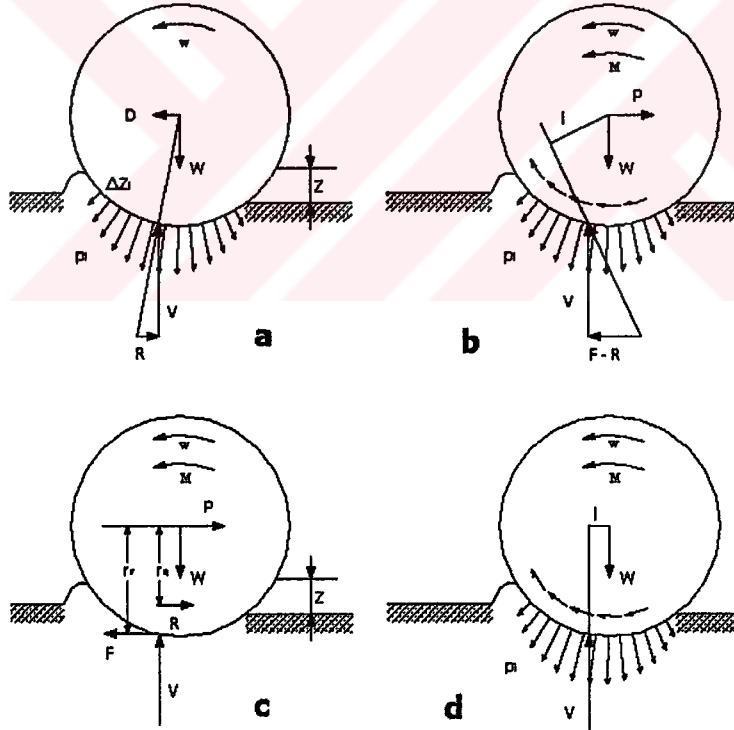
- p_i : Tekerleğe dik toprak basıncı
 p_{ix} : Toprak basıncının yatay bileşeni
 F : Hareket doğrultusunda topraktaki cer kuvveti
 W : Dingilden tekerleğe gelen döndürme momenti
 P : Traktör gövdesine iletilen faydalı çeki kuvveti
 Z : Tekerleğin batması
 R : Yuvarlanma direnci
 D : Yuvarlanma direncini yenmek için gerekli kuvvet
 b : Cer düzeninin (tekerleğin) genişliği

Şekil 2.1.b'de $P = F - R$ olduğu görülür; burada

$$R = \sum_{i=0}^{\alpha} p_{ix} b \Delta Z_i \text{ olur.} \quad (2.1)$$

Şekil 2.1.a, çekilen veya itilen bir taşıyıcı tekerleği göstermektedir. Şekil 2.1.b'de bir cer (tahrik) tekerleği ve bu tekerleğin üzerinde toprak tepki kuvvetlerinin muhtemel dağılımı yaklaşık olarak gösterilmiştir. Şekil 2.1.c'de R yuvarlanma direnci ve F cer kuvveti iki yatay bileşen olarak gösterilmiştir. Nihayet, Şekil

2.1.c’de M momenti ancak yuvarlanma direncini yenecek mertebededir. Yuvarlanma direncinin ilk bakışta kolayca tayin edilebileceği zannedilir. Ancak gerçekte bu direnç döndürme momentinin sıfır olduğu durum için hassasiyetle belirlenebilir. Bu halde, şekil 2.1.a’da olduğu gibi, D sürme kuvveti yuvarlanma direncine eşittir. P sıfır ve M ancak yuvarlanma direncini yenmeye yeterli olduğu zaman $M = r_R R$ olur. Burada r_R , R yuvarlanma direncinin etki ettiği varsayılan noktada tekerleğin yarıçapıdır. r_R hassas olarak tayin edilemediğinden R yuvarlanma direncinin $M = r_R R$ denkleminde tayin edilemeyeceği açıktır. Muhtemelen r_R , değişik toprak şartları, batma ve çeki kuvveti için farklı değerler alır. Ayrıca F cer kuvvetinin etki ettiği r_F yarıçapı da muhtemelen değişkendir ve r_R ’ye de eşit değildir. Denklem (2.1), bütün şartlar için doğrudur. Bununla beraber bu denklem, eğer P biliniyorsa, F ’nin kesin değerinin bize vermez (veya tersi); çünkü R muhtemelen F ’ye bağlı olarak değişmektedir. [6]



Şekil 2.1 : Bir tekerleğin serbest cisim gibi gösterilmesi. (a) Çekilen veya itilen bir tekerlek, (b) Cer (tahrik) tekerleği, (c) R ve F kuvvetleri birbirinden ayrılmış durumda, (d) M momenti ancak R yuvarlanma direncini yenecek mertebede [8]

2.3. Toprak Mekaniğinde Cer Teorisinin Kullanılması

Bekker [9] F ve R 'yi kabul edilebilir mertebede bir hassasiyetle hesaplamak için, toprak ve cer elemanına ait bazı parametrelerin bilinmesinin yeterli olacağını ifade etmiştir. Bunlar; c (toprağın kohezyonu), ϕ (toprağın iç sürtünme açısı), K_c (toprak deformasyonunun kohesif modülü), K_ϕ (toprak deformasyonunun sürtünme modülü), Z (tekerleğin batması), b (cer alanının en küçük boyutu), n (Z 'nin üssü)

2.3.1. Cer elemanı üzerinde teorik itme kuvveti

Genişliği b , uzunluğu l olan bir plaka, şekil 2.2'de gösterildiği gibi, bir $A = b \cdot l$ alanı üzerinde toprağı kesmek üzere yeterli uzunlukta tınaklar ile teçhiz edilmişse, gerekli itme kuvveti genellikle hem düşey kuvvete hem de kesme alanına bağlıdır. Eğer W düşey kuvvetine bağlı olarak F 'nin en büyük değerlerinin değişimi eğrisi W sıfıra yaklaşırken F sıfıra yaklaşmıyorsa, böyle toprakların kohezyonu olduğu anlaşılır.

$$F = A c + W \tan \phi \quad (2.2)$$

veya

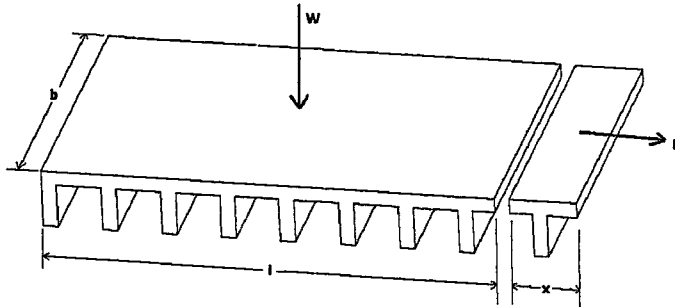
$$F = A (c + p \tan \phi) \quad (2.3)$$

c : Toprağın kohezyonu, N/mm^2

ϕ : Toprağın iç sürtünme açısı

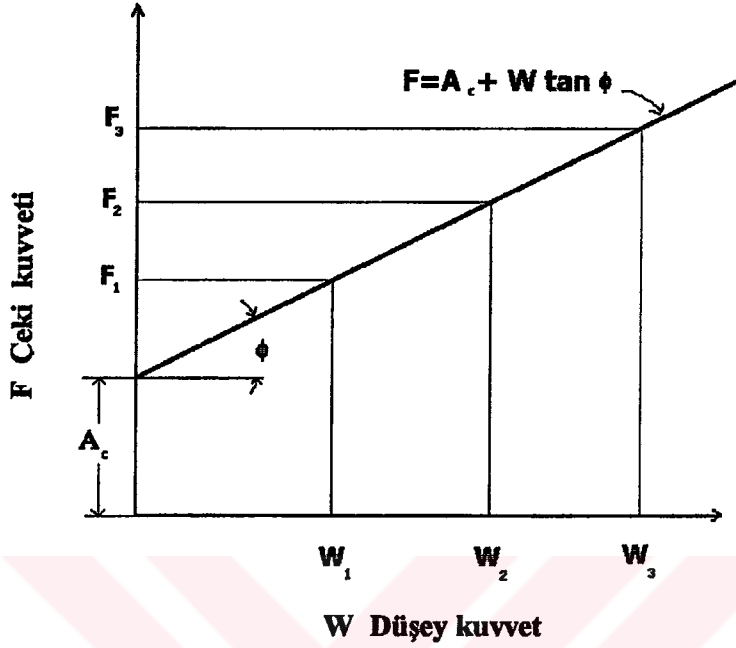
p : toprak basıncı

A : kesme alanıdır.



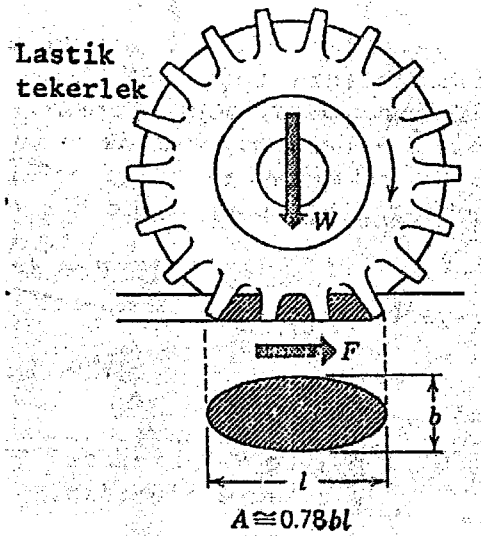
Şekil 2.2 : Düşey yükte kesme alanı [10]

Hem C kohezyonu, hem ϕ iç sürtünme açısı olan bir toprak için maksimum değerler çizilirse, sonuç şekil 2.3'dekine benzer olacaktır. Böyle bir eğrinin denklemi;



Şekil 2.3 : C ve ϕ toprak parametreleri , W düşey ağırlığı ile en büyük kesme kuvveti F 'nin değişim eğrisinden tayin edilebilir [10]

Bir lastik tekerlek için tekerlek izi yaklaşık olarak bir elips şeklindedir (şekil 2.4).



Şekil 2.4 : Bir cer elemanın toprakta doğurduğu itme kuvveti çoğu hallerde hem kesme alanına hem de düşey ağırlığa bağlıdır [10]

Bu halde

$$p = \frac{W}{0,78 bl} \text{ olur.} \quad (2.4)$$

Eğer C ve ϕ toprak değerleri bilinirse, denklem (2.3) ile toprakta doğrulan en büyük itme kuvveti yaklaşık olarak hesaplanabilir. [6]

2.3.2. Tekerlek yuvarlanma direnci

Yukarıda belirtildiği gibi, yuvarlanma direnci yaklaşık

$$\sum_{i=0}^a b p_{iz} \Delta Z_i$$

değerine eşittir. Burada p_{ix} , tekerleğe karşı toprakta doğan normal basıncın yatay bileşenidir. Maalesef p_{ix} 'in değerleri açıkça belli değildir. Bir plakanın Z doğrultusunda toprağa batması için gerekli p_z basıncını veren ampirik bir ifade geliştirilmiştir.

$$p_z = (K_c/b + K_\phi) Z^n \quad (2.5)$$

K_c : Toprak deformasyonunun kohesif modülü, N/mm^{n+1}

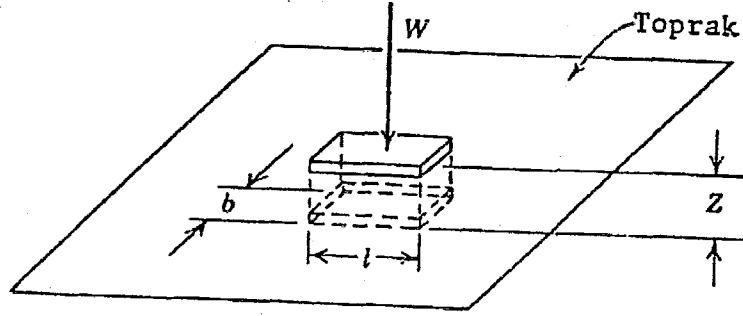
K_ϕ : Toprak deformasyonunun sürtünme modülü, N/mm^{n+1}

Z: Tekerleğin batması, cm

b: Cer alanının en küçük boyutu, cm

n: Z'nin üssü

K_c , K_ϕ ve n toprak parametrelerini tayin etmek için, şekil 2.5'tekine benzer bir alet kullanılır. Herhangi bir deneyde b ve l sabit olacaktır. Plakanın herhangi bir verilmiş Z derinliğine batması için gerekli W kuvveti sürekli olarak kaydedilebilir.



Şekil 2.5 : K_c , K_ϕ ve n toprak parametrelerini tayin etme yöntemi [10]

Yapılan deneylerde denklem (2.6) üç bilinmeyen değer vardır. Bu denklem b , p ve z 'nin üç farklı değeri için yazılırsa, üç bilinmeyen K_c , K_ϕ ve n değerlerinin hesaplanabileceği üç denklem elde edilir. Toprağın sıkışması sonucu olan yuvarlanma direnci R 'nin değeri, bu direnci yenmek için gerekli enerjinin toprağı deforme etmede yapılan işe eşit olduğu kabul edilmek suretiyle yaklaşık olarak elde edilebilir ve

$$R = \frac{A \int_0^{z_0} p_z dz}{l} \quad (2.6)$$

yazılabilir. Burada l toprakla temas eden cer elemanın uzunluğudur. P_z , Z 'nin bir fonksiyonu olduğundan bunun denklem (2.5)'te verilen ifadesi burada yerine konursa,

$$R = 2b \int_0^{z_0} \left(\frac{K_c}{b} + K_\phi \right) Z^n dz \quad (2.7)$$

$$= \frac{2(K_c + bK_\phi) Z_0^{n+1}}{n+1} \quad (2.8)$$

elde edilir. Z_0 tırtıllı tip bir traktörün en büyük batma derinliğidir. Z_0 değeri denklem (2.5)'te toprak basıncı için $W / 2bl$ değeri yazılmak suretiyle tayin edilebilir. Buna göre

$$Z_0 = \left[\frac{W}{2l(K_c + bK_\phi)} \right]^{1/n} \quad \text{olur.} \quad (2.9)$$

Eğer bu değer denklem (2.8)'de yerine konursa yuvarlanma direnci

$$R = \frac{2}{(n+1)(K_c + bK_\phi)^{1/n}} \left(\frac{W}{2l}\right)^{(n+1)/n} \text{ elde edilir.} \quad (2.10)$$

Eğer tekerlek ezilmesine oranla Z batma miktarı büyükse, o zaman traktör tekerleği katı bir tekerlek gibi düşünülebilir. Bu tekerleğin her noktasında Z aynı değildir ve Bekker [7] tarafından geliştirilen aşağıdaki bağıntı kullanılabilir.

$$R = \frac{[3W/d^{0.5}]^{(2n+2)/(2n+1)}}{(3-n)^{[(2n+2)/(2n+1)]} (n+1)(K_c + bK_\phi)^{1/2n+1}} \quad (2.11)$$

Burada d tekerleğin çapıdır. Denklem (2.11), lastik hava basıncı toprağın basıncından çok daha büyük olan bir traktör tekerleği için R'yi yaklaşık olarak verecektir.

2.4. Sonuç

Sonuçta bulunmak istenen P çeki kuvveti değeri denklem (2.1)'den hesaplanabilmesi için denklem (2.3)'ten bulunacak olan F itme kuvveti ve denklem (2.10- 2.11)'den bulunacak olan R toprağın yuvarlanma direnci değerlerine ihtiyaç vardır. Bilindiği gibi bu değerlerin hesaplanabilmesi için toprak ve cer elemanı parametrelerinin bilinmesi gerekir.

BÖLÜM 3. MODELLEME

3.1. Giriş

TZDAŞ.'den alınan teknik resimlerin ışığında, ilk olarak dişli kutusunu oluşturan parçalar Pro/ENGINEER programında çizildi. Bu parçalar gövde, miller ve dişliler olarak ayrılabilir. Gövdenin sabit olarak durduğu ve sadece milleri yatakladığı düşünülerek gövde modellemesi yapılmamıştır. Miller ve dişlilerin modellemesi bittikten sonra, bu parçaların her hız kademesi için ayrı ayrı montaj halleri için modeller oluşturulur. Böylece her hız kademesinin birbirinden bağımsız olarak incelenebilme imkanı olur. Oluşturulan montaj modeller Pro/MECHANICA'da yapılacak olan dinamik ve statik analizlere hazırlanır. Hazırlık aşamasında sistemin sınır şartları, sisteme etkiyen yükler, yatak noktaları ve eş çalışacak dişli grupları tespit edilir. Bunlarda programa tanıtıldıktan sonra her bir model analize hazır hale gelmiş olur.

3.2. Modelleme

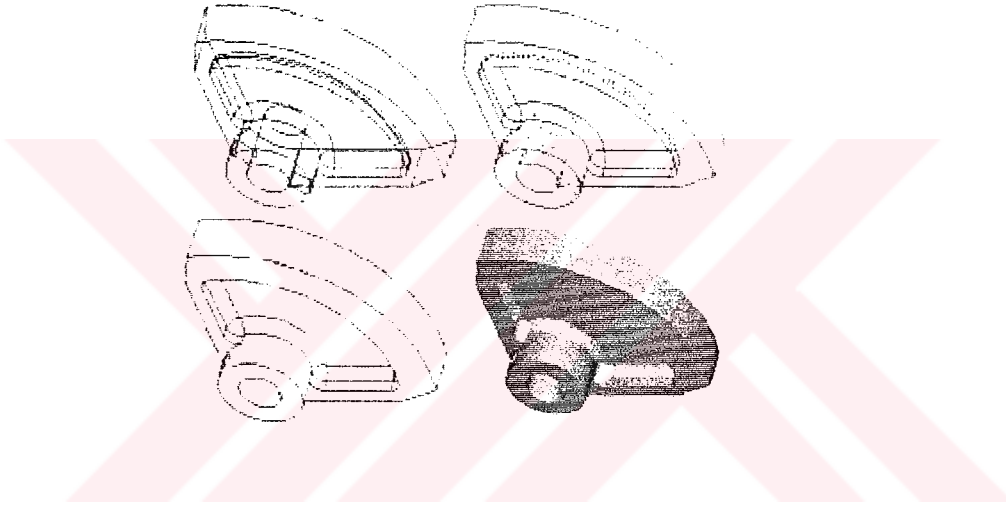
Yapılan çalışmada modelleme aşamasında daha giriş bölümünde de kısaca bahsedildiği gibi iyi bir CAD/CAM/CAE programı olan Pro/Engineer, ve Pro/Mechanica Motion modülü kullanılmıştır. Bu bölümde bu programların ilgili modülleri incelenmiş ve bu modüller ile model oluşturulmuştur.

3.2.1. Pro/ENGINEER

Pro/ENGINEER parçaların 3 boyutlu çalışma ortamında modellenmesinde, modellenen parçalar üzerinde değişiklikler yapılmasına ve yapılan bu değişikliklerin eş zamanlı olarak izlenebilmesine olanak tanıyan bir programdır. Ayrıca program, modellenen bu parçalar arasında montaj yapılarak bir sistem oluşturulmasına da olanak tanır.

Pro/ENGINEER ile ,

- Hacim ve yüzeylere sahip katı modeller oluşturulabilir.
- Oluşturmuş olduğunuz geometri veya model üzerinden direk olarak kütle, alan hesabı gibi analizler yapılabilir.
- Şekil 3.1'de görüldüğü gibi oluşturulan parçanın ekran üzerindeki görüntüsü değiştirilse bile parçanın özellikleri değişmiş olmaz.
- Pro/ENGINEER; katı model oluşturma yöntemlerinden olan, unsur tabanlı (Feature-Based), birleşik-ortak çalışma (Associative) ve parametrik dizayn özelliklerini kullanmaktadır.



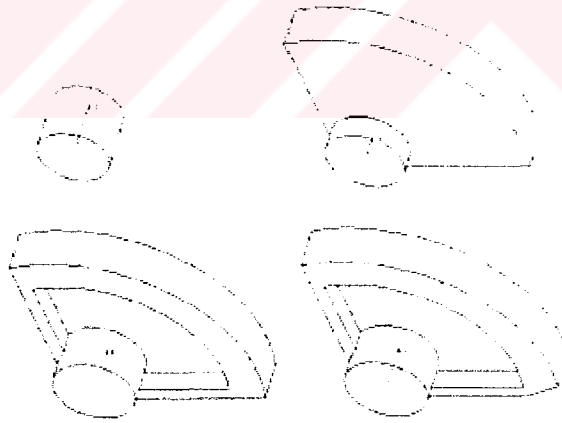
Şekil 3.1. Pro/ENGINEER'da modelin farklı görünüş şekilleri

Unsur tabanlı (feature based) tasarım

Pro/ENGINEER unsur tabanlı bir tasarım programıdır. Bunun anlamı oluşturulacak olan parçalar birden fazla farklı geometri ile oluşturulabilir. Burada parçanın tamamını oluşturmak için kullanılan her farklı geometri, unsur (feature) olarak adlandırılır. Ve bu unsurları oluşturulacak olan parçanın (modelin) en küçük yapı taşı olarak tanımlayabiliriz.

Pro/ENGINEER kullanılırken akılda tutulması gerekenleri aşağıdaki gibi sıralayabiliriz. Şekil 3.2’de birden fazla unsur kullanılarak oluşturulmuş olan bir parça görülmektedir.

- Pro/ENGINEER modelin oluşturulmasında birden fazla unsurun kullanılmasına olanak verir. Ancak tek bir unsur ile de bir parça oluşturulabilir.
- Bunun anlamı, oluşturulacak modelin istenilen özelliği tam olarak yakalayabilmesi için birden fazla unsur kullanabilme imkanı tanınmasıdır. Bu sayede oluşturulacak modelde istenilen amaca ulaşılır.
- Burada dikkat edilmesi gereken unsurların oluşturulurken hata yapılmamasıdır. Çünkü birleşerek modeli oluşturan unsurlarda yapılacak olan hata direkt modele yansımaktadır. Oluşturulacak olan model amacına uygun olarak oluşturulması önem kazanmaktadır.
- Model oluşturulurken kullanılan basit unsurlar sayesinde oluşan model daha esnek ve üzerinde değişiklik yapılmaya açık olacaktır.

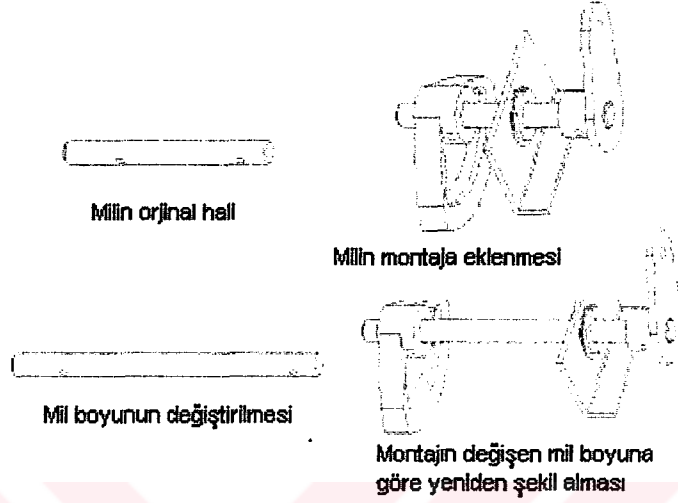


Şekil 3.2. Birden fazla unsur kullanılarak bir modelin oluşturulması

Birleşik – Ortak çalışabilme (associative)

Pro/ENGINEER’de oluşturulan modellerin çoğunluğu birden fazla unsur içeren parçalar ve parçaların birleşerek oluşturdukları montajlardır. Pro/ENGINEER bunların hepsini birleşik olarak kullanır. Bunun anlamı montajı oluşturan herhangi

bir parçanın ölçüsünün değişmesi eş zamanlı olarak montaja yansır. Ayrıca bu parça montajda diğer bir parça ile ilişkili ise bu ölçü değişimi direk olarak bu parçaya da yansır.



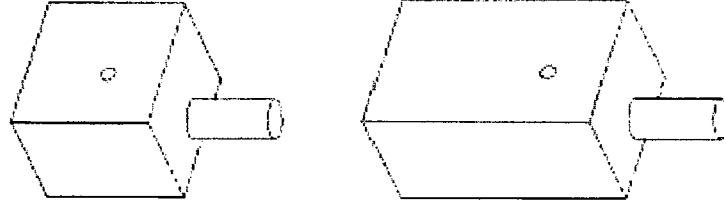
Şekil 3.3. Birleşik (ortak çalışabilme) özelliği

Parametrik tasarım

Pro/ENGINEER oluşturulan modellere (bunlar parçalar yada montajlar olabilir) parametrik olarak yeniden oluşturulabilme özelliği kazandırabilir.

Bunun anlamı :

- Modeli oluşturan unsurların herhangi birinin geometrisi değiştirilmek istendiğinde bu kolaylıkla yapılabilir.
- Tek bir unsurun ölçülerinin değiştirilmesiyle oluşturulacak modelin de özellikleri değişmiş olacağından benzer modeller kolaylıkla oluşturulabilir.
- Unsurlar arasında bağıntılar kurularak yapılan herhangi bir değişikliğin diğer unsurlara da yansması sağlanabilir.



Şekil 3.4. Bir unsurun değişikliğinin diğerlerine yansması

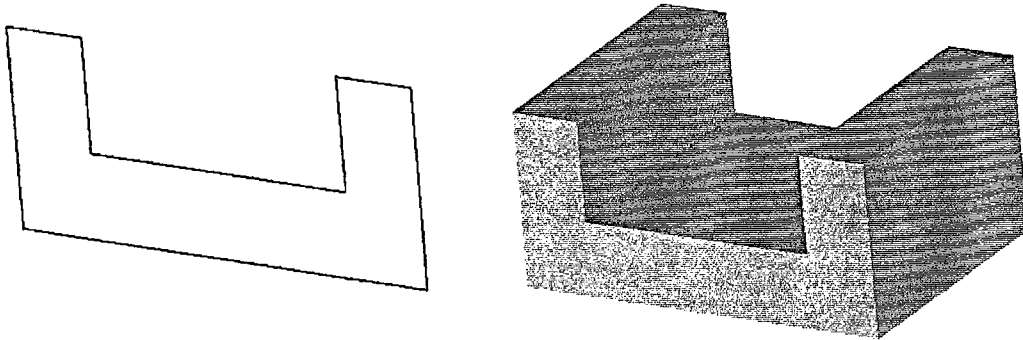
Pro/ENGINEER programının unsur oluşturmada kullandığı bir çok yöntem ve modül vardır. Bunlar ilk olarak iki ayrı kolda incelenebilir. Birincisi unsurların çizim ile oluşturulması (sketched features) diğeri ise daha önceden oluşturulmuş unsurlar üzerinde basit tanımlar ile yeni unsur oluşturma (pick and place features) yöntemidir.

3.2.1.1. Unsurların çizim ile oluşturma yöntemleri

Pro/ENGINEER programında katı unsurlar oluşturmak için basit modüller olduğu gibi kompleks modelleme için gelişmiş modeller de bulunmaktadır. Basit modüller; Extrude, Revolve, Sweep ve Blend tir.

Extrude:

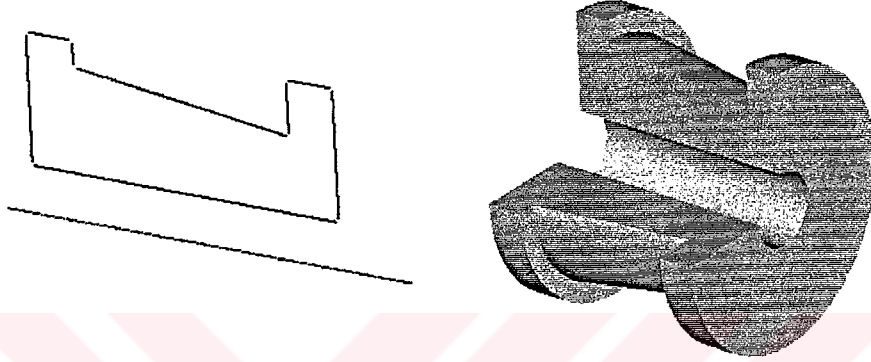
Bu yöntem bir çok tasarım programında bulunan en basit katı modelleyici modüldür. Çalışması basit olarak şöyledir; çizilen bir kesit için belli bir yükseklik verilerek model oluşturulur. Şekil 3.5'te Extrude modülü ile bir kesitten unsur oluşturma şekli görülmektedir.



Şekil 3.5. Extrude modülü ile unsur oluşturma

Revolve:

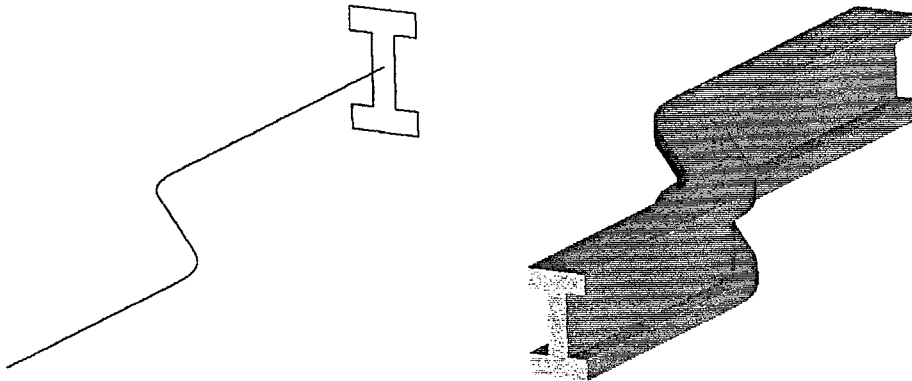
Bu yöntem de bir çok tasarım programında bulunan bir katı modelleyici modüldür. Çalışması basit olarak şöyledir; çizilen bir kesit için bir eksen tespit edilir. Kesitin bu eksen etrafında istenen açıda çevrilmesiyle, süpürülen hacim kadar katı model oluşturulur. Şekil 3.6'da Revolve modülü ile bir kesitten unsur oluşturma şekli görülmektedir.



Şekil 3.6. Revolve modülü ile unsur oluşturma

Sweep:

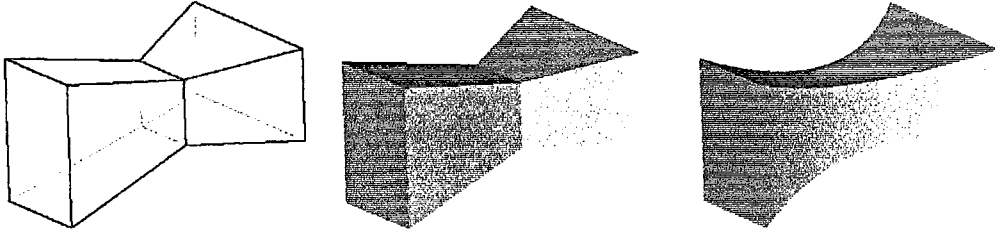
Bu modül prensip olarak Extrude modülü ile benzerlik gösterir. Aralarındaki tek fark oluşturulan kesit doğrusal bir yörünge yerine, oluşturulacak olan bir düzlemsel yörünge üzerinde ilerler. Kesit ilerlemesi ile süpürülen hacim bir katı unsur oluşturur. Şekil 3.7'da Sweep modülü ile bir kesitten unsur oluşturma şekli görülmektedir.



Şekil 3.7. Sweep modülü ile unsur oluşturma

Blend:

Bu modülde ise iki veya daha fazla kesitte modelleme yapılır. Birbirine paralel olarak çizilen kesitlerin aralarındaki mesafeler isteğe göre değiştirilebilir. Her bir kesitin diğer kesite kadar süpürdüğü hacim katı unsur oluşturur. Şekil 3.8’de Blend modülü ile üç kesitten oluşan bir unsurun kesitler arası geçişe göre iki farklı şekilde oluşturulabildiği görülmektedir.



Şekil 3.8. Blend modülü ile unsur oluşturma

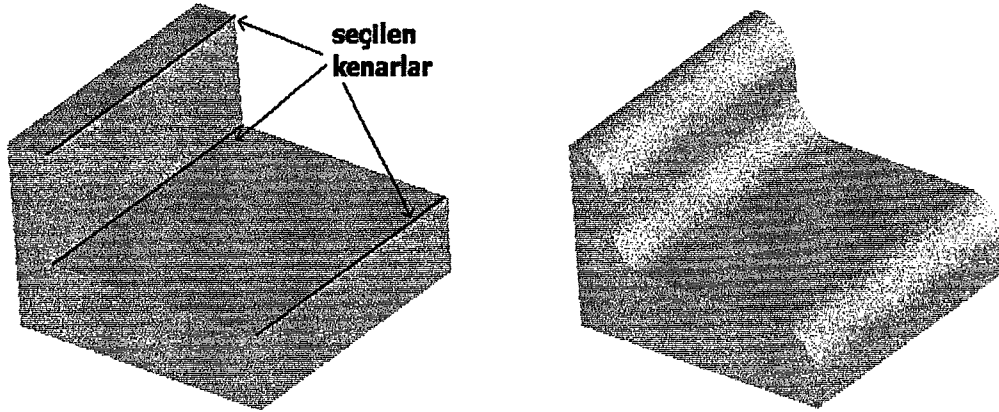
Programda basit modüllerin yanı sıra gelişmiş modüller de vardır. Bu modüller Variable Section Sweep, Sweep Blend ve Helical Blend’tir. Gelişmiş modüllerde oluşturulmak istenen unsura özgü karakterler bulunur. İstenen özelliklere en yakın modül seçilir, gerekirse birkaç modül ayrı ayrı kullanılarak amaca uygun bir modelleme yapılabilir.

3.2.1.2. Unsurların tanımlanarak oluşturulması

Pro/ENGINEER programında tanımlanarak unsur oluşturmada kullanılan birkaç modül bulunur. Bunlardan en sık kullanılanları Round ve Chamfer’dır.

Round:

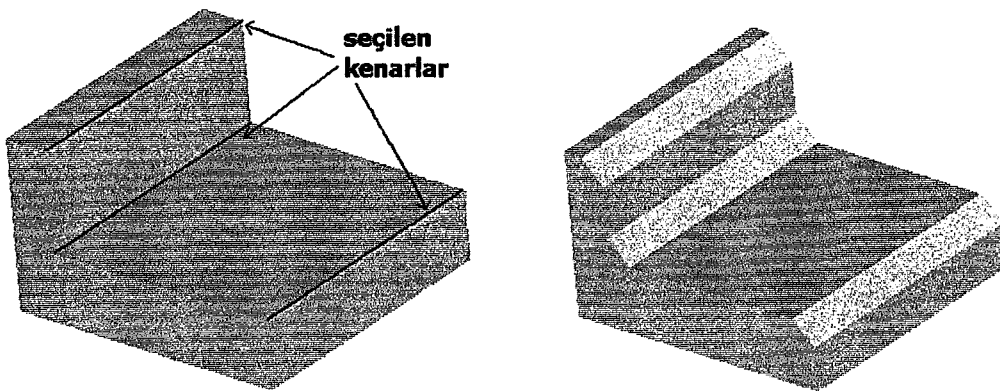
Bu modülün kullanılmasındaki amaç daha önceden oluşturulmuş unsurlar üzerindeki kenarlara istenen ölçülerde radüs verilmesidir. Kullanımı oldukça basittir; yuvarlatılmak ya da radüs verilmek istenen kenar işaretlenir, daha sonra istenen yarıçapta radüs ölçüsünde yuvarlatma yapılır. Şekil 3.9’da Round oluşturma şekli görülebilir. Burada dikkat edilmesi gereken, verilmek istenen radüsün kenarı oluşturan yüzey ölçülerine uygun olarak seçilmesidir.



Şekil 3.9. Round modülü ile unsur oluşturma

Chamfer:

Bu modül kenarlara pah kırmak için kullanılır. Kendi altında birçok alt opsiyonu bulunur. Kullanımı ise Round modülündekine benzerdir. Modülün uygulanmak istenildiği kenar seçilir. Pah değeri de seçilen opsiyon doğrultusunda verilir. Modülün alt opsiyonları; $d \times d$ (her iki yüzeyden eşit ölçüde), $d_1 \times d_2$ (iki yüzeyden farklı ölçüde), $45 \times d$ (verilen ölçüde 45° açı için), $Ang \times d$ (verilen ölçü ve açıda) olarak farklı şekillerde Chamfer işlemi yapılabilir. Şekil 3.10'da basit bir Chamfer işlemi görülebilir.



Şekil 3.10. Chamfer modülü ile unsur oluşturma

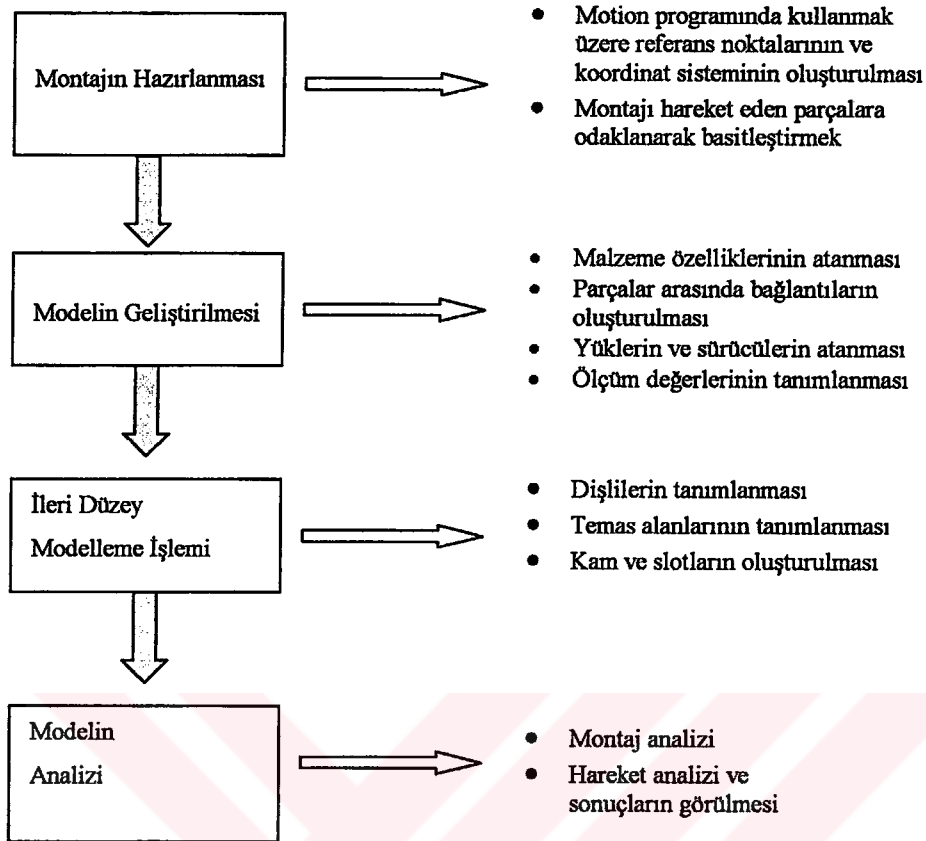
3.2.2. Pro/ MECHANICA (MOTION modülü)

Pro/ MECHANICA MOTION mekanizma dizaynı için görsel bir prototip hazırlama aracı olarak tanımlanabilir. Mekanizma oluşturma ve test etme dışında mevcut bir mekanizmanın incelenmesi ve iyileştirilmesinde de Motion büyük bir zaman ve maliyet tasarrufu sağlar. Pro /Mechanica Motion modülü bütünleşmiş (integrated) ve bağımsız (independent) olmak iki operasyon modülünde çalışabilir.

Motion bütünleşmiş (integrated) operasyon modülünde Pro/Engineer' de hazırlanan montajları mekanizma olarak tanımlayarak veya bağımsız (independent) operasyon modülünde mekanizmaları şematik olarak oluşturarak kullanılabilir. Motionda modellenen bir mekanizmayla yapılabilecek olan analizler birkaç madde halinde özetlenirse:

- Mekanizmanın yapması gereken hareketin incelenmesi. Motion modülü ile mekanizmanın hareketinin simülasyonunu yapabilir ve mekanizmanın bileşenlerinin pozisyon, hız ve ivme kontrolleri yapılabilir.
- Motion modülünün montaj analizi seçeneği kullanılarak parçaların son montajı için doğru konfigürasyon bulunabilir.
- Verilen kuvvetler altında sistemin hareketi ve reaksiyon kuvvetleri bulunabilir.
- İstenilen hareketin yapılması için gerekli yük değerinin bulunabilir.
- Yataklardaki ve bağlantılardaki yüklerin bulunabilir.
- Integrated operasyon modülünde yapılabilen işlemler:
 - Değişik ölçü aralıklarında ve motion dizayn değişkenleri için mekanizma dizaynının optimize edilmesi.
 - Mekanizma parçaları arasında hareket esnasında kesişme olup olmadığı.

Dişli kutusu mekanizmasının analizinde integrated operasyon modülü kullanılmıştır. Integrated operasyon modülünde tek bir arabirim kullanma ve aynı montajı hem Pro/Engineer hem de Pro/Mechanica'da kullanma imkanı sunar. Şekil 3.1'de mekanizma modellemede izlenecek prosedür ana hatlarıyla belirtilmiştir. [9]



Şekil 3.11: Mekanizma modelleme aşamalarının şematik olarak gösterimi [11]

Hazırlanan modelin Motion programında bir mekanizma olarak tanımlanmasından önce mekanizmayı modellemede kullanılacak olan bazı kavramların açıklanması gereklidir. Bu bölümde bu kavramlar ana başlıklar halinde açıklanmaya çalışılacaktır.

3.2.2.1. Mekanizmada Bağlantılar (Joints)

Montaj aşamasında parçalar görsel olarak montajlanmıştır. Motion programında parça bağlantıları mekanizmaya uygun olarak verilmelidir. Mekanizmanın analizine geçilmeden önce her bir parçanın bir birleriyle olan bağlantılarının tek tek tanımlanması gerekir. Bu tanımlama için parça üzerinde daha önceden oluşturulan dediğimiz referans nokta çiftlerinden (datum point) faydalanılır. Bu bağlantılar bir

parçanın diğerine göre hareket serbestliğini tanımlar. Sonuç olarak bütün bu bağlantılar mekanizmanın serbestlik derecesini belirler.

Serbestlik Derecesi





Mekanizmada kullanılacak bağlantılarda serbestlik derecelerinin anlaşılması çok önemlidir. mekanik sistemlerde serbestlik derecesi; her parçanın pozisyonunu ve hareketini tanımlayacak bağımsız parametre sayısıdır. Bağlantılar (Joints); bir parçanın diğerine göre hareketini sınırlar ve bununla birlikte bütün sistemin serbestlik derecesini azaltır.

Örnek olarak, sınırlanmamış (Unconstrained) bir parçanın altı serbestlik derecesi vardır (üç ekseninde dönme ve her bir eksen üzerinde öteleme hareketleri). Bu parçanın hareketini sadece bir ekseninde dönme yapacak şekilde sınırlandırılması istenirse pim bağlantısı (pin joint) kullanılır. Böylece bağlantının serbestlik derecesi altı dan bire inmiş olur. Bir bağlantıyı parçaya uygulamadan önce mekanizmada parçanın hangi hareketlerinin sınırlandırılması gerektiği ve hangi hareketlere izin verilebileceği tespit edilmelidir. Tablo 3.1’de Motion programında kullanılan bağlantı tipleri sınırlandırma şartları ve Tablo 3.2’de ise her bağlantı için serbestlik dereceleri ve bağlantıların simgeleri açıklamalarıyla verilmiştir.

Tablo 3.1 : Bağlantı tipleri; sınırlandırmalar ve serbestlik dereceleri [11]

Bağlantılar (Joints)	Sınırlandırma (constraint) Sayısı			Toplam Serbestlik Derecesi
	Eksenler Boyunca Öteleme (Transitional)	Eksenler Boyunca Dönme (Rotational)	Toplam	
Pim Bağlantısı (Pin)	3	2	5	1
Silindirik sabit yatak (Cylindrical)	2	2	4	2
Bilyalı yatak (Ball)	3	0	3	3
Silindirik yatak (Bearing)	2	0	2	4

Tablo 3.2 : Bağlantı tiplerinde sınırlandırmalar (constraints) [11]

Bağlantı Tipi	Serbestlik Derecesi		Açıklama
	Dönme	Öteleme	
 Pim (Pin)	1	0	Sadece bir ekseninde dönme hareketine izin verir.
 Silindirik sabit yatak (Cylindrical)	1	1	Bir ekseninde dönme ve öteleme hareketine izin verir.
 Bilyalı yatak (Ball)	3	0	Bu bağlantı üç ekseninde dönme hareketine izin verir.
 Silindirik yatak (Bearing)	3	1	Bir ekseninde dönme ve öteleme diğer eksenlerde dönme hareketine izin verir.

3.2.2.2. Zemin (Ground) Kavramı

Bağlantıları oluşturmadan önce açıklanması gereken bir kavram da zemin (ground) kavramıdır. Bilindiği gibi mekanizma oluştururken mekanizmanın zemin olarak tanımlayabileceğimiz sabit bir parçayla bağlantısı olmalıdır. Mekanizmanın modellenmesinde tanımlanacak bu noktalar mekanizmada hareket etmeyen referans kısımları oluşturur ve mekanizmanın dış bağlantılarını belirler. Mekanizmada zemine olan parça bağlantıları bu noktalarla yapılır. Zemin (ground) olarak aşağıda da açıklandığı gibi mekanizmanın uygun bir elemanı veya montaj modunda oluşturulan referans noktalar kullanılabilir. Ground olarak bir parça tanımlanırsa motion bu parçanın hızı ve ivmesi olmayan bir parça olarak göz önüne alır. Motion programında çalışan program zemin (ground) parçasının kütesini analizler sırasında hesaba katmaz. [11]

Ground tanımlama yöntemleri:

1. Montaj (assembly) modundayken oluşturulan noktalar: Montaj aşamasında parçalardan referans alınarak oluşturulan referans noktalar (datum point) montajın diğer parçalarından ayrı bir parça olarak göz önünde tutulur. Bu şekilde oluşturulan noktaları motion programı sabit nokta olarak hesaba katar.(zemin noktaları oluşturulurken parça referans olarak alınmamalıdır, çünkü parçanın hareket etmesi durumunda oluşturulan noktalarda hareket edeceğinden birçok sorunla karşılaşılabilir)
2. Mekanizmanın parçalarından herhangi biri zemin parçası (ground body) olarak atanabilir. Atanan bu parça üzerindeki noktalar da program tarafından zemin noktası olarak algılanır.

Zemin (ground) olarak atanan parçaya ait noktalar ve montaj aşamasında oluşturulan zemin (ground) noktaları şekilde görülen simge ile ifade edilirler.



Şekil 3.12 : Zemin bağlantısı (ground point)

Dişli kutusu mekanizmasında miller (grup mili ve mahruti mili) dişli kutusu üzerine yataklanmıştır. Yani bu mekanizmada dişli kutusu, ki traktörde dişli kutusu ana gövdeyle bir bütündür yani zemin gövde (ground body) olarak düşünülebilir. Buna göre modellemede yukarıda anlatıldığı gibi iki seçenek vardır.

Birincisi dişli kutusunu montaja ekleyip yatak noktalarına parçalarla bağlantıları oluşturmak için referans noktalar oluşturmaktır. Daha sonra dişli kutusunu sabit zemin parçası (ground body) olarak atadığımız zaman parça üzerinde tanımladığımız bu referans noktaları mekanizmanın sabit noktaları (ground point) olur.

İkinci seçenek de montajın oluşturulmasında anlatıldığı gibi montaj aşamasında oluşturulan referans noktalarıdır. Bu noktalar yukarıda anlatıldığı gibi motion programına geçildiğinde zemin noktası (ground point) olarak algılanır.

3.2.2.3. Artıklık (redundancy)

Hareket (motion) analizlerinde mekanizmayı modellerken bağlantı tiplerinin seçiminde en önemli faktörlerden biri de “artıklık” (redundancy) kavramıdır. Artıklık, bir mekanizmada statikçe belirlenen denklem sayısı ile bilinmeyenler arasındaki fark olarak ta bilinir, modelde ise bağlantılarda yapılan fazla sınırlandırmaları tanımlar. Bir bağlantıyla parçanın belli bir hareketi için yaptığınız sınırlandırma, parçanın serbestlik derecesine herhangi bir etki yapmıyorsa yani aynı sınırlandırma başka bir bağlantı tarafından da yapılıyorsa bu bağlantı artık bir bağlantıdır.

Eğer modelin dinamikleri yani yükler ve reaksiyon kuvvetleri araştırılıyorsa artıklıkları ayıklamak çok önemlidir. Zira motion programı artıklıkları göz önüne almadan analizleri yapar. Artık sınırlandırmaların olduğu bir modelde ortaya çıkan sonuçlar yanlış olur. Burada yanlış sonuçlar reaksiyon ve yük sonuçlarıdır, bununla birlikte modelin hareketi doğrudur. Doğru reaksiyon ve yük değerleri için artıklıkları ayıklamak önemlidir.[11]

Menteşeleri temsil eden iki pim (pin) bağlantısıyla zemin noktalarına bağlanmış kapı modeli (Şekil 3.13) artıklığa iyi bir örnektir. Bu modelde program artıklığı tespit eder ve bu bağlantılardan birini hesaba katmaz. Buna bağlı olarak da reaksiyon kuvvetleri hatalı çıkar.

Diğer bir seçenek de; tamamen kinematik olan problemlerde yani sadece yer değişimler, hız ve ivme bizi ilgilendiriyorsa, artıklık dizaynı ve mekanizmanın performansını önemli bir şekilde etkilemez.

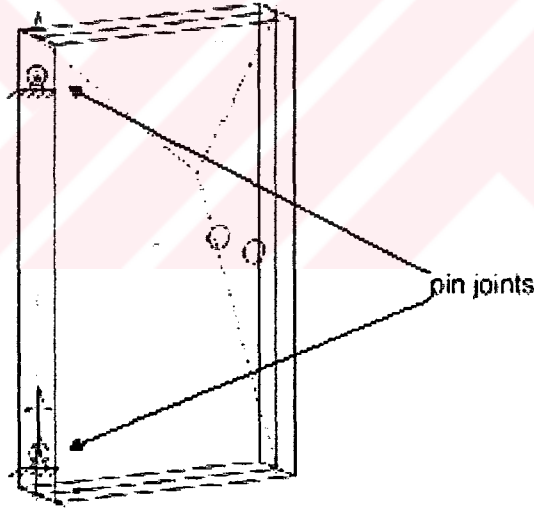
Motion programı herhangi bir analiz tipinde artıklık değerini hesaplar. Fakat basit mekanizmalar için artıklık değerinin ve sistemin toplam serbestlik derecesinin hesaplanması basitçe verilmiştir.

Serbestlik Derecesinin ve Artıklığın Hesaplanması

Çoğu mekanik sistem ve modellerde serbestlik derecesi aşağıdaki formülle bulunabilir.

$$S.D. = 6 * (\text{sabit gövde hariç diğer hareketli parça sayısı}) - (\text{sınırlandırmalar})$$

Bu formülü aşağıdaki resimde gördüğümüz menteşe noktalarından pim bağlantısıyla modellediğimiz kapı modeline uygularsak :



Şekil 3.13 : Kapı modeli [11]

Bağlantılarla ilgili tabloyu da kullanırsak

$$S.D. = (6 * 1) - (2 * 5)$$

Bu formülde bir parçanın uzaydaki serbestlik derecesi olan 6 ile parça sayısı çarpılır ve bundan bağlantılarla birlikte gelen sınırlandırmalar çıkartılır. Burada her biri 5 sınırlandırmaya sahip 2 pim bağlantısı vardır. Sonuç olarak hesaplanan SD değeri -4 tür ve gerçekçi değildir. Böyle bir mekanizmada istenen serbestlik derecesi 1'dir. Yapılması gereken serbestlik derecesi 1 olacak şekilde uygun sınır şartlarını sağlayacak ve aynı zamanda da istenilen harekete izin verecek bağlantı şekillerini seçmektir.

Daha öncede açıkladığımız gibi reaksiyon kuvvetlerinin hesaplanması isteniyorsa artıklık da hesaba katılmalıdır. Artıklık göz önüne alındığında formül şu şekli alır.

$$1 = (6 * 1) - 10 + \text{artıklık}$$

$$1 = -4 + \text{artıklık}$$

$$\text{artıklık} = 5 \quad \text{olarak bulunur.}$$

Bir serbestlik derecesini elde etmek için artık sınırlandırmayı elememiz gereklidir. Burada yapılacak olan parçanın hareketini aynı şekilde sınırlayacak serbestlik dereceleri daha fazla olan bağlantılar seçilecektir. Örnek olarak dört serbestlik dereceli kaymalı yatak (bearing) yada üç serbestlik dereceli çapraz mafsallı yatak (gimbal) bağlantı tipi seçilebilir. Bu takdirde kapının hareketi aynı olur. Bu bağlantılarla artıklık tekrar hesaplanacak olursa

$$SD - \text{artıklık} = 6 * (\text{Ground olmayan parça sayısı}) - \text{sınırlandırmalar}$$

$$SD - \text{artıklık} = 6 * 1 - [(2 * 1) + (3 * 1)]$$

$$1 - \text{artıklık} = 1$$

$$\text{sonuç olarak artıklık 0 olarak bulunur.}$$

Bağlantılar bu şekilde seçildiğinde bağlantıların bütün sınırlandırmaları aktiftir ve motion programı her iki bağlantı için reaksiyon kuvvetini hesaplar. [11]

3.2.2.4. Yükler (Loads)

Mekanizmaya gerçek Şartlar altında etki eden yükleri motion programında tatbik edilmesi ve mekanizmaya olan etkilerini incelemek mümkündür.





Mekanizmaya etki eden kuvvetlere karar verilmesi:

Mekanizmaya yüklerin uygulanmasından önce mekanizmaya etki eden kuvvetlerin anlaşılması ve bunların motion programında nasıl tanımlanacağına karar verilmesi gereklidir. Genel olarak mekanizmada kuvvetler aşağıdaki sebeplerden oluŐur:

- Mekanizmanın parçaları arasındaki bağlantılar ve parçanın dış bağlantılarından dolayı ortaya çıkan kuvvetler.
- Mekanizmaya ait parçaların kendi aralarındaki temaslardan oluşan kuvvetler
- Yerçekimi kuvveti, elektromanyetik alan gibi belli bir mesafeden etki eden kuvvetler

Bir mekanizmada oluşan temas kuvvetlerinin çoğu parça bağlantılarındaki sınırlandırmalardan (joint constraints) dolayı oluşan reaksiyon kuvvetleridir. rnek olarak bir pim bağlantısında, bağlantının bir parçanın diğerine göre hareketini sadece bir ekseninde dönmesine izin verecek Şekilde sınırlandırmamasından dolayı oluşan, sınırlanan hareketlere karşı oluşan tepki kuvvetleri yani reaksiyon kuvvetleri verilebilir. Motion programında bu kuvvetlerin değerlerini bulmak mümkündür. Tablo 3.3'de Motion programında kullanılan yükleme tipleri görülebilir. Dişli kutusu mekanizmasında ise bu yükleme tiplerinden sadece bazıları kullanılmıştır. Bunlar sabit kuvvet (fixed force) ve sabit moment (fixed torque)'dir.

Tablo 3.3 :Motion programındaki kuvvet tipleri [11]

Kuvvet Tipi	Kullanım Alanı	Uygulama Şekli
Sabit kuvvet Fixed Force 	Mekanizmaya etki eden dış kuvvetleri tanımlarken kullanılır. Yönü zemine(ground) bağlı olarak tanımlanır.	Bir noktaya
Takip eden kuvvet Follower Force 	Mekanizmaya etki eden dış kuvvetleri tanımlarken kullanılır. Yönü parçaya bağlı olarak tanımlanır yani parçanın hareketiyle değişir.	Bir noktaya
Sabit moment Fixed Torque 	Mekanizmaya etki eden dış torkları tanımlarken kullanılır. Yönü zemine (ground) göre belirlenir.	Mekanizmanın bir elemanına
Takip eden moment Follower Torque 	Mekanizmaya etki eden dış torkları tanımlarken kullanılır. Yönü parçaya bağlı olarak tanımlanır yani parçanın hareketiyle değişir.	Mekanizmanın bir elemanına

3.2.2.5. Tahrik Elemanı (Driver)

Tahrik elemanı (driver); belirlediğimiz sınır şartları mekanizmamıza uygulamak ve mekanizmanın istenilen bölgelerinde gerekli hızları, devirleri ve bu istenilen şartlarda hareketi sağlamak için gerekli torkları, kuvvetleri araştırmak için kullanılır. Genel olarak ele alınırsa mekanizmaya istenilen hareketi vermek için kullanılan bir parametredir. Tahrik elemanı (driver) ile verilen hareket zamanın bir fonksiyonu olarak, pozisyon, hız ve ivme cinsinden olabilir. Aşağıda analizlerimizde sürücülerini kullanacağımız alanlar ve kullanım şekilleri verilmiştir. [11]

- İstenilen hareketi oluşturmak: Mekanizmanın istenilen hareketini oluşturmak için kullanılır. Herhangi bir kuvvet uygulamadan istenilen şartlar altında mekanizmanın hareketi oluşturulur buna göre sonra mekanizmanın hareketinin analizi yapılabilir. Ayrıca çalışma esnasında parçalarda herhangi bir şekilde içiçe geçme olup olmadığı gözlenebilir.

- Gerekli gücün bulunması: Mekanizmanın ideal hareketi biliniyorsa mekanizmaya bu hareketin verilmesi ve bu hareketin yapılması için gerekli motor gücünün bulunması.

Yukarıda kısaca açıklandığı gibi mekanizmadaki giriş devrine göre hareketi oluşturmak ve bu şartlar altında bu hareketi sağlayarak mekanizmanın diğer elemanlarındaki hız durumunu incelemek için tahrik elemanı kullanılacaktır. Şekil 3.14’de tahrik elemanı atandığı zaman driver atanmış bağlantı ekseninde oluşan sembol görülebilir.



Şekil 3.14 : Tahrik elemanı
(driver) sembolü

3.2.2.6. Dişliler

Motion programında dişli çark içeren mekanizmaları modelleyebilir, herhangi bir analiz tipi için hız ve reaksiyon kuvvetleri sonuçlarını elde edebilirsiniz.

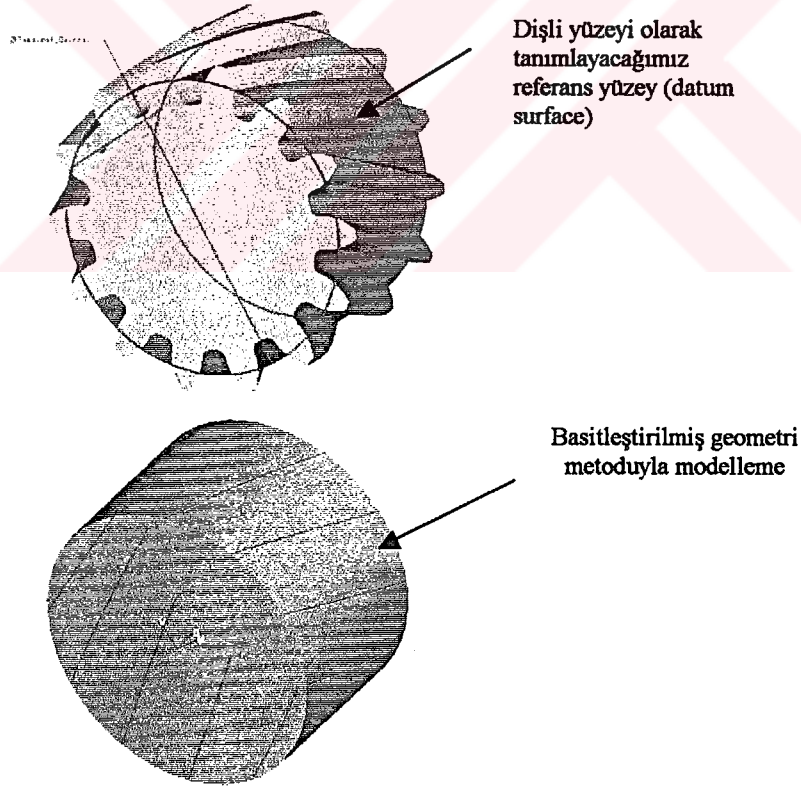
Motion programında dişlileri modellemek için iki yol vardır:

- Basitleştirilmiş geometri olarak adlandırılan bu seçenekte dişlileri; dişleri çizmeden ölçüleri dişlilerin temas çapına (taksimata daresi) eşit tek bir yüzey kullanarak modellenir. (Şekil 3.15)
- Eğer dişliler modelleme esnasında katı olarak çizilmişse taksimata daresine eş çapta ve dişli kalınlığına uygun olarak bir referans yüzey (datum surface) oluşturulur. (Şekil 3.15)

Modellemede dişlileri katı olarak çizildiği için ikinci seçeneği kullanılmış ve dişlilerin taksimat daireleri ölçüsünde referans yüzeyler oluşturulmuştur. (Bunun dışında analizleri daha hızlı yapabilmek için dişlilerin çizilmediği yani basitleştirilmiş geometrinin kullanıldığı, yuvarlatma, pah kırma gibi modeli karmaşıktırılan işlemlerin kaldırıldığı ayrı bir model daha kullanılmıştır.)

Dişliler motion programında geometrik temelli olarak ele alındığından geometrik yanlışlıklara karşı çok hassastır. Yani gerek dişli yüzeylerini oluştururken gerek montaj esnasında buna dikkat edilmelidir. Montaj esnasında dişli yüzeyi olarak tanımlayacağımız bölgelerin dişli çiftlerinde birbirine teğet olmalıdır. Özellikle konik dişlilerde bu hassasiyet daha fazladır.

Şekil 3.15’de modelimizde kullanılan dişli tipleri basitleştirilmiş geometri ve referans yüzeyi kullanılarak modellenmiş şekilde görülebilir.



Şekil 3.15 : Düz dişli çarklarda basitleştirilmiş geometrinin ve referans yüzeylerinin kullanıldığı durumda tanımlanmış dişliler.

3.2.2.7. Kontrol Değişkeni (Measure)

Kontrol değişkeni; motion modunda modelimizin analizini yaparken modelin belli noktalarında ve modelin genelinde hız, ivme, reaksiyon kuvvetleri, kinetik enerji ve bunun gibi birçok değerleri izleyen ve ölçen bir çeşit ölçüm göstergeleri olarak tanımlanabilir. Bir analizi çalıştırdığınız zaman motion programı kontrol değişkenlerini hesaplar ve bunların değerlerini veya tanımlanan kontrol değişkeninin cinsine göre grafik olarak verir. Motion programında analizimizde belli özgün değerleri ölçmek (bir noktanın hızı, dış bağlantılarında reaksiyon kuvvetleri gibi) için kontrol değişkeni kullanabiliriz.

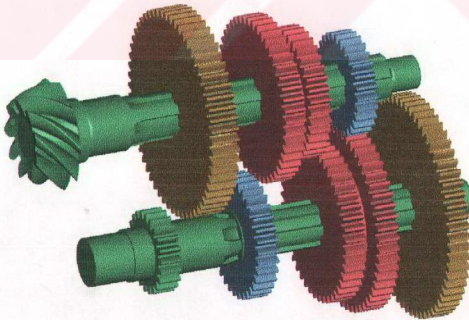
Bütün bunlardan başka kontrol değişkenleri mekanizmaya uygulanan kuvvetleri etkin hale getirip getirmemek veya kuvvetleri bir fonksiyon olarak tanımlarken değişken olarak kullanılabilirler. Tablo 3.4’de analizlerimizde tanımladığımız measure tipleri kullanım örnekleriyle birlikte görülebilir. Analiz bölümünde bunların nasıl kullanıldığı ayrıntılı olarak ele alınacaktır.

Tablo 3.4 : Measure tipleri [11]

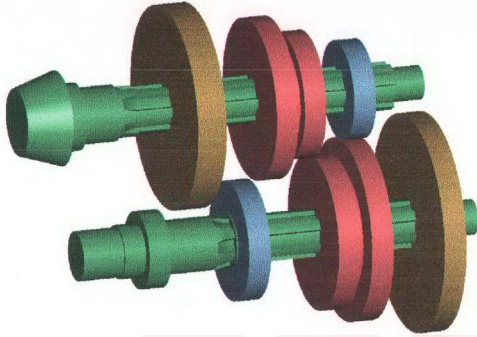
Kontrol Değişkeni Tipi (Measure)	Ölçülen Değerler	Örnek
Bağlantı (Connection)	Herhangi bir bağlantı tipindeki reaksiyon kuvvetleri ve momentler	Dişli bağlantılarındaki reaksiyon kuvvetleri ve kontak basıncı
Bağlantı eksenini (Joint Axis)	Bir bağlantı ekseninde pozisyon, hız, ivme ve net kuvvet değerleri	Bir bağlantının zamana bağlı açısı
Yük (Load)	Bir kuvvetin veya torkun tüm bileşenleri	Bir yaya uygulanmış bir kuvvetin x eksenini bileşeni
Mekanizmanın Elemanı (Body)	Mekanizmaya ait bir parçanın yönü, açısal hızı ve ivmesi, ağırlığı, ağırlık merkezi	Bir tekerin açısal hızı
Nokta (Point)	Pozisyon, hız, ivme ve net kuvvet	Robot kolunun ucundaki hız değeri
Değişkenlere bağımlı (Computed)	Zaman veya başka bir değişkene bağlı olarak yada bir veri tablosuyla tanımlanan fonksiyonel değer	Mekanizmada iki nokta arasındaki değişen mesafenin karesinin bulunması

3.2.3.Modelin Oluşturulması

Başak 17 bahçe traktörünün şanzıman mekanizmasının incelenmesinde sistem tahrik milinden yani debriyaj sisteminin çıkışından mahrutu miline yani diferansiyel mekanizmasının girişine kadar göz önüne alınmıştır. İlk aşamada modeli oluşturan parçalar TZDAŞ'den alınan teknik resimlere göre Pro/ENGINEER programında oluşturuldu. Burada aşağıda da ayrıntılı olarak açıklanacağı gibi dişlilerde dişler sadece görsel amaçlı olarak çizilmiştir. Bölüm 3.2.2.6'da da açıklandığı gibi dişlileri motion programında tanımlamak için sadece yuvarlanma dairelerine uygun olarak silindirik yüzeyler oluşturulması yeterlidir. Başka bir seçenek de modelde dişliler katı olarak çizildikten sonra motion programında dişli yüzeylerini tanımlamak için taksimat dairesi çapında referans yüzeyler (datum surface) oluşturulmasıdır. Bu sebeple birinde mekanizmanın bütün elemanlarının bire bir modellendiği ve dişlilerin katı olarak modellendiği (Şekil 3.16), diğerinde ise mekanizmanın ana hareketini belirleyen (mil çapları, taksimat daireleri v.s.) parametrelerin aynı kaldığı fakat cıvata-somun bağlantıları, yuvarlatmalar, mil kademeleri gibi modelin yapısını etkilemeyen fakat modeli ağırlaştıran ayrıntıların kaldırıldığı basitleştirilmiş model hazırlanmıştır(Şekil 3.17).



Şekil 3.16: Gerçek model



Şekil 3.17 : Basitleştirilmiş geometriyle modellenmiş model

Dişlilerin montajında dikkat edilmesi gereken nokta dişlilerin yuvarlanma yüzeylerini (taksimat dairesinin oluşturduğu yüzey) temsil eden yüzeylerin birbirlerine hassas olarak teğet olmasıdır. Dikkat edilmesi gereken başka bir nokta da bağlantıları tanımlamak için kullanılacak olan referans noktaları (datum point) parçaların üzerinde oluşturmaktır. Mekanizmanın oluşturulmasında sabit noktalar olarak kullanılacak olan mekanizmanın dış bağlantılarını temsil eden zemin noktaları (ground point) montaj aşamasında oluşturulur. Bu noktalar parçalara ait değildir ve montajın bağımsız parçaları gibi düşünülebilir. Zemin noktaları oluşturulmasında parçaya göre referans alınrsa dikkat edilmesi gereken nokta parçanın hareketi esnasında bu referansların değişmemesidir. Zemin bağlantısıyla ilgili bölümde açıklandığı gibi mekanizmanın zemin bağlantısı olarak mekanizmanın parçalarından biri de kullanılabilir. Eğer parçalardan biri zemin parçası (ground body), yani mekanizmanın hareketsiz parçası olarak tanımlanırsa bu parçaya ait noktalar program tarafından zemin noktası (ground point) olarak algılanır.

Modelin sadeleştirilmesi, sistemin açık olarak görülebilmesi ve üzerinde çalışılabilmesinin kolaylaştırılabilmesi amacıyla dişli kutusu modele eklenmemiştir. Dişli kutusunun modele eklense bile analizlere sabit parça (ground body) olarak tanımlanacağından analizlerde göz önüne alınmaz. Dişli kutusu (ki bu parça

traktörün ana gövdesi olarak düşünülebilir) ile parçalar arasındaki bağlantılar için yukarıda açıklandığı gibi montaj aşamasında oluşturulan noktalar kullanılacaktır.

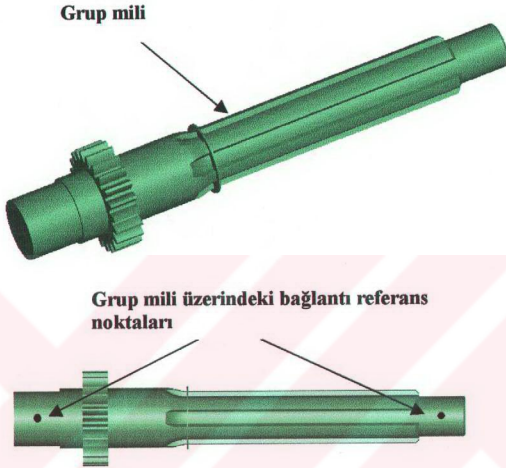
Ana montajın hazırlanmasında; parametrelerin modifikasyonunun kolay olması ve parçaların üzerinde çalışılmasındaki kolaylık nedeniyle alt montajlar kullanılmıştır. Alt montajların oluşturulmasında mekanizmada bir bütün olarak hareket eden parça blokları göz önünde tutularak modelleme yapılmıştır. Yatak noktalarındaki reaksiyon kuvvetlerinin sonuçların gerçeğe yakınlığını arttırmak amacıyla mekanizmanın oluşturulmasında kullanılacak noktalar her bir parçanın yatak noktaları dikkate alınarak oluşturulmuş ve analizler bunlar göz önünde tutularak yapılmıştır.

Şekil 3.18’de görüldüğü gibi dişli kutusunda kullanılan iki ana milden biri olan mahruti milinin üzerinde referans noktaları oluşturulmuştur. Burada dikkat edilmesi gereken, gerçek modeldeki yataklama yerleridir. Referans noktalarının yerleri yataklama bölgesinin tam ortasında olacak şekildedir.



Şekil 3.18: Mahruti mili ve üzerinde oluşturulan referans noktaları

Şekil 3.19' da ise dişli kutusunda kullanılan grup mili üzerinde oluşturulan referans noktaları görülebilir. Burada da aynı şekilde yataklama bölgelerinin tam orta noktaları seçilerek ortalama bir değer hesaplanacaktır.



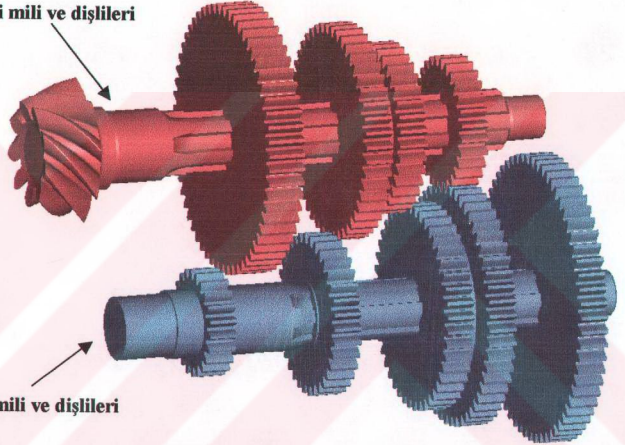
Şekil 3.19.: Grup mili ve üzerinde oluşturulan referans noktaları



Şekil 3.20: Hazırlanmış bir dişli ve üzerindeki referans noktaları

Üzerinde çalışma yapılacak olan şanzıman modelinde iki tane alt montaj model bulunur. Bunlardan birincisi grup mili ve üzerindeki dişlilerdir. Bunlar analizler yapılırken tek bir parçaymış gibi davranacaktır. Yani grup mili ve üzerindeki dişliler yekpareymiş gibi düşünülebilir. Diğer alt montaj parçası ise mahruti mili ve üzerindeki dişlilerdir. Bunlarda aynı şekilde analizler esnasında tek bir parçaymış gibi davranacaktır. Ana montaj oluşturulurken sadece iki tane alt montaj birbirine bağlanır, böylece çok hızlı bir şekilde ana montaj da tamamlanmış olur (Şekil 3.21).

Mahruti mili ve dişlileri

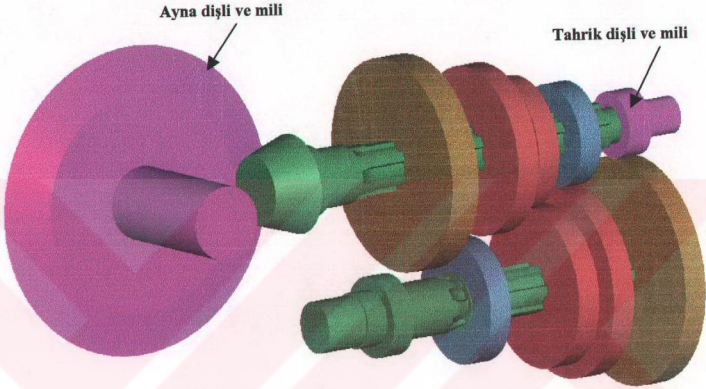


Grup mili ve dişlileri

Şekil 3.21 : İki ayrı alt montajdan oluşan ana montaj görüntüsü

Hazırlanan model analiz için Motion programına atılmadan önce sistemin ürettiği momentin ve sisteme gelen sürtünme kuvvetlerini uygun bir şekilde uygulayabilmek için şanzıman için oluşturduğumuz model yeterli gelmemektedir. Bunun için bazı ek parçalarda oluşturup analiz modele eklememiz gerekir, böylece şanzıman ana yataklarına etkileyen kuvvetleri gerçeğe daha yakın bir değerle hesaplamamız mümkün olur. İlave edilen parçalardan biri tahrik milini temsil eden bir dişli mil bloğu, diğeri ise tekerleklerden gelip diferansiyelden geçerek şanzımana kadar ulaşan sürtünme kuvvetinin gösterilebilmesi için mahrutiye uygun bir ayna dişli ve mili (Şekil 3.22). Normal dinamik şartlar düşünüldüğünde, tahrik milinden gelen moment önce grup

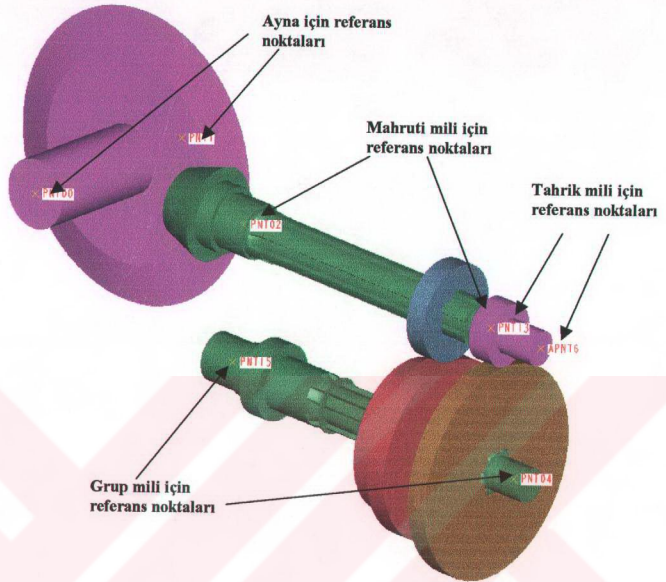
miline bir pinyon çark çiftiyle aktarılır. Etki eden momenti çark üzerinde teğetsel bir kuvvet olarak ta uygulanabilir. Fakat bu şekilde uygulanan bir kuvvet direkt olarak yatak kuvvetlerini etkileyecektir. Aynı şekilde sürtünme momentini mahrutu milinde direk bir moment yada teğetsel bir kuvvet olarak uygulanabilir, bu uygulamada aynı şekilde bulacağımız yatak kuvvetlerini doğal olarak etkileyecektir.



Şekil 3.22: Sistemin ilave parça bloklarıyla beraber görüntüsü

Bir sonraki kademede ise modeldeki parça grupları (bunlara alt montajlar da demiştik) için noktalar oluşturulur. Bu noktalar ile tüm montaj oluşturulduktan sonra oluşturulacak noktalar ile karşılaştırılacak ve bu nokta çiftleri ilişkilendirilerek, mekanizma üzerinde gerekli olan bağlantılar oluşturulacaktır. Adım adım ilerlemek gerekirse önce ilgili parçalar üzerinde referans noktaları oluşturulur. Şekil 3.18’de mahrutu mili Şekil 3.19’da ise grup mili için oluşturulan referans noktaları görülmektedir.

Şekil 3.23’de model üzerindeki noktalar görülmektedir. Sistemin çalışma sisteminin daha rahat gözlenebilmesi için bazı dişliler görünmez hale (suppress) getirilmiştir.



Şekil 3.23 : Sistemin referans noktalarıyla beraber görüntüsü

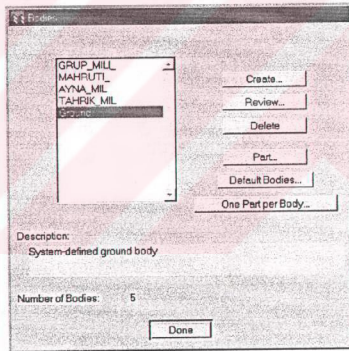
Geçerli model üzerinde kullanılan dişli çiftleri ve özellikleri Tablo 3.5'te görüldüğü gibidir. Tablodan da anlaşılacağı gibi sistemdeki 4 kademeli bir hız değiştirici söz konusudur.

Tablo 3.5 : Mekanizmada kullanılan dişliler ve özellikleri

	1.vites		2.vites		3.vites		4.vites	
	Dişli 55	Dişli 145	Dişli 85	Dişli 115	Dişli 110	Dişli 90	Dişli 130	Dişli 70
Dişli tipi	Düz	Düz	Düz	Düz	Düz	Düz	Düz	Düz
Diş sayısı	22	58	34	46	44	36	52	28
Modül	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5
Kavrama açısı	20°	20°	20°	20°	20°	20°	20°	20°
Tak. Dairesi çapı	55mm	145mm	85mm	115mm	110mm	90mm	130mm	70mm

3.2.3.1.Mekanizmayı Oluşturan Parça Blokları

Montajın hazırlanmasında belirtildiği gibi şanzıman sistemi bir mekanizma olarak modellenirken belli parçaların bir bütün olarak hareket ettiği göz önüne alınmalıdır. Daha önceden de mekanizmayı oluşturan iki ana alt montajdan bahsetmiştik. Bir mekanizmada iki yada daha fazla parça bir bütün olarak hareket ediyorsa bunu tanımlamak için iki seçenek vardır. Birincisi birlikte hareket eden bu parçalar arasında birbirlerine göre serbestlik derecelerini tamamen kısıtlayan bir bağlantı oluşturmak, diğeri ise bu parçaları programa tek bir parça olarak tanımlamaktır. İlk seçenek; yani parçalar arasında bağlantı oluşturmak artıklık (redundancy) açısından sakıncalı olacağından birlikte hareket eden bu parça blokları tek bir parça olarak tanımlanacaktır. Şekil 3.24’de mekanizmayı oluşturan parçaların tanımlandığı diyalog kutusu görülebilir.



Şekil 3.24 : Mekanizma elemanları diyalog kutusu

Diyalog kutusunda da görülebileceği gibi mekanizma “zemin” (ground) dahil olmak üzere beş ana bloktan oluşmaktadır. Mekanizmayı oluşturan en önemli iki blok olan Grup mili ve Mahruti mili daha önce montajın hazırlanması sırasında alt montajlar olarak belirtilmişti. Diğer iki blok ise daha önceden de anlatıldığı gibi sisteme gelen

yükleri daha iyi bir şekilde uygulayabilmek için kullanılan bloklardır. Burada yapılan işlem bu parça bloklarını tek bir parça olarak motion programına tanımlamaktır. Montajın hazırlanmasında bu parça bloklarının sabit parçaya yani zemine yataklanacağı noktalarda oluşturulan bağlantı referans noktaları ve montaj aşamasında oluşturulan zemin “ground” noktaları bağlantıların tanımlanmasında kullanılacaktır.

3.2.3.2. Bağlantıların Seçilmesi ve Montaj Analizi

Mekanizmanın modellenmesinde en önemli noktayı bağlantıların seçilmesi oluşturmaktadır. Artıklık (redundancy) faktöründen dolayı mekanizma modellemede yatak noktalarındaki sınır şartlarını minimum sınırlandırma ile yapacak bağlantı tiplerinin seçilmesi gereklidir. Bölüm 3.2.2.3’de de bahsedildiği gibi artıklık (redundancy) faktörü sadece hız değerlerinin önemli olduğu analizlerde önemli değildir. Fakat reaksiyon kuvvetleri de araştırılıyorsa sistemin artıklık değeri önem taşır.

Herhangi bir hız analizi yapmadan artıklık faktörünün saptanması montaj (assembly) analiziyle mümkündür. Bunun dışında montaj analiziyle herhangi bir hız analizi yapılmadan önce programın bağlantılar ve parçanın tanımlanan başlangıç şartlarıyla belirlenen pozisyonları ve doğrultularının (orientation) hesaplanabilir. Pro/ENGINEER’ da mekanizmanın son halinin montajı yapılmış olsa bile, motion programının çözümleme programının mekanizma hakkında yeterli veri elde etmesi için tanımlanan sınır şartları içerisinde bağlantılar ve başlangıç şartları ayrı bir montaj yapması gereklidir.

Bununla birlikte hız analizi (motion analysis) yapılırken bu analizin bir parçası olarak montaj analizi de yapılır. Fakat mekanizmadaki bağlantıların ve verilen başlangıç şartlarının ayrıca bir montaj analizi yapılarak önceden denenmesi hız analizinde herhangi bir sorunla karşılaşılmasını için önemlidir. Şekil 3.25’de montaj analizi için araştırılması istenen değerlerin girildiği tanımlama formu görülmektedir.

Assembly Analysis Definition	
Name:	montaj
Description:	Montaj analizi
Time:	0 <input type="checkbox"/> Current
Assembly Tolerance:	0,001
<input type="button" value="OK"/> <input type="button" value="Cancel"/>	

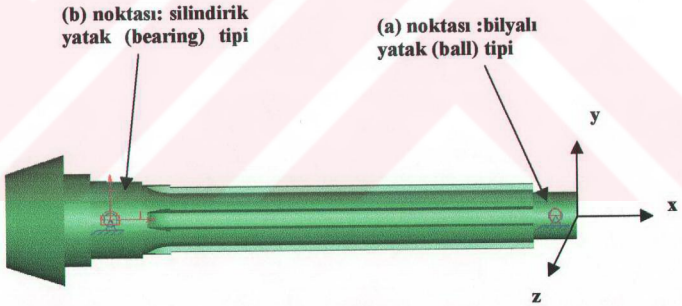
Şekil 3.25 : Montaj analizi tanımlama formu

Motion programını modeli verilen bir tolerans değerine göre parçaları montajlamaya çalışır. Modellenen mekanizmada montaj toleransı olarak 0,001 değeri verilmiştir. Bu tolerans; mekanizmanın pozisyonunu belirleyen sınır şartlarının mükemmel bir montajdan ne kadar sapma ile gerçekleştirilebileceğinin bir göstergesi sayılır. Analiz başarılı olursa program parçaları Motion çözümleme programının hesapladığı konfigürasyonuna göre yerleştirir.

Şanzıman mekanizmasında mahruti mili, grup mili yanı sıra daha sonradan modele eklenen tahrik mili ve ayna dişli mili dişli kutusuna (yani zemine) yataklanmıştır. Fakat artıklık kavramının açıklandığı Bölüm 3.2.2.3'deki kapı modelinden hatırlanacağı gibi modellemede bağlantı seçerken artıklık faktörünü ortadan kaldırmak için bir bağlantıyla başka bir bağlantının aynı sınırlandırmayı yapmaması gereklidir.

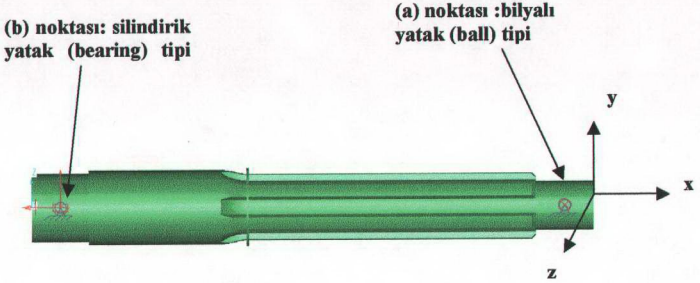
Bütün bağlantıların pim bağlantısı olarak seçildiği durum için yapılan montaj analizinde montaj tolerans değeri 0 olarak bulunmuştur yani montajın hassasiyeti açısından sorun yoktur. Fakat artıklık değerinin 7 olduğu görülmüştür. Artıklık değerinin istenen değere yani sıfıra indirilmesi için bağlantı tiplerinin ve istenen sınır şartlarının minimum sınırlandırmayla nasıl yapılacağı araştırılmıştır. Bütün parça blokları iki bağlantıyla zemine bağlandığı için hepsinde aynı prensip uygulanmıştır.

Parça blokları için seçilen bağlantı tipleri mahrutu örneği ile açıklanmaya çalışılacaktır. Şekil 3.26' da görüldüğü gibi iki yatak noktasından (a) noktasında bilyalı yatak (ball) tipi, (b) noktasında ise silindirik yatak (bearing) tipi bağlantı kullanılmıştır. Daha önce de açıklandığı gibi bilyalı yatak tipi bağlantı sadece üç eksende dönme hareketine, silindirik yatak tipi bağlantı ise üç eksende dönme ve bir eksende öteleme hareketine izin vermektedir. Bağlantılardaki eksenlerin yönlendirilmesi şeklin sağ tarafında görülen parçanın kendi koordinat sistemine (local coordinat system) göre yapılır. Buna göre mahrutinin sadece x-ekseninde dönme hareketi yapması istenmektedir. Burada mahrutinin üç eksendeki ve dolayısıyla (b) noktasındaki silindirik yatak tipi bağlantının x-ekseninde izin verdiği öteleme hareketleri (a) noktasındaki bilyalı yatak tarafından sınırlandırılmaktadır. Her iki bağlantı da tek başına y ve z eksenindeki dönmeye izin verir fakat (a) bağlantısının y ve z ekseninde dönmesini (b) bağlantısının y ve z ekseninde dönmesini (a) bağlantısı sınırlar. Her iki bağlantı da x ekseninde dönmeye izin verir. Böylece mahrutü için istenen x-yönünde dönme hareketi minimum sınırlandırmaya sahip bağlantılarla gerçekleştirilmiş olur.



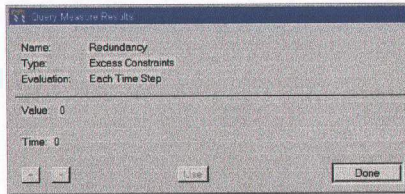
Şekil 3.26: Mahrutü üzerinde oluşturulan bağlantılar

Aynı düşünceyle yola çıkarak grup mili üzerinde de aynı tipteki bağlantılardan kullanılır. Böylece grup mili de sadece istenilen hareketi minimum sınırlandırmayla sağlanmış olur. Şekil 3.27 de grup mili üzerindeki bağlantılar gözükmektedir.



Şekil 3.27: Grup mili üzerinde oluşturulan bağlantılar

Bundan sonraki adımda yine bir montaj analizi yapılarak mekanizmanın bu şartlardaki montaj toleransı ve toplam serbestlik derecesi değeri incelenmiştir. Yapılan analizin sonucunda program Şekil 3.28-3.29 'deki gibi diyalog kutusu ile hesaplanan tolerans değerini gösterir. Bulunan değer bu bağlantılar için de sıfırdır. Seçilen bağlantıya göre hesaplanan konfigürasyon ekranda görülür. Diyalog kutusunda tespit edilen bu sonucun kabul edilip edilmediği sorulur. Montaj analizinin sonucunda daha önce açıkladığımız artıklık sonuçlarını da görebiliriz. Modelin montaj analizi sonucundaki diyalog kutusu ve yapılan sorgulama sonucu programın mekanizma için bulunduğu montaj toleransının ve artıklık değerinin sıfır yani reaksiyon kuvvetlerinin araştırılacağı bir hız analizi için en uygun değerde olduğu görülmüştür.



Şekil 3.28 : Montaj analizi sonucu "artıklık" değeri

Sonuçta, dişli kutusunu oluşturan iki ana mil; mahruti ve grup mili ve dişliler modellenmiştir. Daha sonra dişliler ve miller montaj model haline getirilmiştir, bu sırada beraber çalışacak parça grupları tespit edilmiştir. Hazırlanan montaj modelde daha önceden parçalar üzerinde oluşturulan referans noktaları kullanılarak parçalar arasındaki bağlantılar sağlanmıştır. Böylece sistem bir sonraki kademe olan dinamik ve statik analizlere hazır hale getirilmiştir.



BÖLÜM 4. ANALİZLER

4.1.Giriş

Bu bölümde modeli hazırlanan vites kutusu mekanizmasında farklı vitesler için traktörün maksimum hızları ve bu hızlara karşılık motor devri tespit edilecektir. Motorun bu devirlerde ne kadar moment ürettiği, üretilen momentin tekerleklere kadar iletimi ve bu iletim sırasında vites kutusundaki elemanların bu moment karşısındaki davranışları incelenecektir. Geçerli modelde kullanılan düz dişliler yerine helis açısı olan dişlilerle aynı momentler iletmeye çalışılacak, oluşan yeni gerilmeler orijinal modeldekiyle kıyaslanacaktır. Son olarak vites kutusunun daha yüksek moment üretebilen bir motor ile kullanımı araştırılacaktır.

4.2. Sistemin Kinematik ve Dinamik Analizi

Bu bölümde oluşturulan modelde dört vites için mahruhi açısal hızın nasıl bulunduğu açıklanmaya çalışılacaktır. İlk aşamada aracın her vitesteki maksimum hızı için TZDAŞ'den [3] alınan traktöre ait bazı fabrika verileri kullanılarak çizgisel hız değerlerinden tekerleğin açısal hız değerleri bulunmuştur. Tablo 4.2'de bu dört hız kademesi için bulunan açısal hız değerleri verilmiştir. (r : tekerlek yarıçapı)

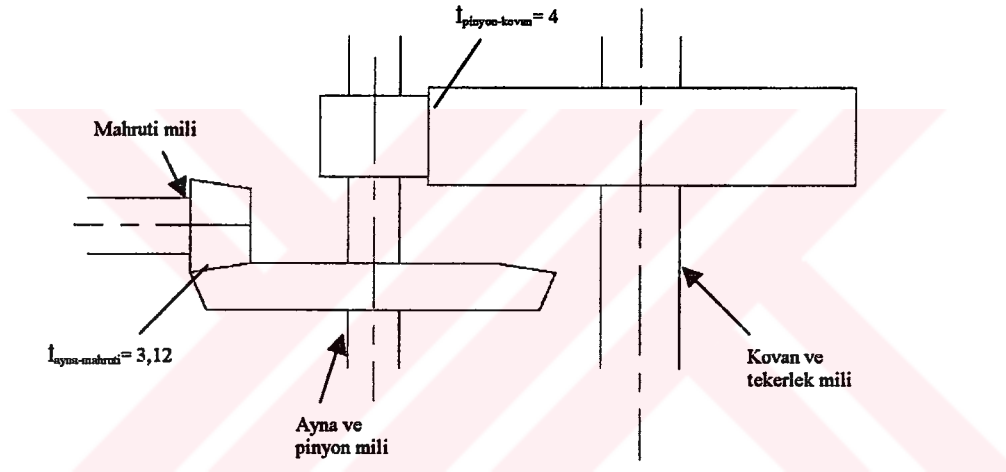
Tablo 4.1 : TZDAŞ 'den alınan veriler [3]

BAŞAK 17 için veriler	
Arka teker yükü	500 kg x g \cong 4905 N
Arka teker çapı	\cong 800 mm

Tablo 4.2 : Her vites için maksimum hız ve bu hızlarda tekerleklerin açısal hızı

	Hız (mm/s) V	Açısal hız (rad/s) [$\omega = V / r$]
1. Vites	3,17 km/h \approx 880,55 mm/s	2,2
2. Vites	6,27 km/h \approx 1741,7 mm/s	4,35
3. Vites	10,35 km/h \approx 2875 mm/s	7,19
4. Vites	15,66 km/h \approx 4350 mm/s	10,875

Daha sonra diferansiyel kovani ile ayna arasındaki çevrim oranı kullanılarak aynadaki açısal hız bulunur. Aynı şekilde devam edilerek mahruti milindeki açısal hız da tespit edilebilir. Şekil 4.1. de millerin pozisyonları ve çevrim oranları görülüyor.



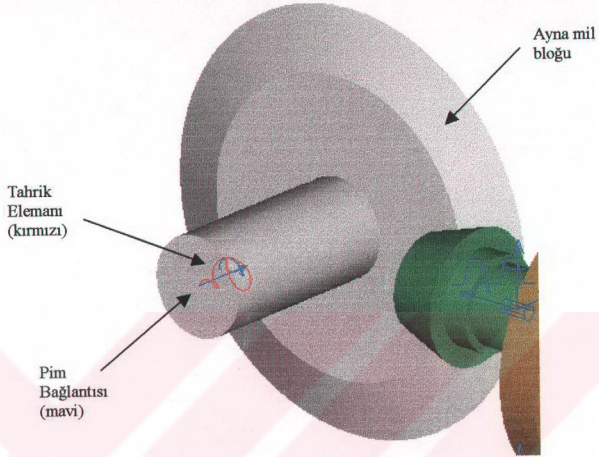
Şekil 4.1. : Kovan, Ayna mili ve Mahruti milinin konumları ve çevrim oranları

Tablo 4.3 : Her vites için tekerlekte, ayna milinde ve mahruti milindeki açısal hızlar.

	Tekerlekte (rad/s)	Ayna milinde (rad/s)	Mahruti milinde (rad/s)
1. Vites	2,2	8,8	27,45
2. Vites	4,35	17,4	54,28
3. Vites	7,19	28,76	89,73
4. Vites	10,875	43,5	135,72

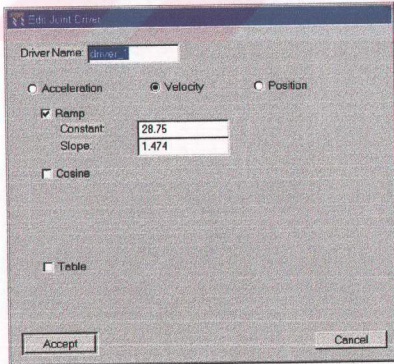
Bulunan bu devir değerine göre; ayna mil bloğunun (daha önceden de açıklandığı gibi model üzerinde daha güvenli sonuçlar alabilmek için modele eklenen) dişli kutusuna yatakladığı bağlantı noktasında oluşturulan pim (pin) bağlantısının mil

ekseni doğrultusundaki eksenine (şekil 4.2) aracın ilerleme doğrultusunda tablo 4.3'te bulduğumuz değerler doğrultusunda tahrik elemanı (driver) atanır.



Şekil 4.2 : Ayna mili – dişli kutusu bağlantısı için kullanılan pim bağlantısı ve hareketi oluşturmak için kullanılan tahrik elemanı (driver)

Tahrik elemanı atanacak eksen seçildikten sonra tahrik elemanı özelliklerini tanımlayacağımız diyalog kutusu şekil 4.3'de görülebilir.

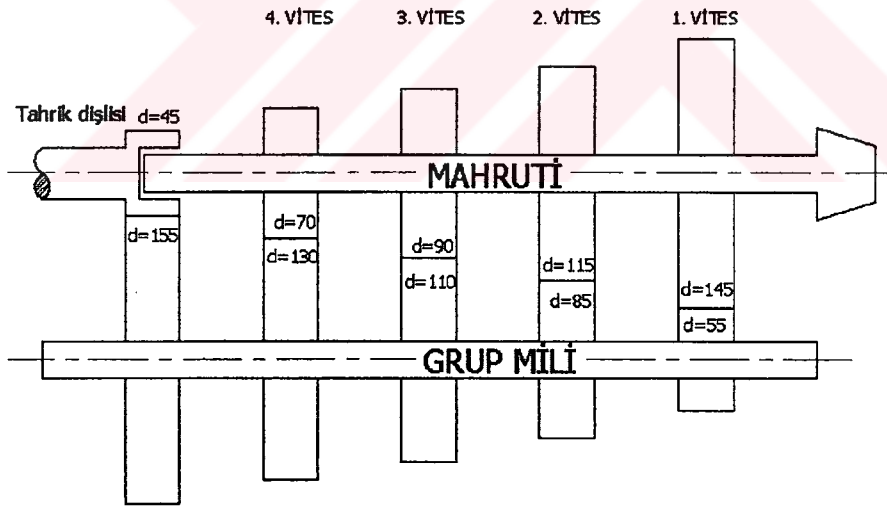


Şekil 4.3 : Tahrik elemanı (driver) tanımlama diyalog kutusu

Burada rampa (ramp) seçeneğiyle hız $\omega = a x + b$ şeklinde lineer bir fonksiyon olarak tanımlanır. Burada b sabiti diyalog kutusunda constant (sabit) seçeneğiyle, a eğim değeri slope (eğim) seçeneğiyle girilir ve x değişkeni de zamandır.

4.2.1 Her kademedeki gerekli olan hız ve ivme değerlerinin tespiti

Her kademedeki traktörün yapabileceği maksimum hızlar fabrika verilerinden yola çıkılarak elde edilmiştir. Bunun yanı sıra vites kutusundaki çevrim oranları da kullanılarak her kademedeki motorun hangi devirler arasında çalıştığı tespit edilebilir. Her kademedeki istenen maksimum sürata ulaşmak için gerekli olan zamanlar da göz önünde bulundurularak ivme değerleri de basitçe bulunabilir. Elde edilen başlangıç motor devri ve buna karşılık gelen araç hızı, aynı zamanda kademedeki maksimum motor devri ve buna karşılık gelen araç hızı her kademe için hesaplanır. Elde edilen değerlerin tamamı her kademe için ayrı ayrı ayna milinde hazırlanan tahrik elemanı için tanımlamak için yeterli olacaktır.



Şekil 4.4 : Vites kutusunda kademelerin durumları ve her kademe için çevrim oranları

Sistemdeki çevrim oranları hesaplanabilmesi için iki yöntem kullanılabilir. Birincisi eş çalışan dişli gruplarının bağlı olduğu millerin açısal hızlarının oranı kullanılır. diğeri ise eş çalışan dişli gruplarının yuvarlanma dairelerinin çaplarının birbirlerine oranı kullanılır. Bu iki oranda birbirine eşittir.

Grup mili ile motor arasındaki çevrim oranı:

$$i_{MGR} = \frac{\omega_{MOT}}{\omega_{GR}} = \frac{d_{GR}}{d_{MOT}}$$

i_{MGR} :Tahrik mili (motor) ile grup mili arasındaki çevrim oranı

ω_{MOT} :Tahrik milinin (motorun) açısal hızı

ω_{GR} :Grup milinin açısal hızı

d_{MOT} : Tahrik dişlisinin çapı

d_{GR} :Grup milinde tahrik dişlisi ile çalışan dişlinin çapı

Mahruti mili ile grup mili arasındaki çevrim oranı:

$$i_{Vv} = \frac{\omega_{GRv}}{\omega_{MAHv}} = \frac{d_{MAHv}}{d_{GRv}}$$

i_{Vv} :Mahruti mili ile grup mili arasındaki çevrim oranı

ω_{GRv} :Grup milinin açısal hızı

ω_{MAHv} :Mahruti milinin açısal hızı

v :Vites sayısı indisi

d_{MAHv} : v - vitesinde mahrutideki dişlisinin çapı

d_{GRv} : v - vitesinde grup milindeki dişlisinin çapı grup milinde

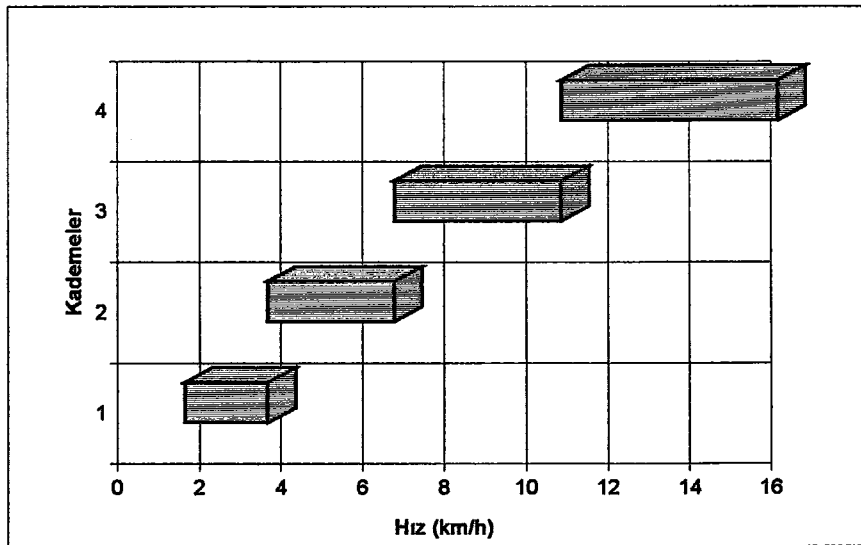
Tablo 4.4: Mahruti mili ve motor tahriki arasındaki çevrim oranları

Çevrim oranları	Motor-Grup mili $i_{MGR} = \frac{d_{GR}}{d_{MOT}}$	Grup mili-Mahruti $i_{Vv} = \frac{d_{MAHv}}{d_{GRv}}$	Mahruti-Motor $i_v = i_{MGR} \times i_{Vv}$
1. Vites	155 / 45	145 / 55	9,08
2. Vites	155 / 45	115 / 85	4,66
3. Vites	155 / 45	90 / 110	2,82
4. Vites	155 / 45	70 / 130	1,855

Tablo 4.5: Kademelerdeki Mahruti mili ve motor tahriki arasındaki çevrim oranları

	Motor devri	Mahruti devri	Ayna devri	Tekerlek devri	Araç hızı
1. Vites	850d/d	93,61 d/d	30,00 d/d	7,50 d/d	1,13 km/h
	2382,15 d/d	262,35 d/d	84,08 d/d	21,02 d/d	3,17 km/h
2. Vites	1222,55 d/d	262,35 d/d	84,08 d/d	21,02 d/d	3,17 km/h
	2418,12 d/d	518,91 d/d	166,31 d/d	41,57 d/d	6,27 km/h
3. Vites	1463,32 d/d	518,91 d/d	166,31 d/d	41,57 d/d	6,27 km/h
	2415,53 d/d	856,57 d/d	274,54 d/d	68,63 d/d	10,35 km/h
4. Vites	1588,94 d/d	856,57 d/d	274,54 d/d	68,63 d/d	10,35 km/h
	2404,14 d/d	1296,03 d/d	415,39 d/d	103,84 d/d	15,66 km/h

Tablo 4.5 te motor devrine karşılık mahruti, ayna ve tekerlek devirleri çıkarılmış, bunun yanında da aracın her kademede çıkması gereken maksimum sürat de dikkate alınmıştır. Traktörün hareketine başlama noktası olarak motorun minimum devri olan 850 d/d karşılık gelen hız değeri alınmış, ilk kademede ulaşılması gereken 3.17km/h ulaşılmıştır. Hemen ardından ikinci kademeye geçildiğinde bu kademedeki minimum hız olarak bir önceki kademedeki maksimum hız kullanılmıştır. Bu şekilde devam edilerek her kademedeki maksimum ve minimum hızlar bulunmuştur.



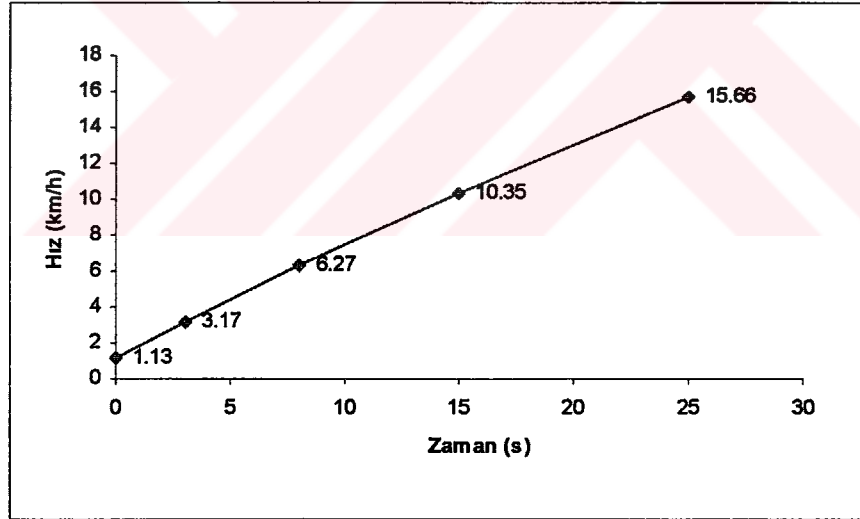
Şekil 4.5 : Kademelere göre hız dağılımı

Tahrik elemanının tam olarak tanımlanabilmesi için, başlangıç hızının yanında ilgili kademedeki hareket boyunca sürecek ivmeye de ihtiyaç vardır. İvmenin hesaplanabilmesi için her kademedeki hızlanma süreleri bilinmelidir. Yaklaşık olarak her kademedeki hızlanma süreleri ve ayna milinde gerekli olan minimum ve maksimum hızlar tablo 4.6'da görülebilir.

Tablo 4.6: Kademelerdeki Mahruti mili ve motor tahriki arasındaki çevrim oranları

	Zaman (s)	Ayna hızları (1/s)		İvme (1/s ²)
		Minimum	Maksimum	
1. Vites	3	3,14	8,80	1,888
2. Vites	5	8,80	17,41	1,722
3. Vites	7	17,41	28,74	1,618
4. Vites	10	28,74	43,49	1,474

Şekil 4.6'da elde edilen değerler ile 4 kademedeki hareketin grafiği görülebilir.



Şekil 4.6 : Hareketin hız-zaman grafiği

Böylece sistemi harekete geçirecek olan tahrik elemanının tanımlanabilmesi için gerekli olan tüm parametreler tanımlanmış durumdadır. Fakat analizler her kademe için farklı modeller üzerinde yapılacağından (çünkü dişli kutusunda her kademe için devrede olan dişli grupları farklıdır) dolayı dört kademe için dört ayrı analiz yapılacaktır.

4.2.2. Kinematik analizin tanımlanması

Hareket analizleri şekil 4.6'da görülen bir diyalog kutusu yardımıyla belirli değişkenlerin belirlenmesiyle tanımlanır. Değişkenlerin kullanım şekilleri aşağıdaki gibidir.

Analysis		Termination Conditions	
Method	Fastest Available		
Integrator	Implicit		
Start Time	<input type="checkbox"/> Current	0	
Duration		3	
Increment		0.1	
Accuracy		0.0001	
Assembly Tolerance		0.001	
Velocity Tolerance		0.001	
<input type="checkbox"/> Precede with Static Analysis			
Static Accuracy		0.0001	

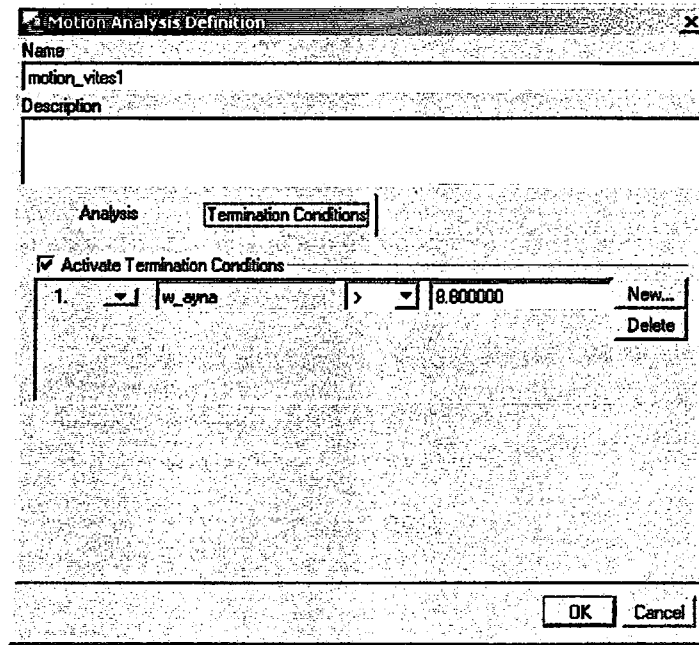
Şekil 4.6 : Hareket analizi tanımlama formu

- Analiz Metodu (Method); geçerli olan metot (Fastest Available) da değişiklik yapılmadığı zaman, aşağıdaki iki metottan biri otomatik olarak seçilir.
 - Time Integration; Mekanizmanın bir veya daha fazla serbestlik derecesi varsa kullanılır. Motion programı kuvvetleri ve diğer değerleri her zaman aralığı için birçok kere hesaplar, maksimum ve minimum değerler olduğu zaman bunların hesaplanmasını mümkün kılar.
 - Kinostatic; Eğer hareket tamamen tahrik elemanları tarafından belirleniyorsa yani serbestlik derecesi sıfırsa kullanılır. Reaksiyon kuvvetleri hesaplanır.

- Uyarlayıcı (Integrator); Time Integration seçeneği seçildiğinde kullanılabilen bir seçenektir. İki alt opsiyonu bulunur.
 - Explicit; Analizi ilk defa çalıştırırken mutlaka explicit entegratör seçilmelidir.
 - Implicit; Rijit mekanizmalarda seçilebilir. Analiz süresi belirgin şekilde düşer.
- Süre (Duration); bölümünde toplam zaman tanımlanır. Pro Mechanica'nın tanımlanan toplam zaman aralığında veri hesaplama zaman aralığı artış bölümünde girilir.
- Artış (Increment); değerinin yeterince küçük olarak seçilmesi analizinizde elde etmek istediğiniz değerleri kapsamı açısından önemlidir.
- Accuracy (kesinlik); değeriyle motion programının hesaplamaları yaparken yapabilecek hata sınırlarını belirlemek için kullanılır. Montaj toleransı (assembly tolerance) ve hız toleransı (velocity tolerance) değerleri ile hareket analizi yapılması için montaj ve hız analizlerinde kabul edilebilecek maksimum hata oranı belirlenir.

Analizi sonlandırma koşulları (Termination Conditions); Motion programının belli şartlara eriştiğinde analizi durdurması istenirse kullanılan bir seçenektir (şekil 4.7.) . Bu şartlar üç maddeyle özetlenebilir;

- Mekanizma istenilen özgün bir hareketi tamamladığı zaman analizin durdurulması istenirse.
- İstenilen hareketi ölçen bir kontrol değişkeni (measure) tanımlanıp bu tanımlanan değişken belli bir değere geldiği zaman analizin bitmesi istenirse.
- Belli bir kontrol değişkeni (measure) istenilen sınırların dışına çıktığı takdirde analizin bitmesi isteniyorsa.



Şekil 4.7 : Hareket analizi tanımlama formu; analizi sonlandırma koşulları

4.2.3. Modele gelen dış yüklerin tespit edilmesi ve uygulanması

Sistem bir bütün olarak düşünüldüğünde, dışarıdan gelen iki ana yüke (yükler döndürme etkisi oluşturduğundan dolayı moment olarak ta adlandırılabilirler) maruz kalır. Bunlardan birincisi motorun sağladığı ve tahrik mili vasıtasıyla sisteme giren tahrik momenti, diğeri ise tekerleklerden başlayıp diferansiyel mekanizmasını da geçerek vites kutusuna etki eden sürtünme momentidir. Bu iki moment bir birlerine zıt yönlüdür ve bu iki momentin farkı olan moment ise faydalı çeki kuvvetini ortaya çıkarır.

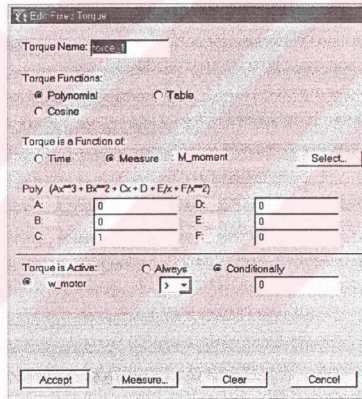
Motor Momentinin Sisteme uygulanması:

Motorun maksimum hız için üretmesi gereken değerler tablo4.5'te görüldüğü gibi birbirine yakındır. TZDAŞ'den pancar motorunun belli devir değerleri için güç verileri alınmıştır. Farklı devirler ile motorun verdiği güç arasındaki ilişki yani motorun karakteristik değerleri tablo 4.7'de görülebilir. Sonuç olarak motordan elde edilen bu gücün sistem içerisinde kayıpsız olarak mahrutkiye ulaştığı varsayılmış ve mahrutide oluşan torkun değeri açılal hız değeri kullanılarak hesaplanmıştır.

Tablo 4.7 : Pancar motorunun güç tablosu

MOTOR DEVRİ [dev/dak]	P- GÜÇ	
	KW	BG
2600	12,6	17,2
2300	11,9	16,2
2200	11,6	15,8
2000	10,7	14,6
1800	9,7	13,2
1500	8,1	11,0
850	4,0	5,36

Tespit edilen bu moment değerini sisteme uygulamak için tahrik dişlisi ve mil bloğuna dönme eksenini doğrultusuna motorun dönme yönünde sabit tork (fixed torque) yerleştirilir.



Şekil 4.8 : Sisteme Tork uygulama diyalog kutusu

Diyalog kutusunda da görüldüğü gibi uygulanacak tork bir polinom olarak tanımlanacağı gibi sinüzoidal bir fonksiyon da olabilir. Polinom olarak düşünüldüğünde

$$T = A.x^3 + Bx^2 + Cx + D + \frac{E}{x} + \frac{F}{x^2} \quad \text{şeklindedir.}$$

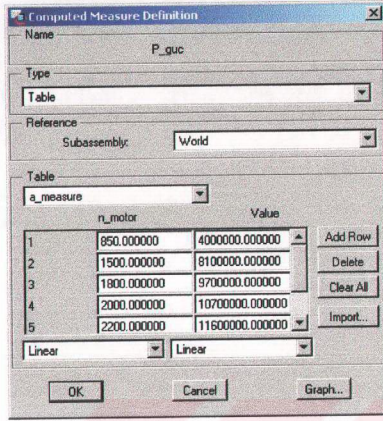
istenilen moment değeri sabit olarak alınacağından sadece C katsayısı için değer girilir. Diğer bir seçenek ise değişkendir, değişken zaman olabileceği gibi daha önceden tanımlanmış bir kontrol değişkeni (measure)'de olabilir. Sisteme giren moment değerini zamana bağlı bir şekilde tanımlamak mümkün olmadığından kontrol değişkeni kullanılmıştır. Buradaki kontrol değişkeni M_moment 'tir. Bu kontrol değişkeni şekil 4.9'da görüldüğü gibi tanımlanmış başka kontrol değişkenlerine bağlı olabilir. Bu tip kontrol değişkenlerine; değişkenlere bağlı kontrol değişkeni (computed measure) diyoruz. (Bakınız Bölüm 3 tablo 3.4. kontrol değişkeni tipleri)

Şekil 4.9 : Değişkenlere bağlı kontrol değişkeni tanımlama formu

Diyalog kutusundan da görüleceği gibi momentin büyüklüğü aşağıdaki formüldeki gibi ifade edilmiştir.

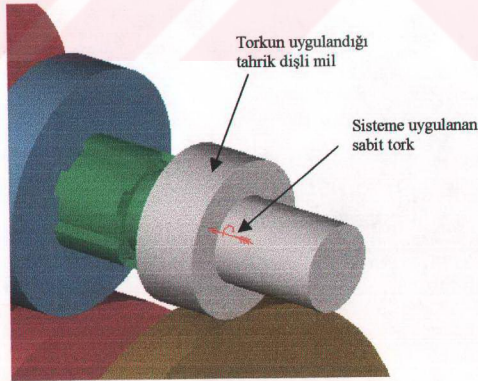
$$M_moment = \frac{P_guc}{w_motor}$$

Burada w_motor bir kontrol değişkeni olup motorun açısal hızını her an için hesaplar. Şekil 4.10'da ise diğer kontrol değişkeni olan P_guc , tablo 4.7'deki karakteristik değerlerin sisteme girilmesiyle oluşturulur.



Şekil 4.10:Tablo (table) olarak bir kontrol değişkeninin tanımlanması

Motorun üretmiş olduğu moment tam olarak sisteme tanıtılmış olur. Diğer bir kriter ise tanımlanan bu gücün aktif olacağı zamandır. Çünkü bazı sınır şartları girilmesi gerekir. Bu analiz için; $w_{motor} > 0$ şartı istenir. Böylece sistem harekete geçmeden moment uygulamasının önüne geçilmiş olur. Şekil 4.11' de sisteme motor tarafından uygulanan torkun yeri gösterilmiştir.



Şekil 4.11:Motor momentinin sisteme uygulanmış hali

Sürtünme Kuvvetinin Sisteme Uygulanması:

Tekerleklerde farklı toprak tiplerinde (tablo4.8) oluşan yuvarlanma direnci için yönü tekerleğe bağlı olarak verilen, tekerleğin dönme hareketi esnasında yönü değişmeyen ve tablo 4.9'da hesaplanan yuvarlanma direnci değerlerinde, bir R kuvveti söz konusudur. Sürtünme kuvveti daima tekerleklerin dış yüzeyine teğet olan bir kuvvet olduğundan, bu kuvveti tanımlamak için tekerleğin yarıçapı kullanılarak kuvvetin oluşturduğu moment sisteme sabit tork gibi atanabilir.

Tablo 4.8 : Bazı tipik toprak değerleri [12]

Toprağın Cinsi	K_c	K_ϕ	n	C (N/mm ²)	ϕ (derece)
Kumlu tın, 16 gün önce sürülmüş ve disk geçirilmiş	0,821	0,554	0,95	0,00490	20,0
İnce kumlu tın, 13 cm derinliğinde sürülmüş	0,105	0,033	1,10	0,00687	20,5
İnce kumlu tın, sürülmemiş	1,057	1,475	0,61	0,00112	42,5

Tablo 4.9 : Farklı toprak tipleri için bulunan yuvarlanma direnci değerleri

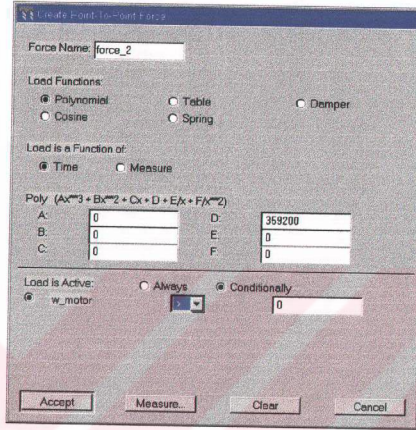
Toprağın Cinsi	Yuvarlanma Direnci R [N]	Sürtünme Momenti M [Nmm]
Kumlu tın, 16 gün önce sürülmüş ve disk geçirilmiş	898	359200
İnce kumlu tın, 13 cm derinliğinde sürülmüş	1381	552400
İnce kumlu tın, sürülmemiş	1422	568800

Torkun atanması için izlenecek yol motor momentinin atanmasındaki gibidir. Uygulama ise tekerleklerle aynı ekseninde olan ayna mil bloğuna yapılır. Fakat sürtünme direncinin sabit olduğu düşünüldüğünde;

$$T = Ax^3 + Bx^2 + Cx + D + \frac{E}{x} + \frac{F}{x^2} \quad \text{şeklinde olan tork polinomunda sadece}$$

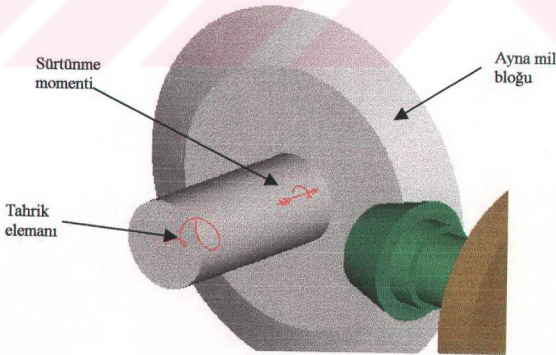
sabit değer olan D katsayısı için tanımlama yapılır. Tanımlamada D değeri için tablo 4.9'da hesaplanan sürtünme momentleri girilir. Motor momentinin tanımlanması sırasında kullanılan sınırlandırma;

$w_{motor} > 0$ ifadesi aynı şekilde kullanılır. Böylece sistem harekete geçmeden tanımlanmış olan moment aktif hale geçmeyecektir. Sürtünme momentinin tanımlanması şekil 4.12'de görülmüyor.



Şekil 4.12: Sürtünme momentinin tanımlanması

Atanmış olan moment ve uygulanan sistem bloğu şekil 4.13'te görülmüyor



Şekil 4.13: Sürtünme momenti ve uygulanan blok

Böylece sisteme etkiyen dış kuvvetler de sisteme atanmış olur. Bundan sonra yapılacak işlem daha önceden hazırlanmış olan kinematik analiz (motion analysis)'in çalıştırılmasıdır.

4.2.4. Analiz sonuçları

4.2.4.1. Çeki kuvvetinin incelenmesi

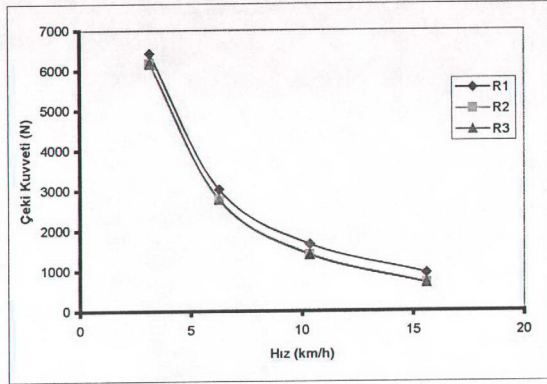
Üç toprak tipi için de dört vitedeki maksimum hızlar için toplam 12 analiz yapılmıştır. Yuvarlanma direncini yendikten sonra arta kalan momentler, tekerleklerle eş eksenli çalışan ayna milindeki pim yatak bağlantılarında net yük (net force) değerinin sorgulanmasıyla bulunabilir. Bu değer bağlantı eksenlerinde sisteme etki eden kuvvet değerini verir. Burada elde edilen moment değerleri tekerlek çapına bölünerek traktördeki faydalı çeki kuvveti değerleri elde edilmiş olur. Tablo 4.11'de analizler sonucu üç toprak tipinde de elde edilen çeki kuvveti değerleri verilmiştir. Yuvarlanma direnci değerleri R sembolü ile üç ayrı indisle gösterilmiştir (tablo 4.10). Şekil 4.14'de burada bulunan değerler kullanılarak hız-çeki kuvveti ilişkisi grafiksel olarak gösterilmiştir.

Tablo 4.10 : Toprak tiplerinin sembolleri

Kumlu tın, 16 gün önce sürülmüş ve disk geçirilmiş	R ₁
İnce kumlu tın, 13 cm derinliğinde sürülmüş	R ₂
İnce kumlu tın, sürülmemiş	R ₃

Tablo 4.11: Farklı toprak tiplerinde ve her vites için maksimum hız ve güç

	Aracın hızı [km/h]	R ₁ için çeki kuvveti [N]	R ₂ için çeki kuvveti [N]	R ₃ için çeki kuvveti [N]
1. Vites	3,17	6421	6180	6159
2. Vites	6,27	3024	2783	2762
3. Vites	10,35	1655	1414	1393
4. Vites	15,6	493	700	679



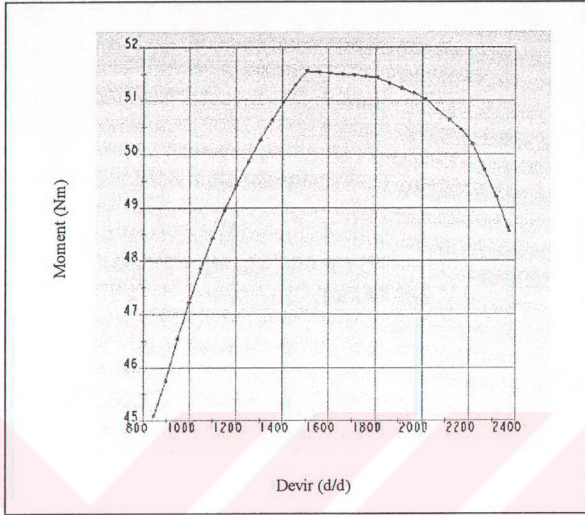
Şekil 4.14: Farklı toprak tiplerinde hız çeki kuvveti ilişkisi (ideal güç hiperbolü)

4.2.4.2. Dinamik sonuçlar

Analizler sonucunda motorun ürettiği momentin, devire bağlı olarak bir süre arttığı daha sonra ise düştüğü gözlenmiştir (şekil 4.15). Bu da ideale yakın bir moment karakteristiğini ortaya koymuştur. Sistemde iç sürtünmeler ve kayıplar olmadığı düşünüldüğünde, motordan alınan moment dişli kutusundaki tüm elemanlara benzer şekilde yansımış, elde edilen reaksiyon kuvvetlerinin değişim profili incelendiğinde momentin motor devrine göre olan değişimindeki profil ile aynı olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca kademelere göre oluşan reaksiyon kuvvetleri incelendiğinde en yüksek değerlerin düşük devir ile yüksek moment iletiminin olduğu birinci kademede olduğu görülmektedir (tablo 4.12).

Tablo 4.12: Her kademe için ayna ve mahrutu milindeki maksimum momentler

Kademe	Momentin oluştuğu motor devri [d/d]	Ayna milindeki maksimum moment [Nmm]	Mahrutu milindeki maksimum moment [Nmm]
1. Vites	1506	1456700	466891
2. Vites	1050	747585	239610
3. Vites	1512	452070	144894
4. Vites	1584	297351	95304



Şekil 4.15: Momentin motor devrine göre değişimi

Sonuçlardan da anlaşıldığı gibi maksimum değerlerin, dolayısıyla maksimum gerilmelerin oluşacağı kademe birinci kademedir. Bundan dolayı mekanizmanın yapısal analizleri sadece birinci kademedeki kuvvetler baz alınarak yapılacaktır.

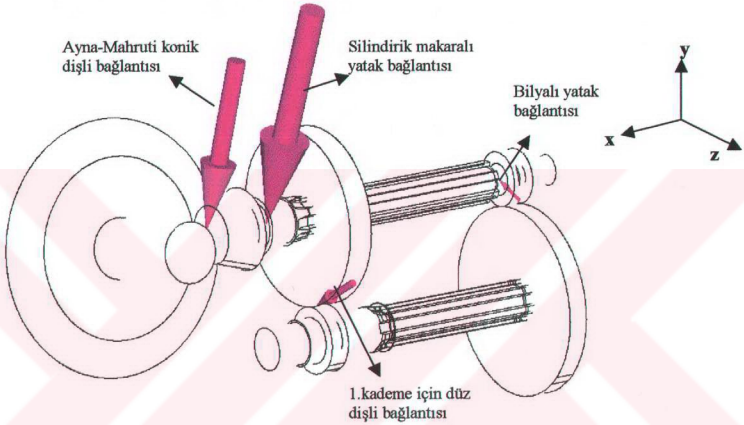
4.3. Sistemin Statik Analizi

Bu bölümde oluşturulan sistemin çalışması sırasında oluşan maksimum momentler için yapısal analizler yapılacaktır. Oluşan kuvvetlerin tespiti için bir önceki dinamik analiz sonuçlarından faydalanılacaktır. Şekil 4.15'teki grafikten de görüldüğü gibi motorun ürettiği maksimum moment 1506 d/d da 51563.5 Nm dir. Birinci vitesteki çevrim oranı dikkate alındığında maksimum momentler daima birinci kademe oluşacaktır. Birinci kademe için motorun maksimum moment değeri olan 1506d/d ya ulaşması için gerekli olan süre 1.3 sn olduğu da yine dinamik analizle sonuçlarından

görlür. İlk olarak modelin ana parçaları sayılabilecek miller üzerinde 1.3'cü saniye için oluşan kuvvetler hesaplanarak statik analizler yapılacaktır.

4.3.1. Mahruti milinin statik analizi

Mahruti mili için dinamik sonuçlar incelendiğinde; milin şekil 4.16 gözükten kuvvetlerin etkisi altında olduğu anlaşılır.



Şekil 4.16: Mahruti miline etki eden kuvvetler.

Kuvvetlerin büyüklükleri tablo 4.13'te görülebilir;

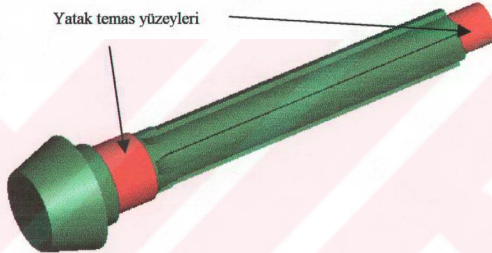
Tablo 4.13: Mahruti miline etki eden kuvvetler ve büyüklükleri

	Büyükük [N]	X bileşeni [N]	Y bileşeni [N]	Z bileşeni [N]
Konik dişli bağlantısı	17255	1804	11005	13154
Düz dişli bağlantısı	6868	0	6863	96
Silindirik makaralı yatak bağlantısı	23945	0	18326	15391
Bilyalı yatak bağlantısı	2987	1804	457	2333

Bundan sonra yapılacak işlem ise, mahruti milinin yatak noktalarından yataklanarak üzerinde gelen kuvvetlerin statik olarak oluşturmuş olduğu gerilmeler ve yer değiştirmeler incelenebilir. Bu işlem için yine Pro/MECHANICA'nın bir modülü olan Structure kullanılır.

4.3.1.1. Mahruti mili üzerindeki sınırlandırmaların tanımlanması

Mildeki sınırlandırmalar yatakların tiplerine göre, milin yataklarla temas yüzeylerinde yapılır. Şekil 4.17'de mahruti mili için yatak temas yüzeyleri görülebilir.



Şekil 4.17: Mahruti mili için yatak temas yüzeyleri

Bölüm 3'ten hatırlanacağı gibi mahruti mili için iki ayrı tipte bağlantı tanımlanmıştır. Bunlar kaymalı yatak ve bilyalı mafsals. Bu bağlantılar tanımlanırken eksenler göz önünde bulundurularak sınırlandırmalar yapılır. Bölüm 3 şekil 3.16'da görülen eksenler ve yapılan bağlantı tipleri söz konusu olduğunda yapılacak sınırlandırma Tablo 4.14'teki gibidir.

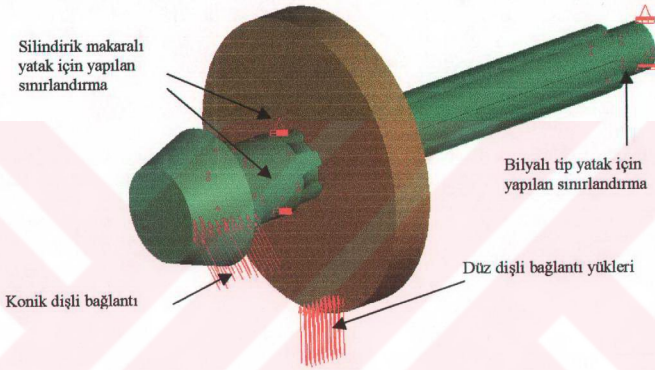
Tablo 4.14: Mahruti mili yataklarındaki sınırlandırmalar (+: sınırlandırılmış - :serbest)

	Kaymalı yatak			Bilyalı mafsals		
	X	Y	Z	X	Y	Z
Öteleme sınırlandırması	-	+	+	+	+	+
Dönme sınırlandırması	-	+	+	-	-	-

4.3.1.2. Mahruti mili üzerindeki yüklerin tanımlanması

Mil üzerindeki dış yükler tablo 4.13'te görüldüğü gibidir. Yatak noktalarından yataklanan mil için dış yükler sadece düz dişli ve konik dişli bağlantı yükleri olacaktır.

Bunlar ise sisteme bileşenleri doğrultusunda tanımlanırlar.

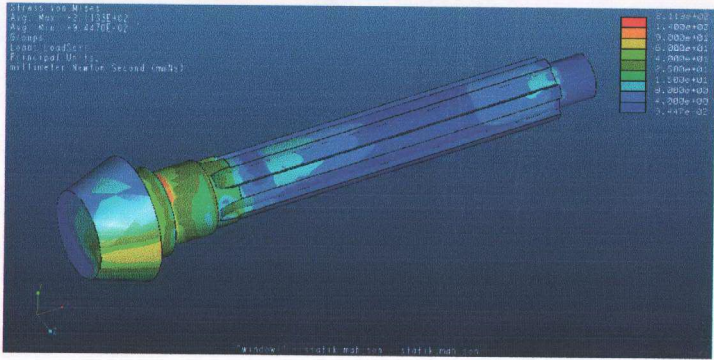


Şekil 4.18: Mahruti mili için sınırlandırmalar ve dış yüklerin eklenmesi

Dişli bağlantı yükleri uygulanırken, dişli yuvarlanma dairelerinin oluşturduğu yüzeyler kullanılabilir. Ayrıca yükleme, tek nokta yerine o an için etkileşime giren diş yüzeyi kadar bir yüzeyde yayılı yük olarak verilmelidir.

4.3.1.3. Analiz sonuçları

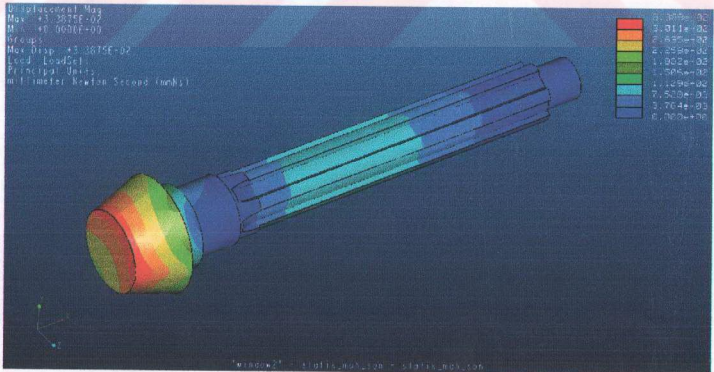
Analiz sonuçları iki ayrı yönden incelendi. Şekil 4.19'de analiz sonuçları vonmises birleşik gerilme kriterine göre incelenmiştir. Sonuçlar incelendiğinde;



Şekil 4.19: Mahruti mili üzerindeki gerilme dağılımı

Analiz sonucunda elde edilen maksimum gerilme değeri 211 MPa'dır. Mil malzemesi olan 16MnCr5 için emniyetli gerilme değeri 44 daN/mm^2 olduğu bilinmektedir. Bu durumda sistemin güvenli bir şekilde çalışabileceği söylenebilir.

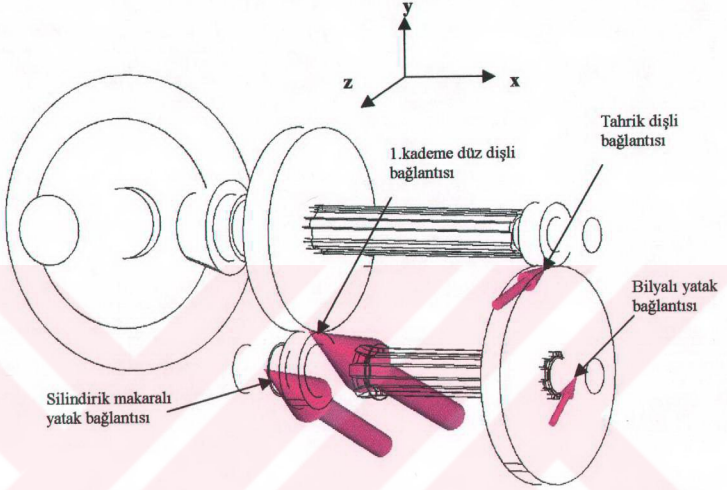
Diğer bir değerlendirme ise maksimum yer değiştirmeye göre yapılabilir. Şekil 4.20'de görüldüğü gibi maksimum yer değiştirme değeri 0.0338 mm'dir. Bu değerler de kabul edilebilir sınırlar içerisinde.



Şekil 4.20: Mahruti mili üzerindeki yer değişim dağılımı

4.3.2. Grup milinin statik analizi

Grup mili için dinamik sonuçlar incelendiğinde; milin şekil 4.21 gözükten kuvvetlerin etkisi altında olduğu anlaşılır.



Şekil 4.21: Grup miline etki eden kuvvetler.

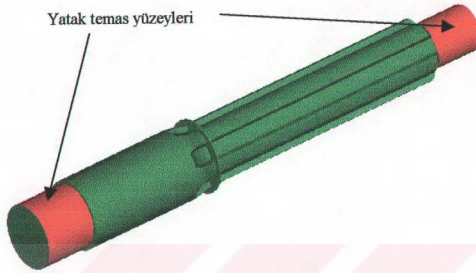
Kuvvetlerin büyüklükleri tablo 4.15'te görülebilir;

Tablo 4.15: Grup miline etki eden kuvvetler ve büyüklükleri

	Büyükük [N]	X bileşeni [N]	Y bileşeni [N]	Z bileşeni [N]
Tahrik dişli bağlantısı	2438	0	2001	13154
Düz dişli bağlantısı	6868	0	1793	6625
Silindirik makaralı yatak bağlantısı	5702	0	1350	5537
Bilyalı yatak bağlantısı	1587	0	1557	304

4.3.2.1. Grup mili üzerindeki sınırlandırmaların tanımlanması

Mildeki sınırlandırmalar yatakların tiplerine göre, milin yataklarla temas yüzeylerinde yapılır. Şekil 4.22’de grup mili için yatak temas yüzeyleri görülebilir.



Şekil 4.22: Grup mili için yatak temas yüzeyleri

Mahruti milinde olduğu gibi grup milinde de iki ayrı tipte bağlantı kullanılmıştır. Bunlar kaymalı yatak ve bilyalı mafsal. Bu bağlantılar mahruti milindeki bağlantılarla aynı olduğundan yine eksenlerin sınırlandırılmasında benzer sınırlandırmalar yapılacaktır. Bunlar Tablo 4.16’deki gibidir.

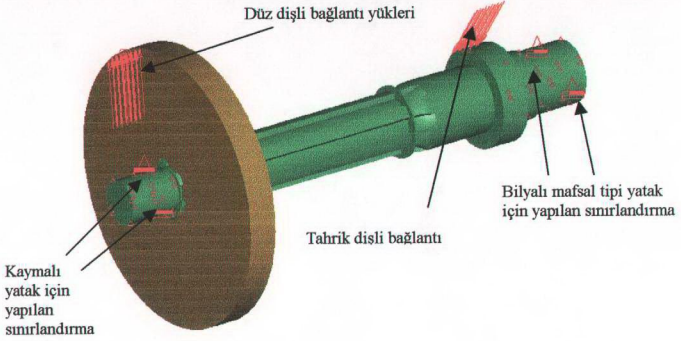
Tablo 4.16: Grup mili yataklarındaki sınırlandırmalar (+: sınırlandırılmış, -: serbest)

	Kaymalı yatak			Bilyalı mafsal		
	X	Y	Z	X	Y	Z
Öteleme sınırlandırması	-	+	+	+	+	+
Dönme sınırlandırması	-	+	+	-	-	-

4.3.2.2. Grup mili üzerindeki yüklerin tanımlanması

Mil üzerindeki dış yükler tablo 4.15’te görüldüğü gibidir. Yatak noktalarından yataklanan mil için dış yükler sadece düz dişli ve tahrik dişli bağlantı yükleri olacaktır.

Bunlar ise sisteme bileşenleri doğrultusunda tanımlanırlar.

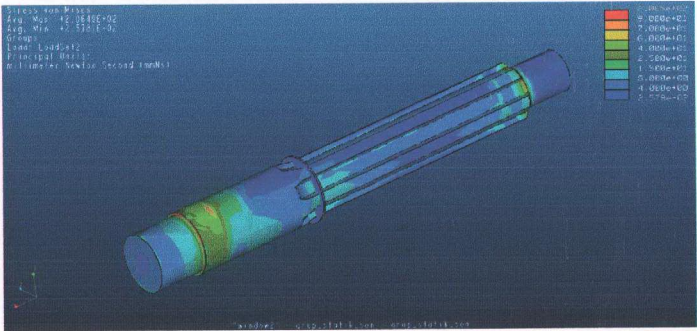


Şekil 4.23: Grup mili için sınırlandırmalar ve dış yüklerin eklenmesi

Aynı şekilde; dişli bağlantı yükleri uygulanırken, dişli yuvarlanma dairelerinin oluşturduğu yüzeyler kullanılabilir. Yükleme, tek nokta yerine o an için etkileşime giren diş yüzeyi kadar bir yüzeyde yayılı yük olarak verilmelidir.

4.3.2.3. Analiz sonuçları

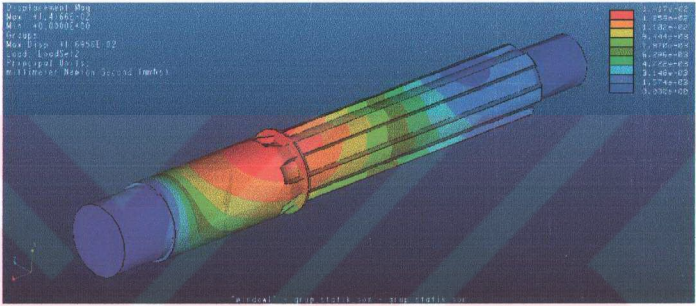
Analiz sonuçları iki ayrı yönden incelendi. Analiz sonuçları iki ayrı yönden incelendi. Şekil 4.24'de analiz sonuçları vonmises birleşik gerilme kriterine göre incelenmiştir. Sonuçlar incelendiğinde;



Şekil 4.24: Grup mili üzerindeki gerilme dağılımı

Analiz sonucunda elde edilen maksimum gerilme değeri 206 MPa'dır. Mil malzemesi olan 16MnCr5 için emniyetli gerilme değeri 44 daN/mm^2 olduğu bilinmektedir. Bu durumda sistemin güvenli bir şekilde çalışabileceği söylenebilir.

Diğer bir değerlendirme ise maksimum yer değiştirmeye göre yapılabilir. Şekil 4.25'de görüldüğü gibi maksimum yer değiştirme değeri 0.0141 mm'dir. Bu değerler de kabul edilebilir sınırlar içerisinde.



Şekil 4.25: Grup mili üzerindeki yer değişim dağılımı

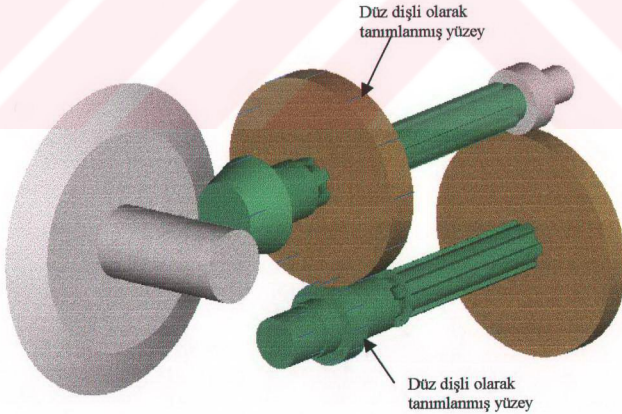
4.4. Sisteme Helisel Dişli Uygulaması

Bu bölümde dişli kutusunda kullanılan dişli sisteminin üzerinde yapılacak değişikliklerin mil yataklarına olan etkileri araştırılacaktır. Şu anda üretimde olan dişli sistemi düz dişlilerden oluşmaktadır. Fakat bir çok dişli kutusunda kullanılan sistem helisel dişli sistemidir. Bu bölümde de kullanılmakta olan düz dişliler yerine helisel dişli çiftlerinin kullanılmasının sistemi nasıl etkileyeceği üzerinde bir ön çalışma yapılmıştır. Bilindiği gibi helisel dişlinin en büyük avantajlarında birisi sessiz çalışma özelliğidir. Diğer bir özelliği ise dişli temas yüzeyini artırarak tek bir diş üzerine gelen zorlanma değerini düşürür. Fakat avantajlarının yanı sıra dezavantajları da vardır, bunlardan en önemlisi hareket sırasında dönüş eksenini boyunca bir eksenel kuvvet oluşturmalarıdır. Oluşan eksenel kuvvetin yataklarda karşılanabilmesi için kullanılan yatakların eksenel yükleri taşıyabilen cinsten olmaları gerekir.

4.4.1. Helisel dişli sisteminin tanımlanması

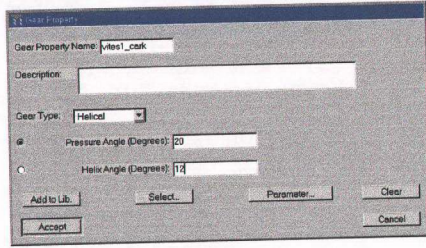
Daha önceki bölümlerde de açıklandığı gibi dişli çiftleri oluşturabilmek için dişli çizmeye gerek yoktur. Sadece yuvarlanma dairelerinin ölçülerinde hazırlanmış silindirlere dış yüzlerine istenen dişlinin özellikleri atanabilir. Yani helisel dişli takımları oluşturabilmek için modeli üzerinde değişiklik yapmaya gerek yoktur. Şekil 4.26'da daha önceden düz dişli olarak tanımlanan silindir yüzeyleri görülmektedir.

Model özelliklerinin değiştirilebilmesi özelliğinden faydalanılarak değiştirilmek istenen yüzeydeki özellikler değiştirilebilir. Aynı şekilde ilgili dişliyle eş çalışacak olan dişlinin de özellikleri değiştirilmelidir. Şekil 4.27'de dişli özellikleri değişiklik formu görülebilir. Burada dikkat edilmesi gereken verilmek istenen helis açısının her bir dişli çifti için birbirine zıt olarak verilmesidir. Örneğin bir dişli için 12° helis açısı verilirken eş çalışacak diğer dişli için -12° helis açısı verilmelidir.



Şekil 4.26. Düz dişli atanmış dişli çiftleri

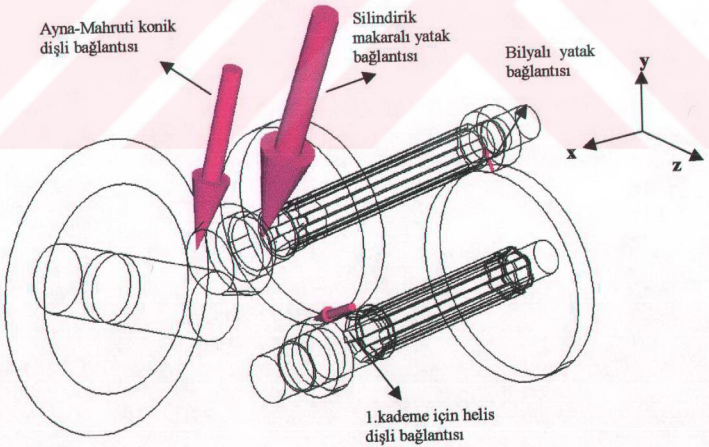
Dişli özellikleri değiştirildiğinden dolayı daha önceden oluşturulmuş olan dişli çifti (gear pair) bozulmuş olur. Bundan dolayı beraber çalışacak olan iki dişli de tanımlandıktan sonra tekrardan dişli çiftleri oluşturulmalıdır.



Şekil 4.27. Dişli özellikleri değişiklik formu

4.4.2. Analiz ve analiz sonuçları

Yapılacak helis dişli sistemdeki analiz için sınır şartlarında, yüklemelerde ve hızlarda bir değişiklik olmadığından dolayı daha önceden hazırlanmış analiz kullanılabilir. Şekil 4.28'de analiz sonucunda mahruti mili üzerine etkiyen kuvvetler görülmüyor.



Şekil 4.28. Helis dişlilerle çalışan sistemde mahruti mili üzerine gelen kuvvetler

Farklı helis açılarında aynı analizin yapılması sonucunda elde edilen sonuçlara bakıldığında, helis açısının büyümesiyle dişli bağlantılarında oluşan eksenel kuvvetinde etkisiyle kuvvetin büyüdüğü görülmüştür. İki farklı helis açısı için yapılan analiz sonuçları tablo 4.17’de görülebilir.

Sonuç olarak helis dişlilerin kullanıldığı bir sistem için yataklardaki eksenel yükün karşılanması için kullanılan yatak tiplerinin değiştirilmesi gerekmektedir. Bu da üretimde ekstra bir maliyet ortaya çıkaracaktır. Helisel dişli sisteminin sağladığı avantajların yanında ortaya çıkacak olan maliyet tablosu bu tarzdaki düşük moment iletiminde kullanılan dişli kutularında helisel dişli kullanımını güçleştirmektedir.

Tablo 4.17. Helis dişli kullanılan sistemde oluşan yatak tepkileri

	Kuvvet	Düz dişli için	12°helis açısı	14°helis açısı
Mahruti	X bileşeni [N]	0	196	434
	Y bileşeni [N]	18326	18504	18536
	Z bileşeni [N]	15391	15843	15928
	Büyükölçüm [N]	23932	24360	24440
Grup mili	X bileşeni [N]	0	884	1037
	Y bileşeni [N]	1350	1312	1298
	Z bileşeni [N]	5537	5567	5577
	Büyükölçüm [N]	5699	5719	5726

4.5. Mekanizmanın Daha Yüksek Güçlerle Çalışabilmesinin İncelenmesi

Geçerli olan sistemde kullanılan Motor 17BG güç üretmekteydi, fakat ürün yelpazesinin genişletilmesi yada daha güçlü bir makine istendiği durumda sistemin aynı dişli kutusuyla çalışma durumu incelenebilir. Bunun için benzer karakteristiğe sahip 24BG motor ile aynı dişli kutusunun uyumu incelenecektir.

4.5.1. 24BG motor gücünün sisteme uygulanması

Model üzerinde geometrik bir değişiklik olmadığından dolayı önceki analizlerde kullanılan model burada da aynen kullanılabilir. Fakat tahrik milinden sisteme giriş yapan motor gücü Tablo 4.18'de verilen değerler doğrultusunda değiştirilir.

Tablo 4.18. 24BG Motor için karakteristikler

MOTOR DEVRİ [dev/dak]	P- GÜÇ	
	KW	BG
2600	17,71	24,1
2300	16,61	22,6
2200	15,94	21,7
2000	14,84	20,2
1800	13,52	18,4
1500	11,31	15,4

Sistem çalışması incelendiğinde maksimum momentin ve gerilmelerin 1.kademede olduğu daha önceden de belirtilmişti. Bundan dolayı dişli kutusunun yüksek güçlere karşı incelemesi sadece 1.kademe için yapılmıştır.

Diğer bir kabul ise bu tip traktörlerde hızlı olmasından daha ziyade güçlü olması istendiğinden dolayı, sisteme gelecek ilave gücün tamamı çeki kuvveti olarak ortaya çıkacaktır. Gerçek modelde (17BG gücündeki traktör) kademelere göre hız değerleri belirlidir. Traktörün 1.kademede yapacağı maksimum hız 3.17 km/h dir. Buradan yola çıkılarak 24BG ile çalışacak dişli kutusunun 1.kademede yine aynı hıza ulaşması gerekir.

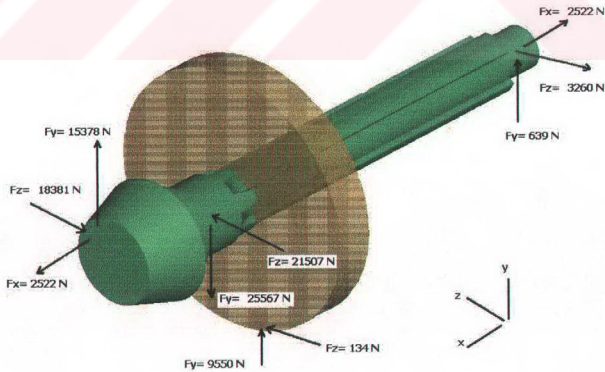
4.5.2. Dinamik ve kinematik analizler

Analizlerde motor gücü tanımlanmış, buna karşılık analiz süresince ortaya çıkan moment hesaplanmıştır. Analiz aralığı ise hız için 0- 3,17 km/h motor devri için 847-2368d/d olarak tespit edilmiş ve uygulanmıştır. Sistemin bu sınırlar arasında sabit bir ivme ile hızlanacağı kabul edilmiştir. Bu durumda analiz sonucunda momentin motor devrine göre değişimi şekil 4.29'daki gibidir.



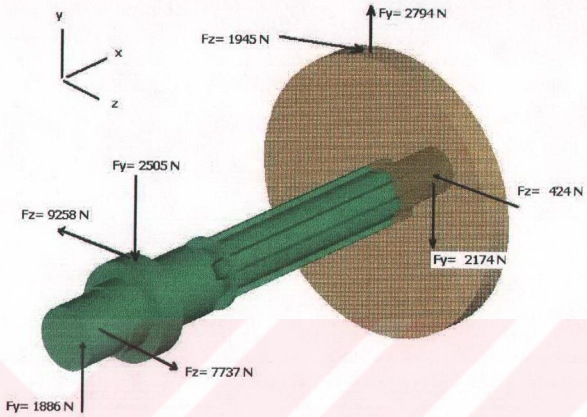
Şekil 4.29.24BG için momentin devire göre değişimi

Görüldüğü gibi sistem maksimum moment değerine 1510d/d motor hızında ulaşır ve buradaki değer 71994,6Nmm kadardır. Şekil 4.30'da mahrutu milindeki dişli ve yatak tepki kuvvetleri görülüyor.



Şekil 4.30. 24BG güfte mahrutu milinde oluşan kuvvetler

Şekil 4.31'de ise bu momentin oluştuğu an için grup milindeki kuvvetler görülebilir.

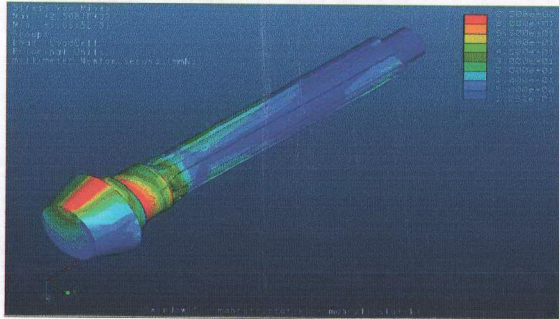


Şekil 4.31. 24BG güçte grup milinde oluşan kuvvetler

4.5.3. Statik analiz ve analiz sonuçları

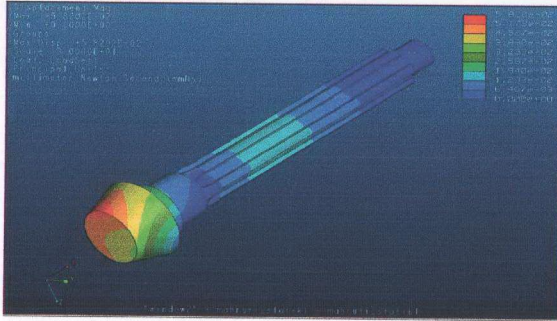
Dinamik analiz sonuçlarından elde edilen tepki kuvvetleri ile dişli kuvvetleri kullanılarak mahruhi milinde oluşan maksimum stres ve yer değişimi hesaplanabilir.

Şekil 4.32'de mahruhi mili için gerilme değerleri görülebilir.



Şekil 4.32: 24BG için mahruhi mili üzerindeki gerilme dağılımı

Şekil 4.33' te de mahruti milinin maksimum yer değıştirme miktarı görülebılır.



Şekil 4.33: 24BG için mahruti mili üzerindeki yer değışim dağılımı

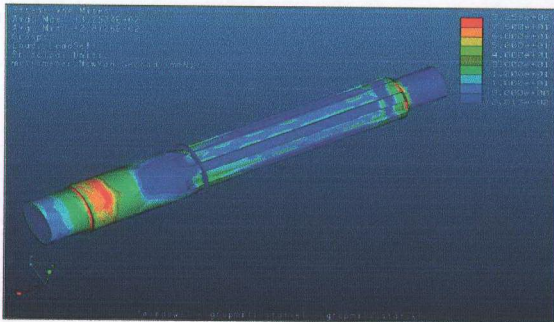
Sonuçlar incelendiğinde ;

Maksimum gerilme : 250 Mpa

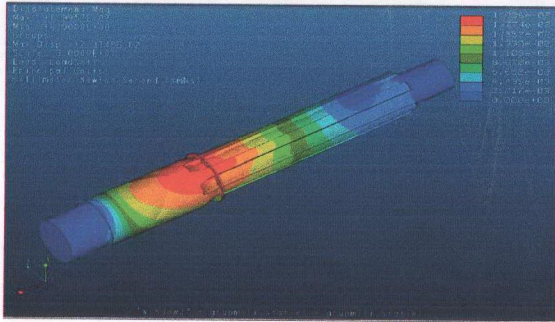
Maksimum yer değışme: 0,058mm olarak tespit edilir.

Elde edilen sonuçlara göre mahruti milinin daha yüksek motor gücünde çalışması için bir problem gözükmemektedir. Sonuçlar makul sınırlar içerisindeydir.

Şekil 4.34' te grup milindeki gerilme değeri, şekil 4.34'te ise yer değışim değeri görülebılır.



Şekil 4.34: 24BG için grup mili üzerindeki gerilme dağılımı



Şekil 4.35: 24BG için grup mili üzerindeki yer değişim dağılımı

Sonuçlar incelendiğinde ;

Maksimum gerilme : 325 Mpa

Maksimum yer değişme: 0,019mm olarak tespit edilir.

Millerde oluşan gerilmeler ve yer değişimler makul seviyelerdedir. Fakat oluşan yeni moment değerlerinin tüm sistemi etkileyeceği açıktır. Bundan dolayı dişli çiftlerinin de hesapları yapılmalıdır.

4.5.4. Dişli çarkların kontrolü

Dişli çarkların kontrolünde iki ana faktör vardır. Biricisi geometrik olarak yeterliliğini görebilmek için modül hesabı, diğeri ise mukavemet yönünden dişli yüzey basıncının hesabıdır. Dişli kutusu 1.kademede iken iki farklı dişli çiftini ayrı ayrı incelenmesi gerekir. Bunlardan birincisi hareketin tahrik dişlisinden grup miline aktarılması, diğeri ise grup milinden mahrutu miline aktarılmasıdır.

4.5.4.1. Tahrik dişli grubu

Bu dişli grubunda kullanabilecek tek değer motorun sağladığı maksimum moment değeridir. Bu değer

$M_b = 71994,6Nmm$ dir.

Modül hesaplanabilmesi için [13]

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_b K_0}{z_1^2 \psi_d \sigma_{em}} K_f K_v}$$

K_0 : Çalışma faktörü, sayfa:83 [13]

K_f : Form faktörü, sayfa:82, şekil 22.57 [13]

K_v : Dinamik veya hız faktörü, sayfa:80 [13]

ψ_d : Genişlik faktörü, sayfa:81 [13]

Gerekli olan sabitler, geometri katsayıları ve emniyet gerilmesi

$$z_1 = 18$$

$$K_0 = 1,5$$

$$\sigma_{em} = 440 \text{ MPa}$$

$$K_f = 3,0$$

$$\psi_d = 0,8$$

$$K_v = 1$$

Değerler yerine yerleştirilip hesap yapıldığında.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 7199 \times 1,5}{18^2 \times 0,8 \times 44}} \times 3,0 = 1,77 \text{ bulunur.}$$

Kullanılan dişlerdeki modül 2,5 olduğundan 1,77 çıkan modül değeri güvenlidir

Yüzey basıncının hesaplanması için [13]

$$P_H = K_E K_\alpha K_i \sqrt{\frac{2M_b K_0}{b d_{01}^2} K_v}$$

K_E : Elastiklik faktörü, sayfa 95 [13]

K_α : Yuvarlanma faktörü, sayfa 95 [13]

K_i : Dinamik veya hız faktörü, sayfa 96 [13]

Gerekli olan sabitler, geometri katsayıları

$$K_E = 85,7 \sqrt{daN/mm^2}$$

$$K_\alpha = 1,76$$

$$K_i = \sqrt{\frac{i+1}{i}} = 1,13$$

Değerler yerine yerleştirilip hesap yapıldığında.

$$P_H = 85,7 \times 1,76 \times 1,13 \sqrt{\frac{2 \times 7199 \times 1,5}{30 \times 45^2}} = 908,9 \text{ MPa bulunur.}$$

4.5.4.1. Kademe dişli grubu

Bu dişli grubunda kullanabilecek değer tahrik kademesinden grup miline aktarılan momenttir. Bu değer

$$M_{b2} = M_b \times \frac{62}{18} (\text{çevrim oranı}) = 247965 \text{ Nmm} \text{ dir.}$$

Modül hesaplanabilmesi için [13]

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_{b2} K_0}{z_2^2 \psi_d \sigma_{em}} K_f K_v}$$

Gerekli olan sabitler, geometri katsayıları ve emniyet gerilmesi

$$\begin{aligned} z_1 &= 22 & K_0 &= 1,5 \\ \sigma_{em} &= 440 \text{ MPa} & K_f &= 3,0 \\ \psi_d &= 0,8 & K_v &= 1 \end{aligned}$$

Değerler yerine yerleştirilip hesap yapıldığında.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 24796 \times 1,5}{22^2 \times 0,8 \times 44}} 3,0 = 2,34 \text{ bulunur.}$$

Kullanılan dişlilerdeki modül 2,5 olduğundan 2,34 çıkan modül değeri güvenlidir

Yüzey basıncının hesaplanması için

$$P_H = K_B K_\alpha K_i \sqrt{\frac{2M_{b2} K_0}{b d_{02}^2} K_v}$$

Gerekli olan sabitler, geometri katsayıları

$$K_B = 85,7 \sqrt{daN/mm^2}$$

$$K_\alpha = 1,76$$

$$K_i = \sqrt{\frac{i+1}{i}} = 1,17$$

Değerler yerine yerleştirilip hesap yapıldığında.

$$P_H = 85,7 \times 1,76 \times 1,13 \sqrt{\frac{2 \times 24796 \times 1,5}{20 \times 45^2}} = 2309,91 \text{ MPa} \text{ bulunur.}$$

4.5.5. Sonuçların incelenmesi

Sonuçlara bakıldığında sistemde kullanılan dişlilerin modüllerinin değiştirilmesine gerek yoktur. Kullanılan malzemenin mukavemet sınırları tablo 4.19'da görüldüğü gibidir. Buna göre millerin gerilme değerlerine bakıldığında da bir sorun olmadığı görülmektedir. Fakat dişli yüzey basınçlarına göre yapılan hesaplar sonucunda dişlilerin ortaya çıkan momenti iletmeye mümkün gözükmemektedir.

Tablo 4.19. Mil ve dişli çarklarının imalatında kullanılan 16MnCr5 için mukavemet değerleri

	Değer [MPa]
Kopma mukavemeti	800-1100
Emniyet mukavemeti	440
Emniyetli yüzey basıncı	1630

BÖLÜM 5. SONUÇLAR

Yapılan çalışmada halen üretilmekte olan Başak 17 Bahçe traktörünün şanzıman mekanizması ele alınmış, bilgisayar ortamında modellenmiş ve sistemin normal çalışma şartları altındaki dinamik ve statik zorlanmalar bilgisayar ortamında simüle edilerek sistemin bu şartlar altındaki durumu incelenmiştir. Bu çalışmada yapılan diğer bir inceleme ise sistemdeki ana geometrisindeki değişikliklerin sisteme olan etkisidir. Ayrıca kullanılan düz dişli takımları yerine helisel dişli takımları alternatif olarak incelenmiş, daha sessiz bir çalışma sağlamanın yanında yataklara getirdiği ilave yükler ve mil yataklarında değişiklik gerektirmesi bir dezavantaj olarak karşımıza çıkmıştır. Ayrıca dişli kutusunun mevcut olan 17 HP'lik motor yerine beygir gücü 24 HP olan bir motor ile beraber kullanılma durumu için yapılan analizler, dişli kutusunun bu seviyede güç üreten bir motor ile kullanılmasının mümkün olmadığını ortaya koymuştur.

Bu çalışmada; bilgisayar modelinde ve çalışma şartlarının simüle edilmesinde yapılan değişikliklerin çok hızlı bir şekilde modele yansıtılabilmesi ve sonuçlara kısa sürede ulaşabilme imkanı sunduğundan dolayı CAD/CAM/CAE yazılımlarının, hem mevcut bir sistemin incelenmesinde hem de yeni bir sistemin geliştirilmesinde tasarımdan imalata, hatta çalışma simülasyonlarına kadar kullanılmasının sağladığı esneklik, hız ve kesinlik ortaya konulmaya çalışılmıştır. Sonuçlara kısa süre içerisinde ulaşabilme imkanı, sistemin maksimum verim elde edilecek şekilde optimizasyonu, araştırma geliştirme prosesini hızlandıracak ve üretim prosesinin çok daha verimli olarak çalışmasını sağlayacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] ABA E. "Tek Dingilli bir bahçe traktörü için vites kutusu projelendirilmesi", Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Haziran 1984
- [2] Prof. Dr. Yaşar ÖZDEMİR "TRAKTÖRLER" (İTÜ Makine Fakültesi)
- [3] Söhne, Ackerschlepper 1972-ATZ, 74 Jahrgang N:10.
- [4]UÇAR V., "Tek Dingilli Bir Bahçe Traktörü İçin Diferansiyel Projelendirilmesi", Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Haziran 1984
- [5] Türkiye Ziraî Donatım A.Ş. Araştırma Geliştirme Departmanı
- [6] BARGER E.L.,LİLJEDAHL J.B., CARLETON W.M., McKIBBEN E.G, Çeviren KURTAY T., "Traktörler ve Güç Kaynakları", Cilt 2, İTÜ Sakarya Müh. Fak. Matbaası, Mart 1987
- [7] BEKKER M.G., "Theory of Land Locomotion", The University of Michigan Press, Ann Arbor, Mich., 1956
- [8] VANDEN BERG G.E., GILL W.R., "Evaluating and Improving Performance of Traction Devices" Paper presented 1st., Int. Conf. On the mechanics of Soil Vehicle Systems, Turin, İtalya, Haziran 1961
- [9] BEKKER M.G., "Off-The-Road Locomotion", The University of Michigan Press, Ann Arbor, Mich., 1960

[10] BEKKER M.G., "A proposed system of a physical and geometrical terrain values for the determination of vehicle performance and soil trafficability", Vehicle mobility symposium, Stevens Institute of Technology, 18-20 Nisan 1955

[11] "Pro MECHANICA- Using Motion with Pro/ ENGINEER Release 21.0"
Parametric Technology Corporation

[12] STRONG J.V., BUCHELE W.F., "Effect of soil parameters on strenght of tillable soils ", ASAE paper no.62-132, Haziran 1962

[13] Prof.Dr.Mustafa AKKURT, "MAKİNA ELEMENLARI", Cilt2



ÖZGEÇMİŞ

19 Aralık 1977'de İzmit'te doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini İzmit'te tamamladı. 1994'te Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümüne girdi. 1998 yılında aynı bölümden mezun oldu. Halen Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaktadır.

