



**TOPRAK İŞLEME MAKİNELERİNDEKİ
ŞANZİMAN SİSTEMİ İÇİN BİR TEST DÜZENİĞİNİN
TASARIMI VE İMALATI
YÜKSEK LİSANS TEZİ**

Latif Mutlu ŞAHAN

DANIŞMAN

Prof. Dr. Kubilay ASLANTAŞ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Haziran, 2016

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**TOPRAK İŞLEME MAKİNELERİNDEKİ
ŞANZİMAN SİSTEMİ İÇİN BİR TEST
DÜZENİĞİNİN TASARIMI VE İMALATI**

Latif Mutlu ŞAHAN

DANIŞMAN

Prof. Dr. Kubilay ASLANTAŞ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Haziran 2016

TEZ ONAY SAYFASI

Latif Mutlu ŞAHAN tarafından hazırlanan “**Toprak İşleme Makinalarındaki Şanzıman Sistemi için Bir Test Düzenekinin Tasarımı ve İmalatı**” adlı tez çalışması lisansüstü eğitim ve öğretim yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca 15/06/2016 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği **Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : (Prof. Dr. Kubilay ASLANTAŞ)

Başkan : Prof. Dr. İsmail BÖĞREKÇİ
Adnan Menderes Üniversitesi. Mühendislik Fakültesi,

Üye : Prof. Dr. Kubilay ASLANTAŞ
A.K.Ü. Teknoloji Fakültesi,

Üye : Doç. Dr. Abdurrahman KARABULUT
A.K.Ü. Teknoloji Fakültesi,

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun

...../...../..... tarih ve

..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

.....

Prof. Dr. Hüseyin ENGİNAR

Enstitü Müdürü

BİLİMSEL ETİK BİLDİRİM SAYFASI
Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- Atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- Ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

15/06/2016

Latif Mutlu ŞAHAN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

TOPRAK İŞLEME MAKİNELERİNDEKİ ŞANZIMAN SİSTEMİ İÇİN BİR TEST DÜZENİĞİNİN TASARIMI VE İMALATI

Latif Mutlu ŞAHAN

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Kubilay ASLANTAŞ

Bu çalışmada toprak işleme makinalarında kullanılan şanzıman sistemlerinin test edilmesine imkân tanıyacak bir deney düzeneğinin tasarlanmasını içermektedir. Şanzımanın dinamik kuvvetle karşı karşıya kalmasından dolayı rulman dağılması, gövde çatlağı, dişli kırılmaları ve yağ kaçaqları meydana gelmektedir. Test cihazı ile üretilen şanzımanın test edilmesi ile yük altında şanzımanın kullanımı izlenmektedir. Bu sayede dişlinin reaksiyonu, kullanılan rulmanların dayanımı, gövdedeki çatlama gibi problemler izlenerek problemlerin giderilmesine yönelik çalışmalar için şanzıman test cihazı tasarım ve imalatı yapılmıştır.

Tarım Makinalarında kullanılan şanzımanların zorlu ortamda çalışmaları, sürekli dinamik yük altında olmaları sebebiyle üretimi yapılan şanzımanların testi bir o kadar önem arz etmektedir. Özellikle ithal şanzımanların Türkiye şartlarında daha çok ilgi görmesi ve arıza çıkarmadan yıllarca çalışması yerli üreticiler için bu testlerin önemini bir kat daha artırmaktadır. Test cihazında yurt dışı imalatlı ithal şanzıman ile yerli imalat yerli şanzıman kullanılarak Devir- Zaman, Tork- Zaman, Basınç-Zaman, Sıcaklık-Zaman, Motor Gücü-Zaman, Şanzıman Çıkış Gücü-Zaman, Şanzıman Verim-Zaman değişimleri karşılaştırılmıştır.

2016, x + 88 sayfa

Anahtar Kelimeler: Toprak işleme makinaları, Şanzıman test cihazı, tasarım ve imalat, toprak freze, test düzeneği.

ABSTRACT
M.Sc. Thesis

DESING AND MANUFACTURING OF A TEST APPARATUS FOR
TRANSMISSION SYSTEM IN TILLAGE MACHINES

Latif Mutlu ŞAHAN

Afyon Kocatepe University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Kubilay ASLANTAŞ

This study contains the design and manufacturing of a testing system which will enable to test the gear boxes used in soil tillage machinery. The heavy dynamic working conditions of gear boxes in the field can result total dissolution of bearings, body tear, gear cracks and oil seepage. The testing system will provide field conditions under exact stresses of gear box. By this the reaction of gears, the resistance of bearings, the problems on the body tear can be monitored and precautons can be taken.

Because of the heavy dynamic conditions of gear boxes used in Agricultural Machineries, the testing procedure of gear boxes becomes critical. Especially the quality of imported gear boxes and their long life usage makes the testing of domestic gear boxes highly important. The manufactured testing systems was used with one domestic and one imported gear box. The parameters were rotation-time, torque-time, pressure-time, heat-time, engine power-time, gear box output power-time and gear box efficiency-time. Results coming from the parameters had close correlation.

2016, x + 88 pages

Keywords: Tillage Machines, transmission test apparatus, design and manufacturing, rotovators, rototillers, tester.

TEŞEKKÜR

Araştırmanın konusu, deneysel çalışmaların yönlendirilmesi, sonuçların değerlendirilmesi ve yazımı aşamasında yapmış olduğu büyük katkılarından dolayı tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Kubilay ASLANTAŞ'a, araştırma ve yazım süresince yardımlarını esirgemeyen çok değerli arkadaşım Sayın Dr. Mehmet EVRENOSOĞLU'na, yüksek lisans eğitimi ve tez çalışmalarını yürütebilmem için her konuda destek veren HİSARLAR MAKİNA firması üst yönetimine ve çalışma arkadaşlarıma, test cihazının yapılması ve sonrasında test çalışmalarına verdikleri destek için Dİ-SAN DİŞLİ firması adına Sayın Mehmet Yılmaz HORASAN ve Sayın Oktay HORASAN'a, her konuda öneri ve eleştirileriyle yardımlarını gördüğüm hocalarıma ve arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Hayatım boyunca maddi ve manevi desteklerini hep yanımda hissettiğim aileme, ayrıca çalışma sürecim boyunca değerli eşime destek ve anlayışından dolayı teşekkür ederim.

Latif Mutlu ŞAHAN
ESKİŞEHİR, 2016

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR TARAMASI	3
2.1 Tarım Sektöründe Makine Kullanımı ve Önemi	3
2.2 Tarımsal Mekanizasyon	3
2.3 Toprak İşlemenin Amacı	4
2.4 Tarım Alet ve Makinaları.....	6
2.5 Toprak Frezelerinin Yapısı ve Genel Özellikleri.....	7
2.5.1 Toprak Frezesinin Çeşitleri.....	9
2.5.1.1 Rotovatorler.....	9
2.5.1.2 Rototiller	9
2.5.1.3 Dik Bıçaklı Toprak İşleme Makinaları (Dik Rotovator)	10
2.5.2 Toprak Frezelerinin Güç Aktarım Organları	11
2.5.2.1 Mafsallı Mil (Şaft).....	12
2.5.2.2 Şanzıman.....	12
2.5.2.3 Yan Aktarma Dişli Kutusu.....	14
2.5.2.4 Bıçak Bağlantı Ünitesi	15
2.6 Toprak İşleme Makinalarının Performansı	18
2.6.1 Rotovatorün Topraktaki Performansı.....	18
2.6.2 Rotovator Bıçaklarının Temel Teorisi.....	23
2.6.2.1 Rotovator Bıçaklarının Tip ve Karakteristikleri	23
2.6.2.2 Rotovator Bıçaklarının Kinematığı	25
2.6.2.3 Bıçakların Topraktaki Kesme Prosesi	26
2.6.2.4 Rotovatorü Etkileyen Dış Kuvvetler	27
2.6.2.5 Tork Direnci Karakteristiğı	28
3. MATERYAL ve METOT	29

3.1	Traktör Kuyruk Mili Tork Ölçümü Sistemi.....	29
3.2	Data Logger	30
3.3	Penetrometre Cihazı	30
3.4	Toprak Örnekleme Seti	31
3.5	Elek Seti.....	32
3.6	Kurutma Fırını	32
3.7	Kullanılan Diğer Cihazlar	33
3.8	Araştırmada Kullanılan Ekipmanlar	33
3.9	Araştırmada Kullanılan Tarım Makinaları	34
3.9.1	Traktör	34
3.9.2	Toprak İşleme Makinaları (Rotovator).....	34
3.10	Testlerin Yapılması	36
3.11	Tasarımı ve İmalatı Yapılan Şanzıman Test Cihazı	40
3.12	Şanzıman Test Cihazının Çalışma Prensipleri.....	42
3.13	Şanzıman Test Cihazında Kullanılan Donanımlar	45
3.13.1	Elektrik Motoru	45
3.13.2	Planet Redüktör Dişli Sistemi	46
3.13.3	Testi Yapılan Şanzıman	52
3.13.4	Hidrolik Sistem	55
3.13.5	Şanzıman Test Cihazı Elektrik Kontrol Ünitesi.....	56
3.13.6	Yük Hücresi (Loadcell)	57
3.13.7	Şanzıman Test Cihazı Bilgisayar Programı	58
3.13.7.1	Şanzıman Test Cihazı Programının Kurulması	58
3.13.7.2	Programın Kullanılması.....	60
4.	SONUÇLAR ve TARTIŞMA.....	64
4.1	Tarla Testlerinin Sonuçları	64
4.1.1	Toprak Nemi ve Volümetrik Hacim Ağırlığına Etkileri	64
4.1.2	Toprak Batma Direncine Etkileri	65
4.1.3	Toprak Parçalama Etkinliğine Etkileri	66
4.1.4	Makinaların Kuyruk Mili Güç İhtiyaçları.....	67
4.1.5	Makinaların Tespit edilen Tork Değerleri	69
4.2	Şanzıman Test Cihazı Test Sonuçları	72
5.	KAYNAKLAR.....	84
	ÖZGEÇMİŞ	88

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

D	İşleme Derinliği
V	İlerleme Hızı
V _n	Çevresel Hız
V _t	Öteleme Hızı
Z	Dişli Diş sayısı
z	Bir plakadaki bıçak sayısı
T	Tork
W	Rotor Hızı

Kısaltmalar

Cm	Santimetre
Cr	Krom
d/d	Devir/dakika
Dm ³	Desimetreküp
HFV1 T1	H Tipi Freze Hız 1 Tekerrür 1
HFV1 T2	H Tipi Freze Hız 1 Tekerrür 2
HFV2 T1	H Tipi Freze Hız 2 Tekerrür 1
HFV2 T2	H Tipi Freze Hız 2 Tekerrür 2
HP	Horse Power (Beygir gücü)
Hz	Hertz
KPa	Kilopascal
KW	Kilowatt
Kg	Kilogram
lt	Litre
M	Metre
m/s	Metre/saniye
MPa	Megapascal
Mn	Mangan
Mo	Molibden
Ni	Nikel
Nm	Newtonmetre
PTO	Power Take-Off
RSD-c	Rockwell Sertlik Değeri-C
SAE	Society of Automotive Engineers
TFV1 T1	T Tipi Freze Hız 1 Tekerrür 1
TFV1 T2	T Tipi Freze Hız 1 Tekerrür 2
TFV2 T1	T Tipi Freze Hız 2 Tekerrür 1
TFV2 T2	T Tipi Freze Hız 2 Tekerrür 2
Tur/s	Tur/saniye
W	Watt

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1 Toprak Frezesi (Rotovator).	8
Şekil 2.2 Rototiller.	10
Şekil 2.3 Dik Bıçaklı Toprak İşleme Makinaları (Dik Rotovator).	11
Şekil 2.4 Rotovator güç aktarım şeması.	11
Şekil 2.5 Mafsallı mil – Şaft.....	12
Şekil 2.6 Toprak frezesi şanzıman sistemi.	13
Şekil 2.7 Şanzıman Kutusu.....	13
Şekil 2.8 Yan Aktarma Dişlileri.....	14
Şekil 2.9 Yan dişli montajlı resmi.....	15
Şekil 2.10 Bıçak bağlantı ünitesi.	16
Şekil 2.11 Freze bıçağının hareket yörüngesi.	17
Şekil 2.12 Güç (C bıçak) ve Hız (L bıçak) bıçakları.....	20
Şekil 2.13 Dört farklı şekildeki rotor bıçağının şematik gösterimi.	22
Şekil 2.14 Rotor mili üzerindeki bıçak dizilimi.	23
Şekil 2.15 Avrupa L tipi ve Japon C tipi bıçak.	24
Şekil 2.16 Avrupa L-şekilli bıçak gösterimi tasarım parametreleri.....	24
Şekil 2.17 (a) Rotor bıçağının hareketi ve şekli (b) Japon C bıçak 3 bölgesi.	25
Şekil 2.18 Kesici bıçak yörüngesini gösteren şematik diyagram.	26
Şekil 2.19 Bıçağın toprağı kesmesi esnasındaki durumun şematik gösterimi.....	26
Şekil 2.20 Dönen bıçaktaki reaksiyon kuvvet bileşenlerine ait diyagram	27
Şekil 2.21 Bir eğri modeli ve döner mile göre hareket eden toplam tork dayanımı.....	28
Şekil 3.1 Torkmetre.	29
Şekil 3.2 Data logger ve elektronik ölçüm seti.	30
Şekil 3.3 Penetrometre cihazı.	31
Şekil 3.4 Eijkelkamp marka bozulmamış toprak örnekleme seti.	31
Şekil 3.5. Araştırmada kullanılan eleme cihazı.....	32
Şekil 3.6 Araştırmada kullanılan kurutma fırını.....	33
Şekil 3.7 Rotovatorların testi için kullanılan traktör.	34

Şekil 3.8	Rotovator H.	35
Şekil 3.9	Rotovator T.	35
Şekil 3.10	Toprağın Nemi ve Hacim ağırlığı için kullanılan costat programı.	37
Şekil 3.11	Tarlada makinaların denenmesi.	37
Şekil 3.12	Torkmetre traktör bağlantısı görünümü.....	38
Şekil 3.13	Toprak işleme derinliğinin ölçümü.	39
Şekil 3.14	Toprak örneklerinin alınması.	39
Şekil 3.15	Şanzıman Test Cihazı Şematik Görünüşü.....	41
Şekil 3.16	Şanzıman test cihazı çalışma prensibi.....	43
Şekil 3.17	Planet dişli sistemine bağlı Hidrolik Pompa ve kısma valfi.	44
Şekil 3.18	Test cihazında kullanılan elektrik motoru.....	45
Şekil 3.19	Planet dişli sisteminde devir artış ve azalış durumları.....	46
Şekil 3.20	Planet Redüktör Dişli Sistemi.....	47
Şekil 3.21	2. Planet dişli sistemi kuvvet ölçümü.....	48
Şekil 3.22	Fanlı radyatör soğutma sistemi.	51
Şekil 3.23	Planet dişli sistemi soğutmasına ait hidrolik devre şeması.	52
Şekil 3.24	Testi yapılan şanzımana ait kesit resim gösterimi.	53
Şekil 3.25	Şanzıman ölçülerine ait teknik resim.....	54
Şekil 3.26	Şanzımana ait vites çevrim ve devir oranları.	55
Şekil 3.27	Hidrolik frenleme devre şeması.....	56
Şekil 3.28	İNVT marka Goodrive300 inverter.....	57
Şekil 3.29	Esit marka SSB 5T Model loadcell.	58
Şekil 3.30	Program Kurulumu 1.....	58
Şekil 3.31	Program Kurulumu 2.....	59
Şekil 3.32	Program Kurulumu 3.....	59
Şekil 3.33	Program Kurulumu 4.....	60
Şekil 3.34	Program Çalışma Ekranı.	61
Şekil 3.35	Şanzıman test cihazı veri giriş ekranı.	61
Şekil 3.36	Test cihazı çalıştırma ve durdurma butonu.	62
Şekil 3.37	Kaydedilmiş bir grafik örneği.	63

Şekil 4.1 4,4 km/h'de makinaların toprağa batma dirençleri.	65
Şekil 4.2 6,1 km/h'de makinaların toprağa batma dirençleri.....	66
Şekil 4.3 4,4 km/h 'de Toprak Parçalama Oranları.....	67
Şekil 4.4 6,1 km/h 'de Toprak Parçalama Oranları.....	67
Şekil 4.5 Ortalama Kuyruk Mili Güç İhtiyacı.	68
Şekil 4.6 Kuyruk Mili Güç ihtiyacı Karşılaştırma.	69
Şekil 4.7 H tipi Rotovator Hız-1 Tork ve Kuyruk mili devri.	70
Şekil 4.8 T tipi Rotovator Hız-1 Tork ve Kuyruk mili devri.	70
Şekil 4.9 H tipi Rotovator Hız-2 Tork ve Kuyruk mili devri.	71
Şekil 4.10 T tipi Rotovator Hız-2 Tork ve Kuyruk mili devri.	72
Şekil 4.11 Şanzıman Test Cihazı.....	73
Şekil 4.12 Şanzıman Test Cihazı Devir-Zaman Grafiği deney sonucu.....	76
Şekil 4.13 Şanzıman Test Cihazı Basınç-Zaman Grafiği deney sonucu.	76
Şekil 4.14 Şanzıman Test Cihazı Tork-Zaman Grafiği deney sonucu.	77
Şekil 4.15 Şanzıman Test Cihazı Sıcaklık-Zaman Grafiği deney sonucu.	77
Şekil 4.16 Şanzıman Test Cihazı Şanzıman Verimi-Zaman Grafiği deney sonucu.	78
Şekil 4.17 Test Öncesi Pinyon dişli görüntüsü.....	79
Şekil 4.18 Test Sonrası Pinyon dişli görüntüsü.....	79
Şekil 4.19 Test öncesi Vites dişlisi görüntüsü.....	80
Şekil 4.20 Test sonrası Vites dişlisi görüntüsü.....	80
Şekil 4.21 Test öncesi Ayna dişlisi görüntüsü.....	81
Şekil 4.22 Test sonrası Ayna dişlisi görüntüsü.....	81

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1 Toprak işleme tekniği yönünden toprak grupları ve bazı özellikleri.	6
Çizelge 2.2 Toprak frezesinde kullanılan bıçak tipleri ve etkileri.	16
Çizelge 3.1 Torkmetre teknik özellikleri.	30
Çizelge 3.2 Data logger teknik özellikleri.	30
Çizelge 3.3 Kurutma fırınına ait teknik özellikler.	32
Çizelge 3.4 Bilgisayar teknik özellikleri.	33
Çizelge 3.5 Wireless Modem Özellikleri.	33
Çizelge 3.6 Toprak işleme makinalarına ait teknik özellikler.	36
Çizelge 3.7 Şanzıman Test Cihazı Parça Listesi.	42
Çizelge 3.8 Şanzıman parça ve malzeme listesi.	54
Çizelge 4.1 Toprak İşleme Öncesi Nem ve Hacim Ağırlığı Değerleri	64
Çizelge 4.2 Toprak İşleme Sonrası Hızlara göre Nem ve Hacim Ağırlığı Değerleri.	64
Çizelge 4.3 Toprağı Parçalama Etkinlikleri (% Parçalanma Oranları).	66
Çizelge 4.4 Makinaların PTO Devir ve Güç Tüketimi.	68
Çizelge 4.5 Şanzıman Test Cihazı Yerli marka şanzıman sonuç tablosu.	74
Çizelge 4.6 Şanzıman Test Cihazı İthal marka şanzıman sonuç tablosu.	75

1. GİRİŞ

Doğada yaşayan insan topluluklarına gıda, korunma ve giyim için gerekli ham maddeleri sağlayan bir sanayi olarak tanımlanan tarıma makinaların girmesi, köklü bir takım değişimlere neden olmaktadır. Makine, işleri kolaylaştırdığı gibi, süre bakımından da önemli kazançlar sağlamaktadır. Tarla tarımında başarılı olabilmek için ise ilk önce ekime uygun, tavında, iyi bir tohum yatağı hazırlamak gerekmektedir. İyi tohum yatağı hazırlığı da toprak bünyesine uygun tarım alet ve makinaları kullanarak zamanında, tekniğine uygun bilinçli bir toprak işleme ile mümkündür. Toprak işleme yöntemleri, toprak tipine, toprak işleme zamanına, ekim nöbetine, ekilen bitkinin cinsine, iklim şartlarına ve eldeki mekanizasyon seviyesine göre değişmektedir. Tarım yapılan toprakları gerekli amaçlar doğrultusunda işlemek için farklı alet ve makinalar geliştirilmiştir. Bu kapsamda ikincil toprak işleme makinalarından olan Rotovatorde (toprak frezeleri) kullanılan şanzıman test düzeneği ile ilgili bir çalışma yapılmıştır.

Hâlihazırda Toprak işleme makinelerinde kullanılan şanzıman sisteminin ömür tayinini yapacak bir test düzeneğinin olmaması nedeniyle başlangıçta kullanım ömürleri tahminen bilinmektedir. Bu ömrü etkileyen temel faktörlerin başında kullanılan dişli malzemelerin türü ve üzerine uygulanan ısıl işlem yöntemi gelmektedir. Ayrıca kullanılan mil malzemesi, gövde malzemesi ve montaj teknikleri önemli olan diğer parametrelerdir.

Bu çalışmanın amacı üretilen bu şanzıman sistemlerinin test edilmesine imkân tanıyacak bir deney düzeneğinin tasarlanmasını içermektedir. Bu düzeneğin sayesinde toprak işleme makinelerinde kullanılan şanzımanlarda karşılaşılan problemlerin kaynağı ve nedenleri tespit edilmiş olacaktır.

Tohumun ekilebilmesi, bitkilerin yetişebilmesi ve toprağın uygun duruma getirilebilmesi için tarlada bir önceki üründen kalan bitki artıklarının toprağın altına gömülmesi veya toprağın yüzeyinde koruyucu olarak kalması gibi amaçlarla toprak işleme yöntemleri uygulanmaktadır. Toprak işleme makinelerinde şanzıman traktörden aldığı hareketi karter içerisinde bulunan dişliler vasıtasıyla toprağı işleyen rotor üzerindeki bıçaklara iletmektedir. Tarlada toprak yapısının değişkenlik göstermesi şanzımanın dinamik bir yük altında kalması nedeniyle bu makinelerde şanzımanın

önemli bir yeri vardır. Traktörden şaft aracılığıyla gelen tahrik ve toprağın zorlayıcı etkisi şanzımanı yük altında çalışmasına neden olmaktadır.

Bu makinelerde kullanılan şanzımanlar ise genellikle ithal olarak temin edilmektedir. Makinenin kalitesinin ortaya çıkartan iki önemli unsur, şanzıman ve bıçaktır. Her iki üründe yurt dışından ithal edilmektedir. Özellikle şanzımanın yurt dışından ithal edilmesinin sebebi piyasada yaşanan kalitesizlikler nedeniyle müşterinin ithal şanzıman talebinin olmasıdır. Şanzımanın dinamik kuvvetle karşı karşıya kalmasından dolayı rulman dağılması, gövde çatlağı, dişli kırılmaları ve yağ kaçaqları meydana gelmektedir. Bu problemler yerli üretilen şanzımanlarda çok sık yaşanması sebebiyle müşteri satın alacağı makinenin ithal şanzıman olmasını talep etmektedir. Bu sebeple üretici firmalar Toprak işleme makinelerinin şanzıman tedariklerini ithal etmeleri gerekmektedir.

Şanzımanın üretim sonrasında test edilmeden sadece görsel kontroller ve sahadan gelen geribildirimlerin referans alınması şanzımanın gelişimini ve ithal şanzıman rekabetini olumsuz etkilemektedir. Üretilecek olan test ekipmanı ile üretilen şanzımanın test edilmesi ile yük altında şanzımanın kullanımı izlenecektir. Bu sayede dişlinin reaksiyonu, kullanılan rulmanların dayanımı, gövdedeki çatlama gibi problemler izlenerek problemlerin giderilmesine yönelik çalışmalar sürekli izlenebilecektir.

Bu deney düzeneğinin Türkiye’de olmaması nedeniyle Türkiye’de üretilen şanzımanlar ancak tarla koşullarında test edilmekte olup yerli üretici firmalar üretim sonrası test şartlarında kontrol edememektedir. Bu sebeple yerli şanzımanların sektördeki gelişimi ancak müşteri şikâyetlerini referans alan bir yaklaşımla giderilebilmektedir.

Bu konuda akademik bir çalışmanın az olması sebebiyle üretilen test cihazının ve elde edilecek sonuçların ileride farklı çalışmaların temeli niteliğindedir. Yapılacak bu çalışma ile toprak şartlarında test edilen bir şanzıman test cihazı ile elde edilecek veriler ve bulgular kalitenin artırılması yönünde kullanılabilir. Şanzımanın tarla koşullarındaki devir ve tork değerleri referans alınarak sabit ya da değişken yük altında çalışmasını test cihazında testinin gerçekleştirilmesi ile veriler ve bulguları kalitenin artırılması yönünde kullanılabilir.

2. LİTERATÜR TARAMASI

2.1 Tarım Sektöründe Makine Kullanımı ve Önemi

Tarım, insanların yaşamlarını sürdürebilmeleri konusunda beslenme ve giyim gibi temel ihtiyaçları için gerekli hammaddeleri sağlayan bir sektördür. Artan nüfus miktarı tarımın geniş alanlarda yapılmasını, tarımsal üretimde kullanılan tohum, su, gübre, ilaç, makina girdilerinin etkin kullanımını gerektirmiştir. Tarımsal faaliyetler sürdürülürken doğal kaynakların dengeli kullanımı ve çevrenin korunması da mutlaka dikkate alınması gereken konulardır (Acar ve Öztürk 2011).

Tarımsal üretimde birim alandan yüksek verim elde edilmesi, iş ve yaşam koşullarının iyileştirilmesi başlıca amaç olmaktadır. Ancak, yoğun tarımsal faaliyetler sonucunda, özellikle gelişmekte olan ülkelerde, toprak erozyonu, tuzlanma, toprak sıkışması, kuraklık gibi önemli sorunlar ortaya çıkmaktadır. Tarımda makineleşme (tarımsal mekanizasyon) deyimiyle, tarımsal işlemlerin makine ve enerji kullanımıyla gerçekleştirilmesi anlaşılmaktadır. Bu yolla daha hızlı ve daha büyük kapasitede üretim mümkün olabilmektedir. Tarımda makine kullanımı, diğer tarım teknolojisi uygulamalarından farklı olarak, verim artışını doğrudan etkilemekle beraber, kırsal kesimde yeni üretim yöntemlerinin uygulanmasını sağlamaktadır (Çakır, 2005).

2.2 Tarımsal Mekanizasyon

Tarımsal Mekanizasyon; insanları ve biyolojik malzemeleri göz önünde tutarak bitkisel ve hayvansal üretimde kullanılan alet, makina sistem ve teknolojilerin; mekanik, elektronik ve ergonomik ilkelere göre en uygun tasarımları ve üretimleri gerçekleştiren; bu unsurların en uygun kullanımını sağlayan ve enerji gereksinimlerini saptayan; yenilenebilir enerji kaynaklarının tarımda kullanım olanaklarını geliştiren çok disiplinli bir bilim dalıdır (Acar ve Öztürk 2011).

Tarımsal Mekanizasyon, tarım alanlarını geliştirmek, her türlü tarımsal üretim yapmak ve tarımsal ürünlerin değerlendirilmesi işlemlerini yerine getirmek amacı ile kullanılan her türlü enerji kaynağı, mekanik araç ve gerecin tasarımı, yapını geliştirilmesi, dağılımını, pazarlaması, yayılımı, eğitimi, işletilmesi ve kullanılması ile ilgili konuları içermektedir (Kabaş, 2010).

Tarımsal Mekanizasyonun Faydaları (Kabaş, 2010)

1. Üretimde yeni teknoloji uygulamalarına imkân sağlamak.
2. Üretimi doğa koşullarına bağımlı olmaktan mümkün olduğunca kurtarmak ve daha nitelikli ürün elde etmek.
3. Üretim işlemlerini en uygun süre içerisinde tamamlayarak, gecikmeden doğan ürün kaybını önlemek.
4. Kırsal kesimde çalışma koşullarını daha rahat, çekici ve güvenli bir duruma getirmek ve tarım işçilerinin iş verimini yükseltmek.
5. Bir yandan tarımsal ürün artışı, diğer yandan tarım araçları sanayiindeki gelişmeler ile yeni iş alanlarının açılmasına imkân sağlamak.
6. İnsan ve hayvan gücü ile başarılabilen tarımsal işlemleri makine gücü ile başarmak ve yeni alanların tarıma açılmasını sağlamak.

2.3 Toprak İşlemenin Amacı

Toprak işlemenin amacı; toprak verimliliğini korumak, erozyonu azaltmak, toprak sıkışıklığını önlemek, topraktaki flora ve faunanın korunması ile çeşitliliğin korunmasını sağlamaktır (Önal, 1995; Aykas ve Önal, 1999).

Toprak işleme, tarımsal üretimde en önemli faaliyetler içerisinde yer almaktadır. Toprak işlemenin amacı; toprağı olabildiğı kadar toz haline getirmeden ufalamak, bitkisel toprak tabakasında ekmek kırıntısı kıvamında bir toprak strüktürü (fırda bünye) oluşturmak ve aynı zamanda yabancı otları yok etmektir. Toprak işleme ile toprağın kabarması, havalanması ve organik maddelerin çürümesi sağlanmaktadır. Böylece bitkilerin yetişmesi için gerekli olan fiziksel, kimyasal ve biyolojik olaylar için gerekli ortam sağlanmış olmaktadır (Çanakçı 2008).

Toprak işlemede toprak tipi, toprak işleme zamanı, ekim nöbeti, ekilen bitkinin cinsi ve iklim şartları temel unsurları oluşturur. Ancak, genel olarak toprak işlemenin amacı kültür bitkilerinin gelişmesi için gerekli su, hava, sıcaklık ve besin maddeleri gibi ana faktörlerin etkilerini artırmak ve bitkilerin isteklerine uygun olarak düzenlemektir. Meyilli alanlarda, kısa zamanda yoğun olarak gelen yağışlarda, yüzey toprağı yağış sularıyla birlikte sel halinde akıp gitmektedir. Bu durumda toprak işlemenin amacı,

yüzey akışını ve erozyonu kontrol etmek olmalıdır. Nadas alanlarında toprak işleminin amacı, yoğun yağışların olduğu dönemde toprak yüzeyini gevşeterek, toprağı sünger gibi yapıp, yağışların toprağın içine sızmasını sağlamak; ayrıca, toprak yüzeyini düzleyerek ve yabancı otları öldürerek, kurak aylarda toprak içindeki suyun buharlaşmasını engellemektir (Kabaş, 2016).

Toprak işlemede amaçlarına uygun olarak dört farklı yöntem uygulanmaktadır. Bunlar; (Çanakçı 2008)

1. Toprağın şeritler halinde kesilip devrilmesi (pulluklar)
2. Toprağın devrilmeden kabartılması (tırmıklar, kùltivatörler)
3. Toprağın karıştırılması (toprak frezeleri- rotovatörler)
4. Toprağın bastırılması (merdaneler)

Toprak işlemede en önemli konulardan birisi de toprağın kesilmesi esnasında Özgöl Toprak Direnci olarak bir direnç kuvveti ortaya çıkmaktadır (Çizelge 2.1) (Acar ve Öztürk, 2011). Bu direnç kuvveti; toprağın cinsine (kum, silt, kil oranlarına), özgöl ağırlıklarına, nem içeriğine, sürtünme özelliğine; işleme yapan aletin işleme derinliğine, genişliğine, ilerleme hızına, keskinliğine, yapısına, çeken makina ile bağlantı durumuna ve her üç düzlemdeki ayarlarına göre değişmektedir (Acar ve Öztürk, 2011).

Çizelge 2.1 Toprak işleme tekniği yönünden toprak grupları ve bazı özellikleri.

Toprak Grubu	Yapısı	Özgöl Ağırlığı (kp/dm ³)	Doğal Yığılma Açısı (°)	Özgöl Toprak Direnci (kp/dm ²)
Hafif topraklar	Kum Humuslu Kum Killi Kum Kireçli Kum	1,40-2,20	35	20-32
Hafif - orta topraklar	Humus Kumlu Humus Tınlı Humus Killi Humus	1,50-1,60	38	23-35
Orta ağır topraklar	Kireçli marn Kumlu marn Tınlı marn Killi marn	1,60-1,75	42	25-40
Orta ağır-ağır topraklar	Tin Kumlu tin Humuslu tin Kireçli tin	1,70-1,80	46	30-50
Ağır topraklar	Killi Humuslu killi Ağır tınlı Kireçli killi	1,85-2,30	50	35-100

2.4 Tarım Alet ve Makinaları

Makine sözcüğünün en genel tanımı, “herhangi bir enerji türünü başka bir enerjiye dönüştürmek veya belirli bir etki oluşturmak için birleştirilmiş aletler bütünü” şeklindedir. Bilindiği gibi makineler ikiye ayrılmaktadır. Termik makineler, yakıt enerjisini dönüştürerek hareket enerjisi oluşturur. Hareketle birlikte güç elde edilir. Yani gücü ve hareketi kendileri üretirler. Örneğin traktör, güç kaynağı olan bir termik makinedir ve bu tip makineler arasında en önemlisidir. Yardımcı makineler, güç kaynağından alınan hareket enerjisini diğer enerji türlerine dönüştürerek istenilen işlerin yapılması için kullanırlar. Tarım makineleri, adından da anlaşıldığı gibi zirai işlemede kullanılmak üzere imal edilirler. Birincil ve ikincil toprak işleme makineleri olmak üzere 2’ye ayrılırlar (Çakır 2005).

Birincil toprak işleme makineleri grubunu, anız bozmada, toprak yırtmada vb. işlemlerde kullanılan pulluklar, kültivatörler (kaz ayakları), dip kazanlar gibi makineler oluşturmaktadır. İkincil toprak işleme makineleri grubu ise, rototiller (freze), merdane,

mibzer, (ekim makinesi), çizer, fertilizer (gübre makinesi), pülverizatör (ilaçlama makinesi) gibi makinelerden oluşur. Bu makineler, traktörün arka bölümündeki, “üç nokta asma düzeni” denilen, bir üçgen şeklinde (üstte bir adet, altta iki adet askı aparatı) olan düzenek ile taşınır. Kimi makineler üç noktadan da bağlanır (pulluk gibi), kimisi serbest ilerleme bakımından sadece iki noktadan bağlanır (ekim makinesi gibi). Bu askı düzeneği dışında traktörün kuyruk milinden aldığı dönme hareketini, çeşitli hareketlere dönüştürerek (daireesel, düzlemsel, eliptik vs. hareket) işleyen makineler de vardır. Bu makineler arasında en çok kullanılanlar ise freze, ekim makinesi gibi makinelerdir. Tarım makineleri mühendisliği, işte bu makinelerin tasarımı, işlevi ve geliştirilmesi ile ilgili bir mühendislik branşıdır. Bu branşta hem termik (güç) hem de iş makineleri incelenir. Güç makinesi olan traktör; iş makinesi olarak freze, pulluk vb. hem güç hem de iş makinesi olarak biçerdöverler (kombine) sayılabilir (Çakır 2005).

2.5 Toprak Frezelerinin Yapısı ve Genel Özellikleri

Toprağa daha çok karıştırma ve parçalama şeklinde etki eden toprak frezeleri, Traktör kuyruk milinden hareket alır. Frezenin işleyici elemanı ilerleme yönüne Dik olarak yerleştirilmiş yatay bir mile bağlanmış bükük bıçaklardır. Arka tarafta bir sac kapak bulunan makina, tekerlekler ya da kızaklar üzerinde kayarak ilerler (Acar ve Öztürk, 2011).

Toprak frezeleri toprağın karıştırılmasında kullanılan ve aktif organları dönerek çalışan toprak işleme makinalarıdır. Toprak frezeleri için ayrıca rotovatör terimi de yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu makinaların toprağı karıştırma etkileri pulluklara oranla yedi kat daha fazladır (Şekil 2.1). Toprak frezesi dünyada özellikle gelişmiş ülkelerde, ekim makinası ile kombine edilmektedir. Bu durumda, hem tohum yatağı hazırlığı hem de ekim işlemini birlikte gerçekleştirilerek minimum toprak işleme ve azaltılmış taşıt trafiğı sağlanmaktadır (Çanakçı 2008).



Şekil 2.1 Toprak Frezesi (Rotovator).

Freze bıçakları traktör tekerlekleri yönünde dönme hareketi yaparak, toprağı dilimler halinde keser ve parçalar. Kesilen toprak dilimlerinin büyüklüğü; bıçağın sayısı ve çevre hızı ile traktör ilerleme hızına göre değişir. Kesilen toprak parçalarının büyüklüğü arkadaki kapak bıçaklara yaklaştırılıp uzaklaştırılarak ayarlanır. Bıçak tipine göre de parçalama ve karıştırma etkisi değişir. İyi parçalama ve karıştırma etkisi için dik açılı ve çapa tipinde bıçaklar, bahçe tarımında kökleri çıkarmak ve parçalama etkisini artırmak için yaylı bıçaklar geliştirilmiştir (Acar ve Öztürk, 2011).

Toprak frezelerinin görevleri (Anonim, 2006)

- Toprağı yüzeysel olarak kabartır, ufalar ve karıştırır.
- Tarla yüzeyindeki otları ve sapları keser, toprağı homojen bir şekilde karıştırır.
- Çiftlik gübresini düzgün olarak karıştırır.
- Pullukla işlenmeyen toprağı da işler ve ekime hazır hale getirir, özellikle bağ ve bahçe işlerinde çok kullanışlıdır.
- İkinci ürün için toprağın hazırlanmasını ve sapların toprağı karıştırılmasını sağlar.

2.5.1 Toprak Frezesinin Çeşitleri

- Rotovatörler
- Rototiller
- Dik Bıçaklı Toprak İşleme Makinaları (Dik Rotovatör)

2.5.1.1 Rotovatörler

Hareketini kuyruk milinden alan bir toprak frezesidir. Tarladaki organik maddelerin (sap, yeşil ot ve her türlü bitki artıklarının) parçalanmasını sağlayarak toprağa karıştırır. Toprağa karıştırılan anız ve organik maddeler toprağın yapısını iyileştirir. Aynı zamanda tarlada tohum yatağı hazırlamada kullanılır. Makine çalışırken arka kapak toprağı tesviye eder. Makinenin baş tarafındaki kızaklar sayesinde derinlik ayarı yapılır (Anonim, 2006) (Şekil 2.2).

2.5.1.2 Rototiller

Tohum yatağı hazırlamada kullanılan rototiller, tarla üzerinde bulunan sap, yeşil ot ve her türlü bitki artıkları gibi organik maddeleri parçalayarak toprağa karışmasını sağlar. Toprağa karıştırılan anız ve organik maddeler toprağın yapısını iyileştirir. Ön tarafa bağlanan 4 adet çizel ile patlatılan toprak; bıçaklarla işlendikten sonra arkada merdane ile sıkıştırılıp düzeltilerek ekime hazırlanır. Böylece pulluk, diskaro, tırmık, sürgü gibi ekipmanların işlevleri bir kerede yapılmış olur (Anonim, 2006) (Şekil 2.3).



Şekil 2.2 Rototiller.

2.5.1.3 Dik Bıçaklı Toprak İşleme Makinaları (Dik Rotovatör)

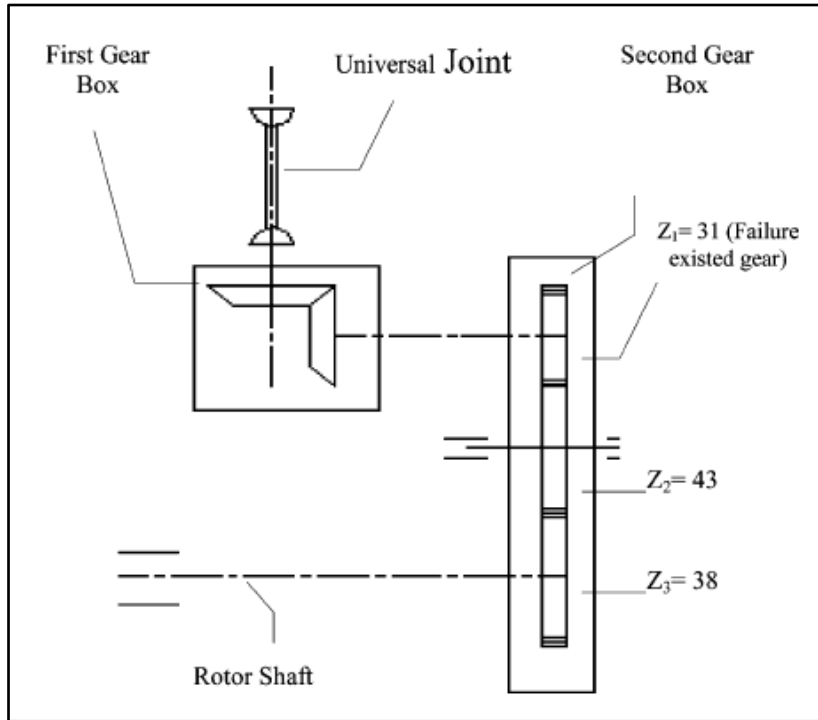
Dik bıçaklı toprak işleme makinesiyle toprak, yabancı otları yok etme, toprağı kabartmak ve iç yüzeyinin genişlemesini sağlamak amacıyla işlenir. Toprak granüle veya ekmek ufağı kıvamına getirilerek en iyi tohum yatağı hazırlanır. Böylece dik bıçaklı toprak işleme makinesiyle işlenen toprak yağmur ve kar sularını kolay geçirir. Nemi iyi tutar, havalanma durumu iyidir ve bitki köklerinin uzamasına fazla direnç göstermez. Toprak işleme diğer bir amaçta, toprağın su ve hava rejiminin düzenlenmesi olup, böylece toprakta su kapasitesi yükseldikçe diğer faktörler değişmediği takdirde hava düzeni bozulur. Bu nedenle toprağın hava ve su rejimleri bitkiler için en uygun bir denge haline getirilmelidir. Toprak işlemede ayrıca toprak üstünde bulunan bitki artıkları (anız), yabancı ot tohumları ve ahır gübresiyle yeşil gübreyi kolay çürüyecek şekilde kapatmak amaç eldir (Anonim, 2006) (Şekil 2.3).



Şekil 2.3 Dik Bıçaklı Toprak İşleme Makinaları (Dik Rotovator).

2.5.2 Toprak Frezelerinin Güç Aktarım Organları

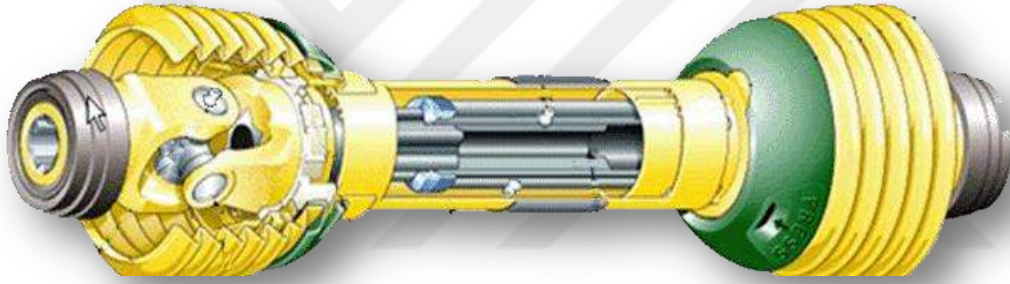
Toprak frezeleri 3 askı sistemi ile güç Traktör PTO'sundan tahrik edilerek şanzımana iletilir. Şanzımana gelen hareket 90° çevrilerek şanzıman boğazı tarafından yan aktarma dişli kutusuna iletilir. Yan dişli kutusundaki dişliler ile hareket rotor üzerinde bağlı olan bıçaklara iletilir. Şanzıman ve Traktör PTO arasında bağlı olan kavramalı şaft sistemi ise aşırı yüklenme esnasında güvenliği ve emniyeti sağlar. Hareket iletim sistemi Şekil 2.4'te gösterilmiştir (Akıncı ve ark., 2005).



Şekil 2.4 Rotovator güç aktarım şeması.

2.5.2.1 Mafsallı Mil (Şaft)

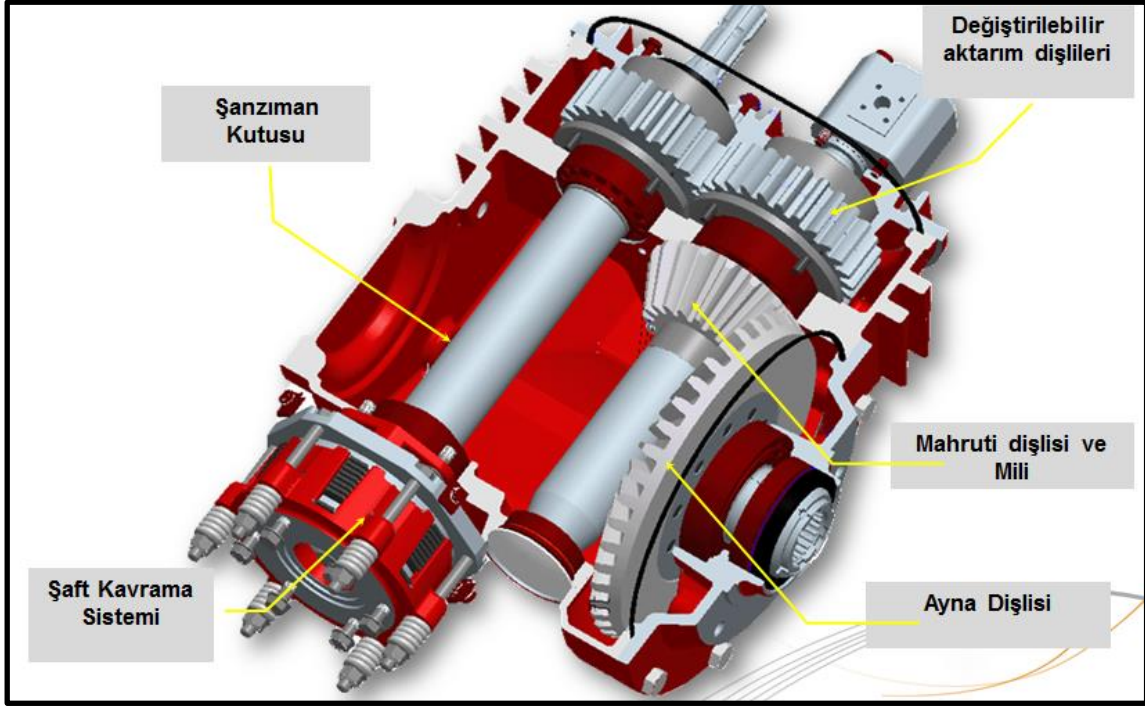
Traktör kuyruk milinden mafsallı mil (Şaft) aracılığıyla güç alan frezelerde mutlaka bir emniyet kavraması bulunmalıdır. Makina ile çalışma sırasında bıçaklar arasına taş sıkışması gibi olumsuz durumlarla karşılaşıldığında oluşacak aşırı yüklenmelerin hasara neden olmaması için bir emniyet sistemi (sürtünmeli kavrama) bulunmaktadır. Traktörden alınan hareketi sağlayan mafsallı şaftla emniyet sistemine bağlanmaktadır. Son dönemde üretilen makinalarda emniyet sistemli şaftların kullanımı artmıştır. Zorlanma anında kayma meydana gelmekte ve traktörden gelen hareket kesilmekte ve makinaya iletilmemektedir. Sürtünme nedeniyle ses çıkmakta, yanma ve koku meydana gelmektedir. Bu durumda operatör traktörün kuyruk milini hemen durdurmalıdır (Çanakçı 2008) (Şekil 2.5).



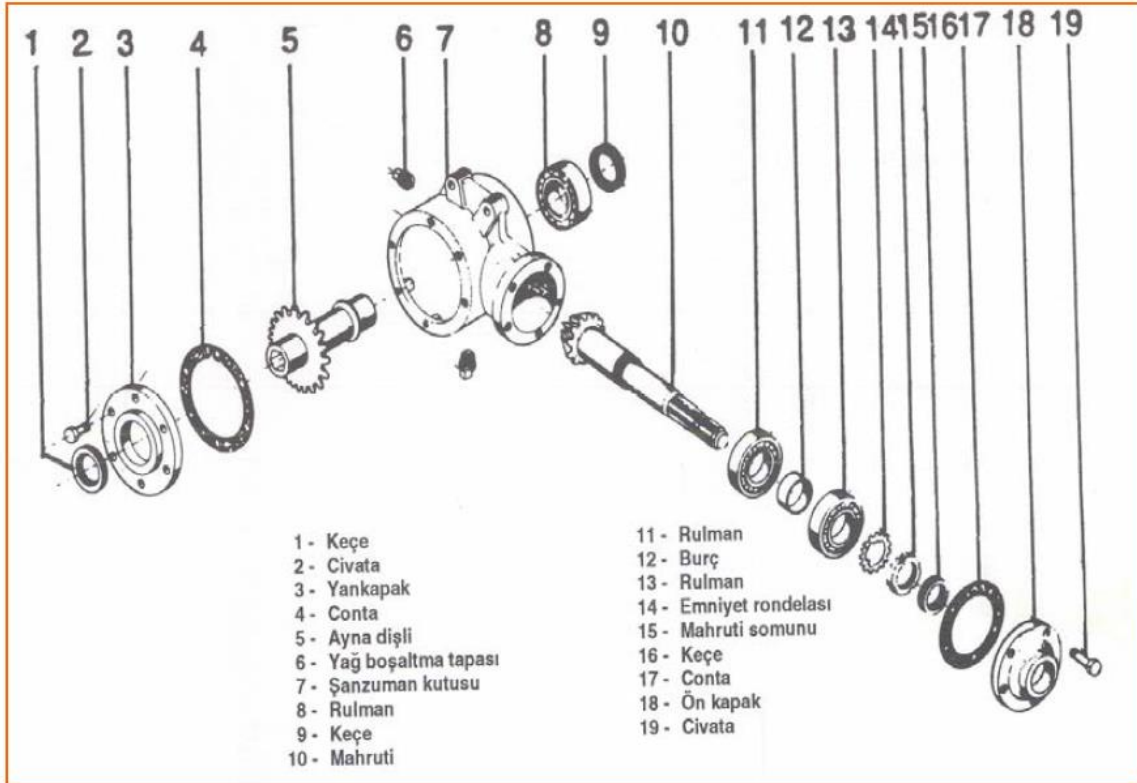
Şekil 2.5 Mafsallı mil – Şaft.

2.5.2.2 Şanzıman

Şanzıman, traktör gücünün etkisini en üst düzeyde tutmak için makinenin merkezine bağlanmıştır. Şanzıman traktöre bağlı olan şafttan aldığı hareketi 90° çevirerek rotovator yan aktarma dişlilerine iletir. Şanzıman kutusunda dört değişik dişli sayesinde istenilen devir hızını bıçaklara iletebilme seçeneğiyle toprağın daha kolay parçalanmasını sağlayan bir düzenektir. Şekil 2.6’te görüldüğü üzere toprağın yapısına, istenilen traktör ilerleme hızına bağlı olarak aktarım dişlilerinin değiştirilmesi suretiyle şanzımanın çevrim oranı değiştirilerek toprak frezesinin devri değiştirilebilmektedir. Şekil 2.7’de ise bir şanzımana ait patlatılmış resme yer verilmiştir.



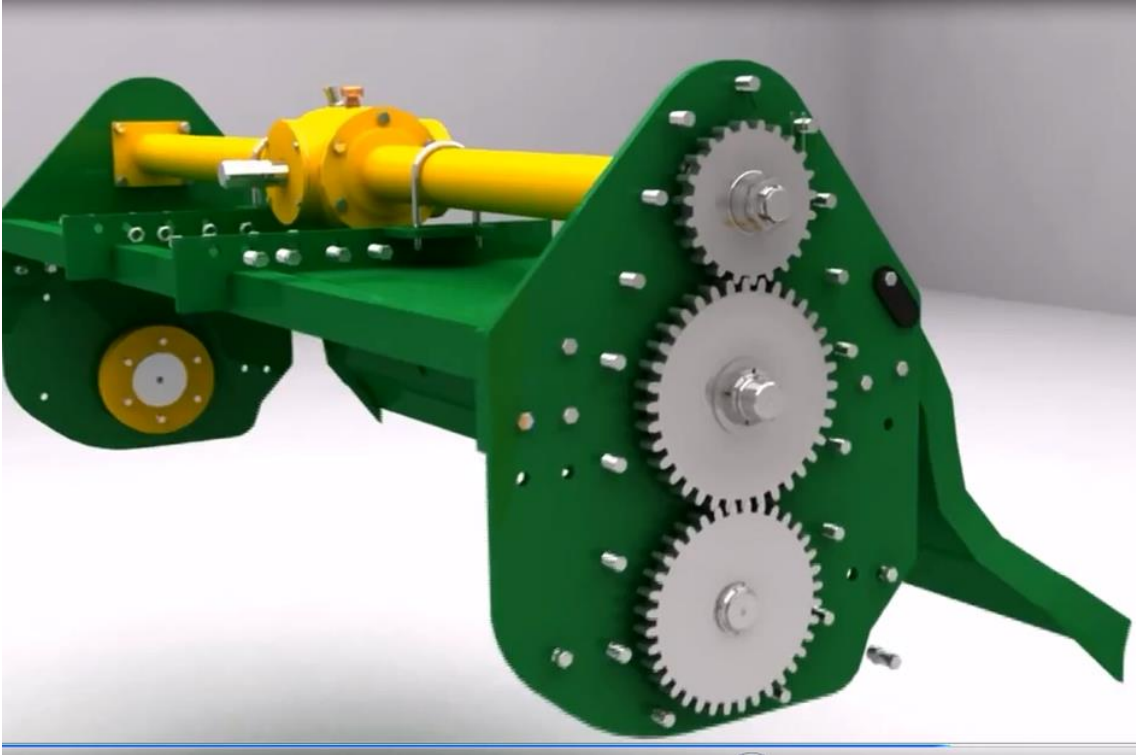
Şekil 2.6 Toprak frezesi şanzıman sistemi.



Şekil 2.7 Şanzıman Kutusu.

2.5.2.3 Yan Aktarma Dişli Kutusu

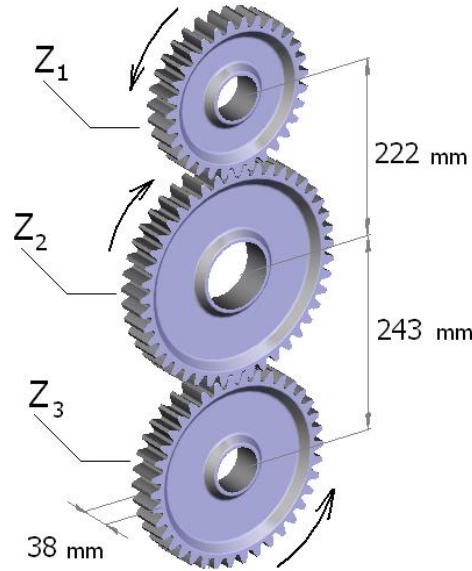
Toprak frezesi, traktör kuyruk miline bağlanan bir şaft ile aldığı hareketi ve gücü, yapısında bulunan dişli kutusu aracılığı ile 90° değiştirerek, kesici bıçakların bağlandığı rotor miline iletir. Toprak frezesi ile çalışma sırasında; özellikle kesici bıçaklar ve iletim dişlileri üzerinde yüksek titreşimler, dengelenemeyen kuvvet dağılımları, toprak parçalarının etkisi, tasarım-imalat hataları ve yanlış kullanımdan kaynaklanan deformasyonlar ve zorlanmalar meydana gelir. Tasarım sırasında toprak frezesi konstrüksiyonunun ve iletim elemanlarının üzerine gelen kuvvet dağılımlarının belirlenmesi, hasarların önüne geçilmesi bakımından çok önemlidir (Şekil 2.8) (Topakçı ve Çelik, 2008).



Şekil 2.8 Yan Aktarma Dişlileri.

Topakçı ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, yerel bir firma tarafından tasarımı ve imalatı gerçekleştirilmiş bir toprak frezesine ait hareket iletim dişlileri üç boyutlu-parametrik modellenmiş ve çalışma koşullarındaki mukavemet analizleri, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak simüle edilmiştir (Şekil 2.9). Gerçekleştirilen simülasyon

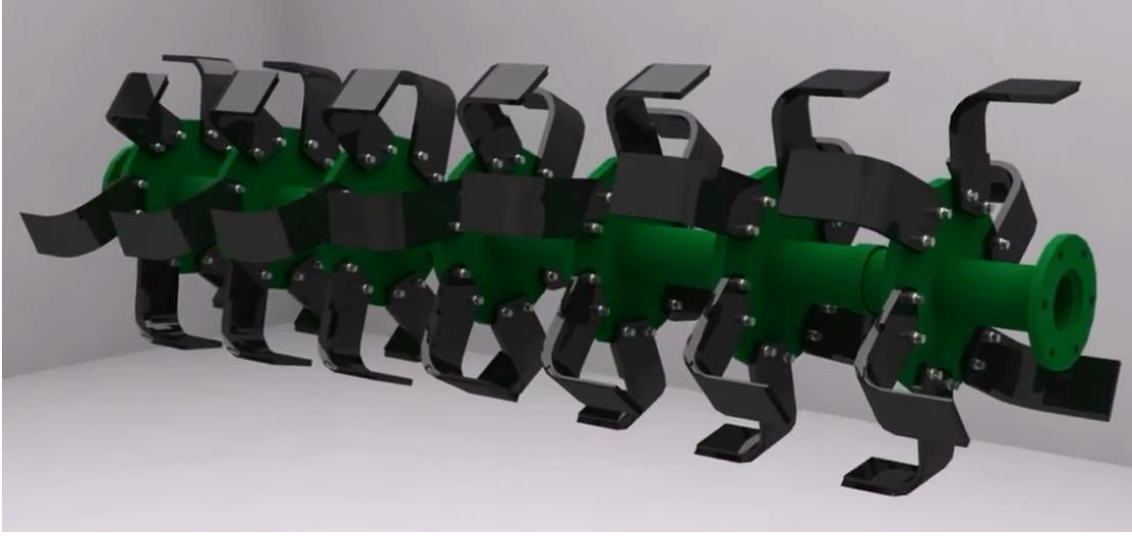
sonrası dişliler üzerindeki eşdeğer gerilme dağılımları gösterilmiştir. Dişliler imal edildikleri malzeme akma mukavemeti değerine göre değerlendirilmiş ve dişlilerin hasara uğramadan çalıştığı sonucuna ulaşılmıştır (Topakçı ve ark , 2008).



Şekil 2.9 Yan dişli montajlı resmi.

2.5.2.4 Bıçak Bağlantı Ünitesi

Yan dişli montajında en alttaki dişli bıçak bağlantı ünitesini yani bıçaklara hareketi iletmektedir. Her bir flanşa 2-6 adet bıçak bağlanır (Şekil 2.10). Freze bıçakları flanşa sabit olarak bağlanabildiği gibi yaylı olarak da bağlanabilmektedir. Yaylı bıçaklar frezenin parçalanma etkisi artırmaktadır. Ancak ülkemizde sabit bıçaklar kullanılmaktadır. Freze bıçaklarının farklı şekilleri bulunmaktadır (Çanakçı 2008).



Şekil 2.10 Bıçak bağlantı ünitesi.

Çizelge 2.2’de Toprak frezelerinde kullanılan bıçak tipleri ve etkileri gösterilmiştir. (Anonim, 2006) Düz tip bıçaklar, toprağı çok fazla parçalamazlar. Kavisli bıçaklar, kabartma ve parçalama etkileri yüksektir. Hafif ve orta ağır yapılı topraklar için uygundur. L. tipi (dik açılı) bıçaklar, toprak frezelerinin temel bıçak profilidir ve kullanımı daha yaygındır. Bu tip bıçakların karıştırma etkinliği fazladır ve toprak yüzeyindeki gübre, bitki atıkları gibi organik maddelerin gömülme başarısını artırır.

Çizelge 2.2 Toprak frezesinde kullanılan bıçak tipleri ve etkileri.

Tipi	Şekli	Etkisi	Güç İsteği
Dik Açılı Bıçak		Toprağı yatay olarak keser. Düzgün toprak işleme, yoğun ufalama ve karıştırma	Yüksek
Çapa Bıçağı (Anız Bıçağı)		Toprağı dar olarak keser. Düzgün olmayan işleme, anızlı tarlada iyi karıştırma	Orta
Düz Bıçak		Yalnız temel toprak işlemeden sonra kullanılır. Yoğun Parçalama	Az-Orta

Bıçaklar, freze mili dönü hareketi ile birlikte ilerleme hızına bağlı olarak, özel bir yörüngede hareket etmektedirler (Şekil 2.11). Hareket sırasında bıçaklar yörüngelerin

Toprağın parçalanması freze mili devir sayısına ve ilerleme hızına bağlıdır. Arka arkaya hareket eden bir plaka üzerindeki bıçakların toprak içerisindeki hareketleri toprak diliminin şeklini oluşturmaktadır. Bu dilimin büyüklüğü toprağın parçalanma derecesine en önemli etkindir ve aşağıdaki formülle hesaplanmaktadır. (Acar ve Öztürk, 2011)

Burada;

V: Frezenin ilerleme hızı (m/s),

z: Bir plakadaki bıçak sayısı.

17

parçalanmasını etkilemektedir. Kapağın tam kapalı olduğu konum parçalanmaya etkisinin en fazla olduğu konumdur. Ayrıca, bu konumda arka kapak işlenen toprak yüzeyini tesviye etmektedir. Kapak açıldıkça parçalama etkisi de azalmaktadır. Makina üzerinde kapağın konumu kademeli olarak ayarlanabilir özelliktedir (Çanakçı 2008).

2.6 Toprak İşleme Makinalarının Performansı

Rotovatörler, toprak işleme makinesi olarak, yüksek güç gereksinimlerine rağmen dünyanın birçok yerinde popüler olmaktadır (Ghosh,1967). Rotovatörlerin performansları Beeny ve Greig tarafından 1965'te, Ghosh tarafından 1967'de Beeny ve Khoo tarafından 1970'te Beemy tarafından 1973'de, Bukhari ve arkadaşları tarafından ise 1996'da çeşitli parametredeki topraklarda test edilmiştir. Dizayn parametreleri hakkında bir araştırma dizisi olarak, performans, rotor bıçaklarının toprak-bıçak etkileşimi Handrik ve Gill tarafından 1971,1974 ve 1978'de, Sakai tarafından 1978'de Ellen tarafından 1984'te Thakur ve Godwin tarafından 1990'da Shibusawa tarafından 1992 ve 1993'de Gupta ve Pandey tarafından 1996'da, Kataoka ve Shibusawa tarafından 2002'de, Lee ve arkadaşları tarafından 2003'te raporlanmıştır.

2.6.1 Rotovatörün Topraktaki Performansı

Beemy ve Greig, 1965'te, killi, kumsal, verimli, toprak koşulu altında rotovatörün performansı araştırmıştır. Onların sonuçları gösteriyor ki; her bir rotor bıçağının, yalnızca bıçağın işleme uzunluğu ve derinliğinin kombinasyonuna bağlı olan, toprak işleme hacminin küçük bir aralığından, özel çalışma şartlarının düşük değerleri elde edilmektedir. Sığ derinlikteki çalışmalar, daha derin işlemlerde ki çalışmalardan daha özel işleme gerektirmektedir. Kısa bir işleme operasyonunda kesme yüzeyi alanına nispeten işlenen toprağın hacmi daha büyük olması sebebiyle özel işleme gereksinimi artırılmıştır.

Ghosh 1967'de güç gereksinimini belirlemek için farklı toprak ve nem koşulları altında farklı derinliklerde çalışırken, farklı rotor ve ilerleme hızlarındaki bir rotovatör ile test edilmiştir. Rotovatörün güç gereksinimi; denklemde görüldüğü gibi dönme hızı ile ters, ilerleme hızı ve işleme derinliği ile doğrudan ilişkilidir.

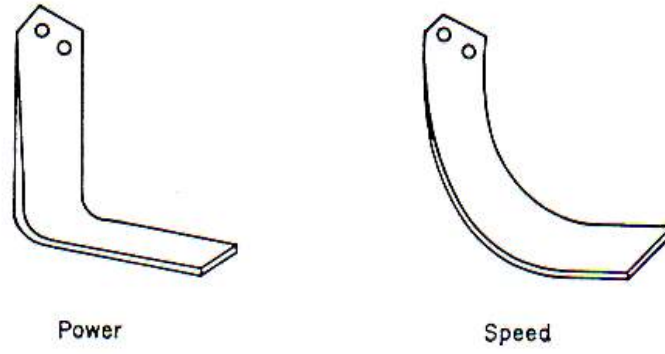
$$T = (105'den\ 120'ye) + (7500'den\ 8900) = \frac{DV}{W} \quad (2.2)$$

- T: Tork, lb-ft
W: Rotor hızı, d/d
D: İşleme derinliği, inç
V: İlerleme hızı, mil/saat

Beemy ve Khoo (1970), ıslak zeminlerde döner toprak işlemede, bıçakların öne doğru sıkışmasından kaynaklı güç gereksiniminin iki yönünü dikkate alınmıştır. Bu araştırma için üç özdeş şekillendirilmiş Avrupa C bıçak, Avrupa L bıçak ve Avrupa I bıçak kullanılmıştır. Sonuçlara göre; bıçağın yatay ve dikey kısımları arasındaki açı değişimi, güç gereksinimini oldukça etkilemektedir. Avrupa L bıçak daha fazla güç gerektirdiği fakat araca büyük itme sağladığı saptanmıştır.

1973'te Beeny, tipik bataklık pirinç tarlası koşullarında, güç tipi ve hız tipi olmak üzere farklı şekillerdeki rotor bıçakları üzerinde çalışma yapıldı. Çalışmalara göre; hız bıçakları, su birikmiş tohum yatakları arasındaki pratik farklar ile güç bıçakları tarafından talep edilen beygir gücünün %75'ini kullandı. Dahası bu güç tasarrufu, bir uçtan bir uca traktör genişliğinden daha geniş bir rotovatorün iş genişliğinin %25 'nin artışı tarafından kullanılabilmiştir.

Salokhe ve arkadaşları, 1993'te Bangkok'ta killi su birikintisinde rotovator rotor bıçak tiplerinin traktör çekiş gücüne etkisini araştırmıştır. Bu araştırmada C ve L bıçak kombinasyonu kullanılmıştır (Şekil 2.12). Geçiş etkisi de incelenmiştir. Testler 1.0, 1.5, 2.0 km/h farklı ilerleme hızlarında yapılmıştır. Sonuçlara göre; C bıçak, L bıçak ve C-L bıçak kombinasyonundan daha az güç tükettiği gözlemlenmiştir. 1.0, 1.5, 2.0 km/h ilerleme hızları sırasında, C bıçaklara göre güç tüketimleri sırasıyla, L bıçakta %33, %24, %14 daha fazla, C-L bıçak kombinasyonunda %14, %12 ve %4 daha fazla güç tüketimi olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 2.12 Güç (C bıçak) ve Hız (L bıçak) bıçakları.

Bukhari ve arkadaşları, 1996'da, kuru yığın yoğunluğu 1,433 g/cc olan ve toprak nem içeriği %16,26(d.b.) olan, kumsal, killi, verimli topraklarda rotovator (Howard rotovator) performansında arka kapak ve ilerleme hızının etkileri üzerinde çalışmışlardır. Deneyler iki farklı arka kapak konumu ayarlanarak ve 3 farklı ilerleme hızında gerçekleştirildi. İlerleme hızındaki artışın, toprak işlemeyi negatif yönde etkilediği görülmüştür. Rotovatorün toprağı karıştırması iyi olmasına rağmen toprağı karıştırma özelliğı arka kapak üst konumda ve yüksek ilerleme hızında daha yüksek olduğu gözlenmiştir. İlerleme hızı ve arka kapağın konumu, toprağın toparlanması ve toz haline getirilmesini etkilemiştir. Ufalanmış toprakların yüzdesinin fazla olması düşük ilerleme hızı ve arka kapağın aşağı pozisyonda iken olduğu gözlenmiştir. Düşük ilerleme hızı ve arka kapak aşağı pozisyonda iken çok iyi tohum yatakları elde edilmiştir. Salokhe ve Ramalingam, 2001'de, Bangkok kili özellikteki topraklarda, ters çalışmaya uygun olarak tasarlanmış bıçak tipleri ile ters çalışan rotovatorün etkilerini araştırmışlardır. Aynı koşullar altında geleneksel C bıçaklı rotovator ile performansları kıyaslanmıştır. Testler ilerleme hızları 1.0, 1.5, 2.0 km/h olan bir traktör ile hem ıslak toprakta hem de kuru toprakta yapılmıştır. Sonuçlar gösterdi ki; ters çalışan rotovator otları parçalama ve gömme açısından C tipi rotovatörden daha performanslı çalışmaktadır. C tipi rotovator, kütle yoğunluğu azalması, düşey nüfuziyet, viskozite ve su biriktirme endeksi yönünden ters rotovatore göre az oranda da olsa daha iyi olduğu gözlenmiştir. Kesme mukavemeti ve koni indeksi değerleri C tipi rotovator ve Ters rotovator için aşikâr bir şekilde farklılık göstermiştir. Kuru toprak testlerinde, kesme

mukavemeti ve koni indexi azalması açısından, ters rotovator C tipi rotovator'den daha iyi olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

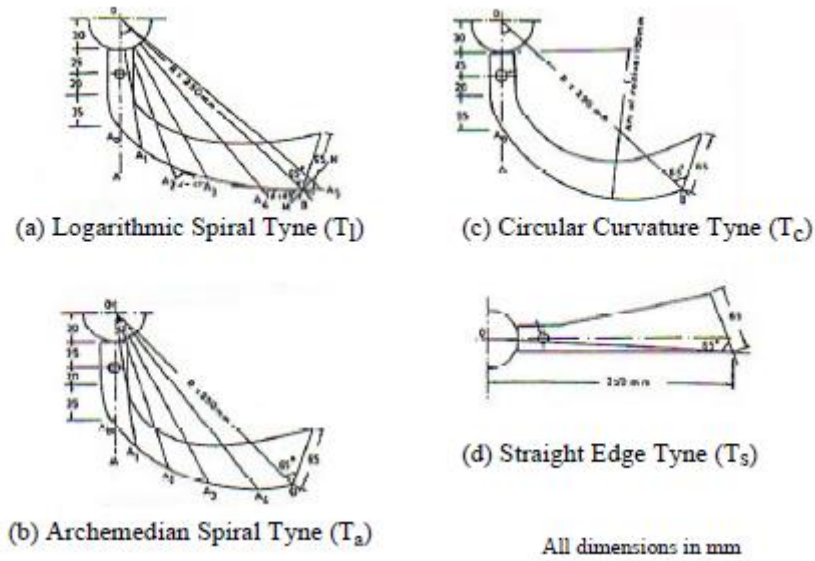
Hendrick ve Gill (1971a, 1971b, 1971c) bilgi durumunu saptamak amacıyla, çeşitli kaynaklardan gelen 3 rotovator tasarım parametresini gözden geçirmiştir. Üç tasarım parametresi olan dönme yönü, operasyon derinliği, rotor dış oranı ve makine ilerleme hızları üzerinde değerlendirmeler yapılmıştır. Hendrick ve Gill, 1974'te gerektiği kadar açık görünüşlü açılar belirlemek için basit bir teknik bulmuşlardır. Onların teknikleri Luk'yanov'un analizi ile aynı sonuçları sağlamış olup daha az zaman gerektirmiştir. Ve 1978'de, Hendrick ve Gill bir rotovator bıçağının hareketinin teorik bir analizini yapmışlardır. Rotor bıçağı trokodikal yolunun karakteristiği hareket denklemleri ile analiz edilerek Trokodikal yolun herhangi noktadaki hareket ve hızının yönü anlık merkez tekniği ile belirlenmiştir.

Ellen, 1984'te, sarkaç kullanarak rotovatorün toprakta çalışırken ne kadar güç gereksinimi duyduğunu hesaplamıştır. Testler, 6 seviye nem içeriğinde, Hollanda toprağının üç tipi ile laboratuvar koşulları altında yürütülmüştür. Nem içeriği artırıldığında işleme prosesinde kullanılan özel güç gereksiniminin arttığı tespit edilmiştir. Ve enerji gereksinimi, penetrasyon direnci, kesme direnci ve elastiklik modülü ile ilişkilendirilmiştir.

Thakur ve Godwin, 1990'da, bir toprak diliminin döndürerek kesme için kuvvet tahmin modeli geliştirmiştir. Bu model, iki boyutlu bir toprak dilimi kesen rotor bıçağı kuvvet tahmin modelini geliştirmek için bıçak kinematiği ve toprağın dinamik özellikleri arasındaki ilişkiden türetilmiştir. Model Mohr-Coulomb zemin mekaniği ve derin temellerin taşıma kapasitesi teorilerine dayalı bir modeldir. Rotovator bıçağına benzer dönen bir tel, yarı benzer bir koşulda, ısırma uzunluğu / derinlik oranları aralığında iki boyutlu bir toprak dilimi sunmak için kullanılmıştır.

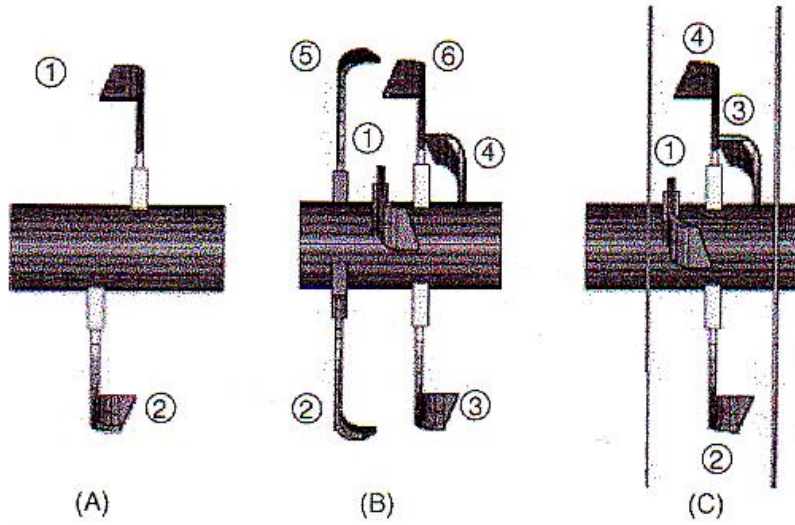
Gupta ve Pandey, 1996'da, iki farklı moda (aşağı kesim ve yukarı kesim), Arşimet spirali, logaritmik spiral, dairesel eğrilik ve düz kenar olan dört farklı şekildeki rotor bıçağının performansını değerlendirmiştir. Rotor bıçaklarındaki 4 şekil için de rotor hızı arttığında performans indeksi azalırken çamurlama indeksi ve özel enerji gereksinimi artar. Yukarı

kesen rotor sistemi üstün çamurlama kalitesi ile asgari spesifik enerji gereksinimini göstermiştir (Şekil 2.13).



Şekil 2.13 Dört farklı şekildeki rotor bıçağının şematik gösterimi.

Lee ve arkadaşları, 2003’de, kuru toprak koşulları için pirinç tohum yatağı birinci aşama hazırlamada gerekli iş gücünü azaltmak için, rotovatör bıçaklarının işleme karakteristiği hakkında bir teknik geliştirmiştir. Şekil 2.14 ‘te şafttaki Japon C bıçak ayarlamasını göstermektedir. Şekil 2.14’te A : İki bıçaklı rotor, B: Altı bıçaklı rotor, C: Dört bıçaklı iki diskli olarak gösterimi yapılmıştır. Sonuçlar gösteriyordu ki; düşük tork gereksinimi ve tork çeşitliliğine sahip iki disk ve 4 Japon C tipi bıçaklı rotorun toprak parçalama oranı %24.4’dür. Aşağı kesim prosesi esnasında 4 bıçaklı rotovatör tarafından hazırlanmış tohum yatağının genişliği 80 mm ve bu genişlik direkt olarak pirinç tohumu ekmek ve gübre uygulamak için yeterlidir. Her ne kadar toprak kesici diskler iyi bir tohum yatağı çizgisi üretiminde yardımcı olsa da, toprak blok ve disk yüzeyi arasında ki artan sürtünme, çok yüksek tork gereksinimlerine sebep olmuştur. Toprak kesici disk bıçaklar direkt olarak pirinç ekimi için gerekli değildir. Bir aşağı kesim güç bıçağı sayesinde striptil tekniğinin kuru toprağa direk olarak pirinç ekimi için kullanıldığında verimli olduğu sonucuna ulaşılmıştır.



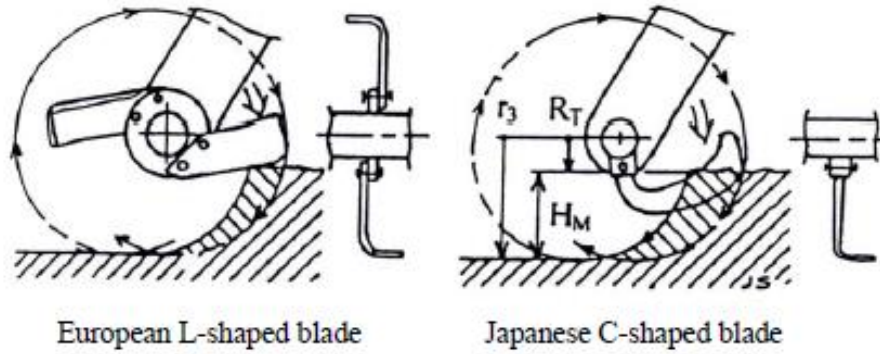
Şekil 2.14 Rotor mili üzerindeki bıçak dizilimi.

Phongsupasamit ve Laophongsawat, 2004'te, laboratuvarında toprak kutusunda, iki tip rotor bıçağın (Japon C bıçak ve Avrupa L bıçak) moment hareketini ve direnç kuvvetlerinin ölçümleri yapılmıştır. Japon C tipi bıçağın hareket kuvvetinin bileşkesinin, Avrupa L tipi bıçaktan farklı olduğu sonucu elde edildi. Avrupa L tipi bıçağın, aynı şartlarda, bileşke kuvvet eğrisinde iki farklı zirve var iken Japon C tipi bıçakta her bir dönüşte ki kesmede oluşan bileşke kuvvet eğrisinde yalnızca bir tane zirve vardı. Sonra Strithongkul ve Phongsupasamit, 2005'te, darbe kuvveti ve toprak direncini azaltmak için tasarlanmış olan rotovatör bıçağının prototipini oluşturmuşlardır. Yapılan çalışmanın deneyleri kumsal toprak koşulları altında laboratuvarında toprak kutusunda yürütülmüştür.

2.6.2 Rotovatör Bıçaklarının Temel Teorisi

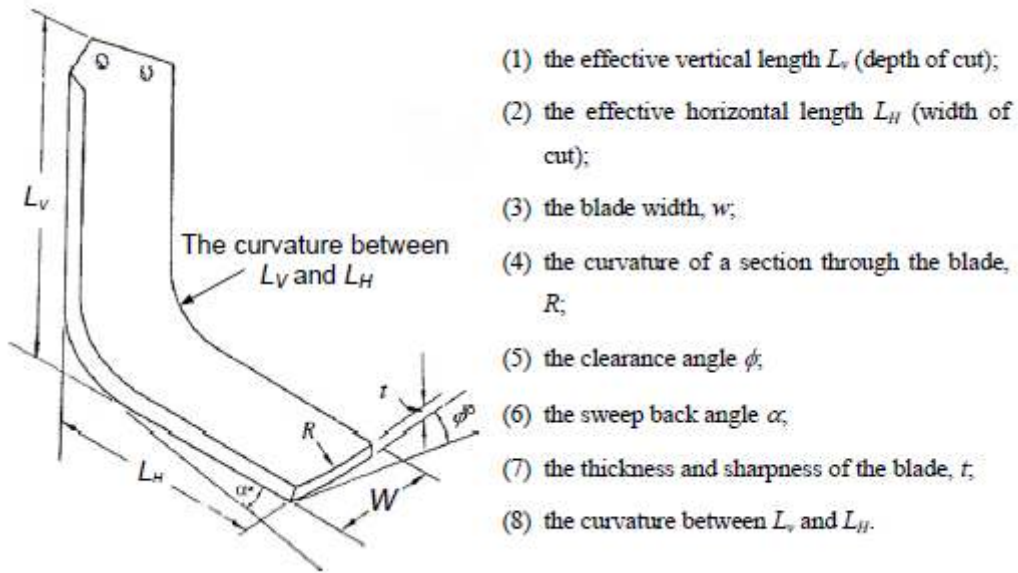
2.6.2.1 Rotovatör Bıçaklarının Tip ve Karakteristikleri

Döner bıçaklar Sakai tarafından yapılan çalışmada temel olarak iki kategoriye ayrılmıştır. Şekil 2.16'te görüldüğü üzere, Avrupa tip bıçaklar L şekilli bıçak (Avrupa L tipi bıçak) ya da Howard tipi bıçak olarak ve Japon tipi bıçaklar C şekilli bıçak (Japon C tipi bıçak) olarak adlandırılır.



Şekil 2.15 Avrupa L tipi ve Japon C tipi bıçak.

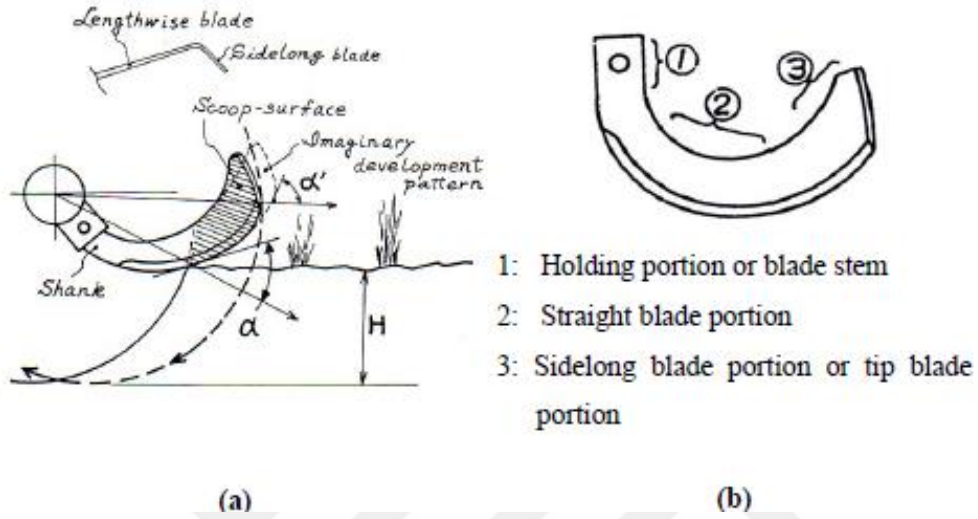
Avrupa L tipi bıçaklar 1922’de A. C. Howard tarafından keşfedilmiştir. Bu bıçak dağlık arazilerde toprak işleme için kullanılmaktadır. Bıçak rotor şaftı üzerinde bulunan disk flanşlara iki civata ile bağlanmaktadır. Standart kalınlıktadır ve kolay üretilebilir bir şekle sahiptir. Ancak orijinal L tipi ortak bıçakların çamurlu toprakta kullanımı oldukça zordur, çünkü her ne kadar sert toprağın üstündeki ot ve bitki artıklarını kesmek kolay olsa da, yumuşak toprakta zordur. Beeny ve Khoo, 1970’de, şekil 2.16’de görülen, 3 boyutlu karmaşık bir rotovator bıçağı (Avrupa L şekilli bıçak) tanımladı.



Şekil 2.16 Avrupa L-şekilli bıçak gösterimi tasarım parametreleri.

Japon C şekilli bıçak ilk olarak 1940’da Bay Kumaichi Hond ve bay Rinsaku Satoh tarafından, çamurlu arazilerde kullanılması için keşfedilmiştir (Sakai, 1999). Dönme kanadının yarıçapı yönünde ve kenar eğrisi teğet çizgi arasındaki açı α (Şekil 2.17), rotor

mili etrafını saran saman ve çimi önlemek için daha sonra incelenmiştir (Sakai, 1977). Döner bıçak kepçe yüzeyinin tasarım teorisi Sakai tarafından 1978’de ayrıca geliştirilmiştir. Japon C şekilli bıçağın üç parçası Şekil 2.17 (b)’de sunulmuştur. Bıçak tutucuya tek cıvata ile sabitlenmiştir.



Şekil 2.17 (a) Rotor bıçağının hareketi ve şekli (b) Japon C bıçak 3 bölgesi.

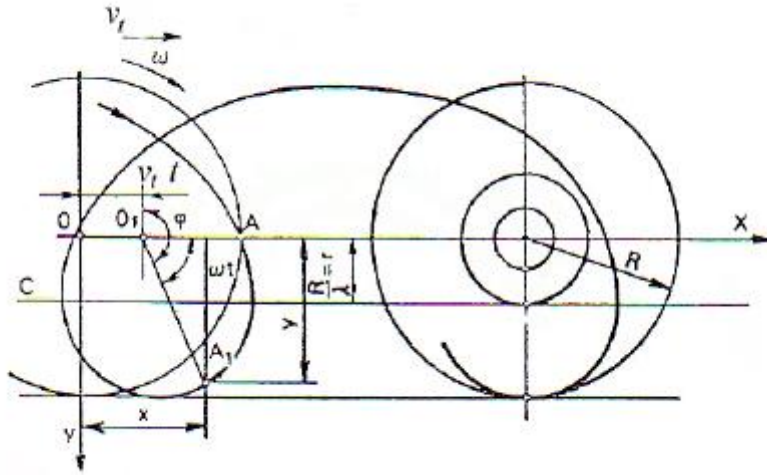
2.6.2.2 Rotovatör Bıçaklarının Kinematığı

Döner makinelerin çalışma araçları, öteleme hızı; V_t ve çevresel hız; V_n ile kesici tamburun eksenini etrafında relativ dönme hareketinin bağlı bulunduğu karmaşık bir hareket oluştururlar.

Çevresel hızın ilerleme hızına olan farklı oranları ($\lambda = V_t / V_n$) çalışma araçları hareketinin farklı yörüngelerini verir (Hedrick ve Gill, 1971c ve Yatsuk ve arkadaşları, 1981). Eğer kesici tambur ω açısal hızında dönse ve V_t hızında ilerlese, kesici üzerinde bulunan bir A noktası trokoid bir eğri boyunca hareket eder (Şekil 2.18). Aslında, kesici merkezi (O) orijinde olsa, t zaman aralığında bir sonraki varış adresinde merkezin bulunduğu nokta $O O_1$ olsa, uzaklık $V_t \cdot t$ 'ye eşit olur. Aynı zamanda, kesici tambur açısal hızıyla dönse, t zaman aralığında A noktası başlangıç A_1 ikinci pozisyon olsa, A_1 noktasının trokoid eğri üzerindeki koordinatları aşağıdaki denklem ile bulunmaktadır.

$$x = vt \cdot t + R \cdot \cos \omega t \quad (2.3)$$

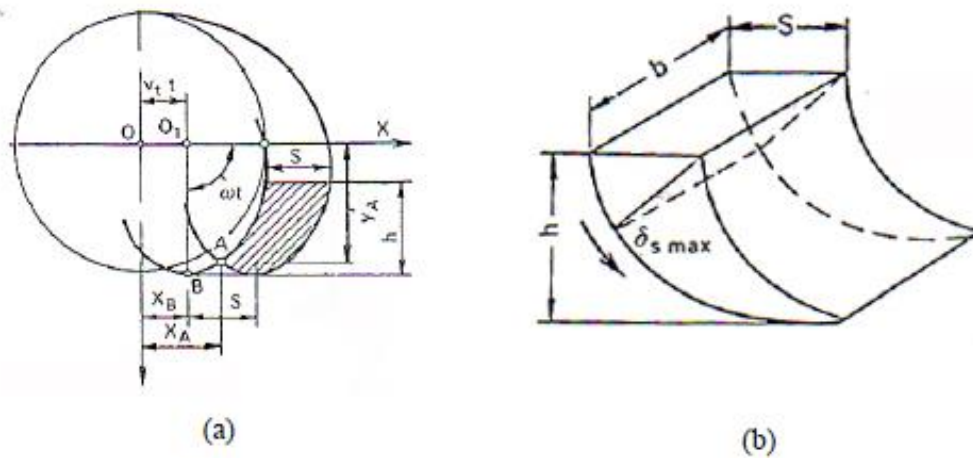
$$y = R \cdot \sin \omega t \quad (2.4)$$



Şekil 2.18 Kesici bıçak yörüngesini gösteren şematik diyagram.

2.6.2.3 Bıçakların Topraktaki Kesme Prosesi

Dönerek kesme prosesinde, bıçak karmaşık bir yol izleyerek toprağı kabartacaktır. Şekil 2.19a'da görüldüğü gibi, bıçağın iki çalışma yolu, toprakta, arka arkaya hareket etmektedir. Bu çizgiler benzer eğriler nitelendiriyor ve bıçak başına gelen toprak S (işleme aralığı) aralığında birbirinin yerini alırlar. Bu işlemlerden sonra, değişken enine kesitli bir toprak bloğu elde edilir (Şekil 2.19b). Sonuç olarak, parçalanmış toprağın derecesi ve genişliği bıçak başına gelen toprak S' 'ye bağlıdır. Bıçağın işleme aralığı (S) şu şekilde hesaplanabilir.



Şekil 2.19 Bıçağın toprağı kesmesi esnasındaki durumun şematik gösterimi.

$$S = \frac{V_t \cdot 60}{n \cdot z} \quad (2.5)$$

Burada;

S: Bir freze bıçağı tarafından kesilen toprak dilimi uzunluğu (m),

V_t : İlerleme hızı (cm/s)

n : İşleme milinin dönme hızı (d/d)

z : Bir dönme düzleminde bıçakların sayısı, C tipi Japon bıçaklar için $z=1$ 'dir.

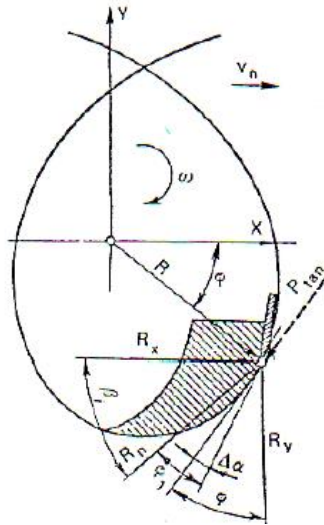
Bir toprak parçasının boyutu ana parametrelerle ilgilidir. S =ilerleme, h =işleme derinliği, $\delta_{z \max}$ =toprak parçasının max. Derinliği (Şekil 2.19b) ve b =toprak parçasının genişliğidir. Toprak parçasının yaklaşık olarak bulunması için, $\delta_{z \max}$ kalınlık kullanılır. Buna rağmen δ_z toprak parçasının kalınlığı ayrıca S ilerlemesindeki herhangi bir değişiklikte de değişir. Enine kesit alanı ve toprak parçasının alanı denklem 5 kullanılarak kabul edilebilir doğrulukta tahmin edilebilir (Hendrick and Gill, 1971a, and Yatsuk *et. al.*, 1981).

$$\text{Enine kesit alanı} = b \cdot \delta_{z \max} \quad (2.6)$$

$$\text{Toprak hacmi} = S \cdot h \cdot b \quad (2.7)$$

2.6.2.4 Rotovatörü Etkileyen Dış Kuvvetler

Kesme kuvvetinin yönü ve büyüklüğü; toprağın özellikleri ve hareketinin tipi, döner bıçak tipi, kesme metotlarına bağlıdır. Genellikle kesme kuvvetinin $P_{\tan}$ teğetsel kuvvete eşit olduğu varsayılır. (Şekil 2.20). Bu kuvvet kesici rotor milinde tork etkisi yaratır.



Şekil 2.20 Döner bıçaktaki reaksiyon kuvvet bileşenlerine ait diyagram

Reaksiyon kuvveti R_n döner bıçaktaki toprak hareketinden dolayıdır. Bu kuvvet büyüklük olarak eşittir fakat yön olarak kesme kuvvetine zıttır. (Şekil 2.21) Bu kuvvet R_x ve R_y bileşenlerine ayrılabilir. Büyüklük ve kuvvet, yataydaki β eğim açısı ve R_n 'deki herhangi bir değişiklik ile değişecektir. Yatsuk ve arkadaşları toprak parçalarının kesme R_n kuvvetini kol ve bıçaktaki reaksiyon kuvvetlerinin toplamı olarak tanımlamışlardır.

$$R_n = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 \quad (2.8)$$

Burada;

R_1 = Kesici koluyla kesmeden dolayı tepki kuvveti

R_2 = Kesicinin bıçağı ile kesmesinden dolayı tepki kuvveti

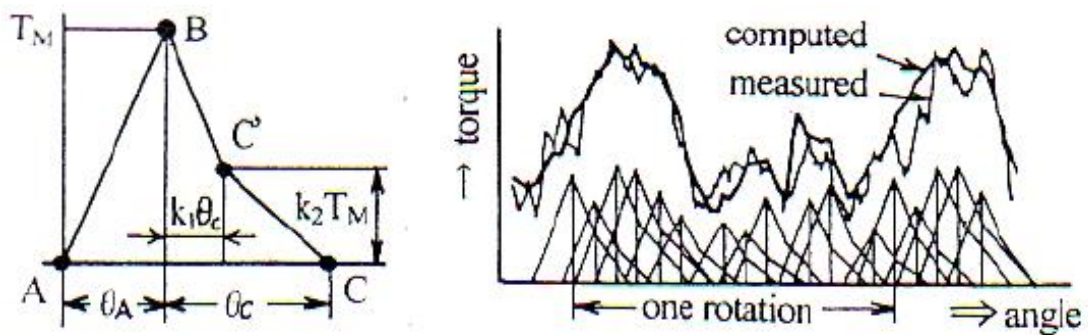
R_3 = Toprak parçasının ufalanmasından dolayı tepki kuvveti

R_4 = Çalışma araçlarının tüm yüzeyleri boyunca toprak kaymasından dolayı sürtünme kuvveti

2.6.2.5 Tork Direnci Karakteristiği

Bıçakların bağlı olduğu rotor miline göre hareket eden tork dayanımı ve döner bıçağa göre hareket eden işleme dayanımını, dinamik toprak bıçak etkileşimini analiz etmek için dış kuvvetlerinin karakteristiği açısından yükleme yaptırılması gereklidir.

Avrupa L şekilli bıçakların tork dayanım karakteristikleri 1950-1960 'lı yıllarda belirlenmiştir (Hendrick ve Gill, 1971a). Japon C şekilli bıçakların gerçek tork eğrileri işleme miline doğrudan bağlı bir şekil değiştirme ölçer ile doğru bir şekilde ölçülmüştür. (Şekil 2.21) Daha sonra onların tork karakteristiklerini bildirilmiştir (Sakai, 1999). Sakai ve Salas (1977) gerileme fonksiyonları ile işleme miline göre hareket eden toplam işleme tork dayanımının tork eğrilerini tespit etmişlerdir.



Şekil 2.21 Bir eğri modeli ve döner mile göre hareket eden toplam tork dayanımı.

3. MATERYAL ve METOT

Şanzıman test cihazının tasarlanması önce tasarım girdilerini oluşturabilmek için Toprak işleme makinasının tarla koşulların yapılan ölçüm sonuçları referans alınarak yapılmıştır. Bu sayede iki toprak işleme makinasının tarla kullanım şartlarında güç ihtiyacı, tork değerleri, zorlanma şartları tespit edilmiştir. Elde edilen bu veriler sonrasında kullanılan şanzımanın tarla koşullarındaki zorlanması tespit edilerek ve bu değerler referans alınarak şanzıman test cihazına ait tasarım girdileri hesaplanmıştır.

3.1 Traktör Kuyruk Mili Tork Ölçümü Sistemi

PTO (Power Take-Off) ve tahrik mili, önerilen son hızda çalışırken, 540 d/dk (9 tur/s) ya da 1,000 d/dk (16.6 tur/s) ile dönerler. Tüm hızlar için, dönüş hızları traktör motoru dönüş hızıyla doğru orantılıdır. Araştırmada Standart 1 3/8" şaftlar için kullanılan 420 Serisi Traktör Kuyruk Mili Torkmetre PTO sistemleri kullanılmıştır (Şekil 3.1).



Şekil 3.1 Torkmetre.

Torkla doğru orantılı dijital çıkış veren temassız aktarım sistemine sahiptir. Ölçüm sistemi, dönen mil üzerindeki stator bölümünü destekleyen rulmanlar ile beraber sunulmaktadır ve birçok güç kalkış uygulaması için uygundur. 420 serisi PTO sistemi tam skalada %0.1 doğruluğa sahip ve RS 232 dijital çıkışı olarak yansıtılan tork hızı ve gücü okuması sağlar (Çizelge 3.1) .

Çizelge 3.1 Torkmetre teknik özellikleri.

Firma Adı	Datum Electronics Ltd.
Ürün Adı / Kodu	Series 420 pto shaft torque systems
Ölçüm Aralığı	0-1800 Nm
Ölçülen Devir Sayısı	540/1000 d/d

3.2 Data Logger

Şekil 3.2’de gösterildiği üzere Torkmetre üzerinden elde edilen tork ve devir ölçüm değerlerinin aktarımı için Grant Data Aquisition Systems marka data logger kullanılmıştır. Teknik özelliklerine Çizelge 3.2’de yer verilmiştir.



Şekil 3.2 Data logger ve elektronik ölçüm seti.

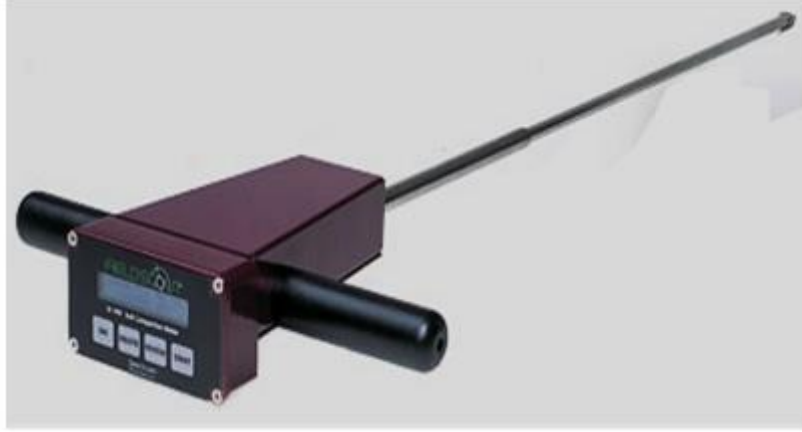
Çizelge 3.2 Data logger teknik özellikleri.

Firma Adı	Grant Data Aquisition Systems
Ürün Adı / Kodu	Squirrel data logger 2400 series
Okuma Hızı	Saniyede 100 okuma

3.3 Penetrometre Cihazı

Toprağın batma direncinin (penetrasyon direnci) belirlenmesi amacıyla Spectrum Technologies firmasının ürettiği FILDSCOUT SC900 marka bir Penetrometre kullanılmıştır (Şekil 3.4). 0-7000 kPa ölçüm aralığında çalışabilen Penetrometrenin maksimum ölçüm derinliği 45 cm’dir. Her 2,5 cm toprak derinliğinde ölçüm yapan

Penetrometre ölçüm sonunda topladığı verileri hafıza kartına kaydetmektedir. Hafıza kartına kaydedilmiş veriler, RS-232 bağlantı kablosu ve üretici firma tarafından hazırlanan yazılım kullanılarak bilgisayara aktarılmaktadır. Penetrometre elle kumanda edilmekte olup ölçüm esnasında sabit hızla hareket ettirilmelidir. Sabit hızla toprağa batırılan cihaz derinlik okumalarını ultrasound ses dalgaları ile yapmaktadır.



Şekil 3.3 Penetrometre cihazı.

3.4 Toprak Örneklemesi Seti

Araştırmada toprak örneklemesinde Eijkelkamp marka toprak örnekleme seti ve silindirlerinden (Şekil 3.4) yararlanılmıştır. Set her bir çantada 24 adet 100 cm³ hacminde silindir ve silindirlerin örnekleme esnasında bağlandığı kavrayıcı mekanizma ve çelik malzemeden imal edilmiş tutacaktan oluşmaktadır.



Şekil 3.4 Eijkelkamp marka bozulmamış toprak örnekleme seti.

3.5 Elek Seti

Toprak işleme sonrası, makinaların toprağı parçalama etkinliklerinin ölçümü için deneme tarlasından alınan toprak, toprak parçalama etkinlik değerlerini saptamak amacıyla eleme cihazı kullanılmıştır (Şekil 3.5). Elek seti ile 2,5 – 80 mm aralığında 6 adet elek kullanılmıştır. En alttaki elek kapalıdır.



Şekil 3.5. Araştırmada kullanılan eleme cihazı.

3.6 Kurutma Fırını

Araştırmada toprağı parçalama etkinliğinin ölçülmesi için alınan toprak örnekleri elek analizleri öncesinde istenilen sıcaklıkta ayarlanabilen kurutma fırınından yararlanılmıştır (Şekil 3.6). Kurutma fırınına ait teknik özellikler Çizelge 3.3’de verilmiştir.

Çizelge 3.3 Kurutma fırınına ait teknik özellikler.

Özellik	Değer
Sıcaklık çalışma aralığı	Ortam Sıcaklığı + 5°C /250°C
Sıcaklık sensörü	Fe-Const.
Kontrol sistemi	Programlanabilir PID Mikroişlemcili Kontrol Sistemi
Sıcaklık değişimi (100°C – 150°C)	± 2°C
Sıcaklık dalgalanması	± 1°C
Zamanlayıcı	1 dk. - 99.9 saat + Süresiz Çalışma
Kullanılabilir hacim (lt)	120
Kurulu güç	1600 W
Güç değerleri	230 V, 50 Hz.
İç ölçüler	(ExDxY) mm 500x480x500
Net/Paket ağırlığı kg.	58 / 65



Şekil 3.6 Araştırmada kullanılan kurutma fırını.

3.7 Kullanılan Diğer Cihazlar

Ölçülebilen tüm verilerin kaydedilebilmesi için Çizelge 3.4'te teknik özellikleri gösterilen Samsung marka dizüstü bilgisayar kullanılmıştır.

Çizelge 3.4 Bilgisayar teknik özellikleri.

Firma Adı	Samsung
Ürün Adı / Kodu	Dizüstü bilgisayar NC 10
İşletim sistemi	Microsoft Windows XP
Teknik özellik	CPU N270 / 1,60 GHz / 1,99 GB RAM

Torkmetre yardımıyla ölçülmüş, elde edilen veriler bir data logger (Şekil 3.2) üzerinden Çizelge 3.5'ta teknik özellikleri gösterilen Linksys marka bir kablosuz bir modem kullanılmıştır.

Çizelge 3.5 Wireless Modem Özellikleri.

Firma Adı	Linksys
Ürün Adı / Kodu	WAG200G Wireless Modem

3.8 Araştırmada Kullanılan Ekipmanlar

İlerleme hızı, patinaj ve buna bağlı iş başarısı ölçümlerinde; kronometre, çeşitli uzunluklarda şerit metreler, jalonlar ve dijital mesafe ölçerden yararlanılmıştır.

3.9 Araştırmada Kullanılan Tarım Makinaları

3.9.1 Traktör

Testi yapılan rotovatorlerin çalıştırılmasında güç kaynağı olarak New Holland T6020 Elit model 110 HP gücünde olan 4820 kg ağırlığında olan bir traktör kullanılmıştır (Şekil 3.7).



Şekil 3.7 Rotovatorlerin testi için kullanılan traktör.

3.9.2 Toprak İşleme Makinaları (Rotovator)

Araştırmada iki ayrı markaya ait rotovator kullanılmıştır. Kullanılan rotovatorler aşağıdaki şekilde sınıflandırılacaktır.

a. Rotovator H

54 Bıçaklı Rotovator ve Telli Döner Tırmık Kombinasyonu Şekil 3.8 'de gösterilmiştir.

b. Rotovator T

54 Bıçaklı Toprak Frezesi ve Telli Döner Tırmık Kombinasyonu Şekil 3.9'da gösterilmiştir.

Araştırmada kullanılan şekil 3.8 ve şekil 3.9’da olan her iki rotovatörün arkasında kafes merdane bulunmaktadır. Makinalar bu şekilleriyle bir alet kombinasyonu olarak çalışmaktadır.



şekil 3.8 Rotovatör H.



şekil 3.9 Rotovatör T.

Makinalara ait teknik özelliklerinin bazıları aşağıdaki Çizelge 3.6’de verilmiştir

Çizelge 3.6 Toprak işleme makinalarına ait teknik özellikler.

Teknik Özellikler	Birim	Rotovator H	Rotovator T
Genel uzunluk	mm	1530	1785
Genel genişlik	mm	2480	2680
Genel yükseklik	mm	1055	1070
İş genişliği	mm	2350	2400
Ağırlık	Kg	697	1033
Toplam freze bıçağı sayısı	Adet	54	54
Freze milindeki flanş sayısı	Adet	10	10
Freze mili çapı	mm	110	120
Freze milinin devir sayısı (pto 540 d/d 'da)		202	208
Bıçak çalışma dairesi çapı	mm	450	410
Bıçak ucu çevre hızı (pto 540 d/d 'da)	m/s	4,75	4,46
Bıçak tipi		L- tipi bıçak	C- tipi bıçak
Bıçak malzeme sertliği	RSD-c	49	42
Bir bıçağın ağırlığı	Kg	1,05	1,15
Üç-nokta asma sistemi kategorisi		2	2

3.10 Testlerin Yapılması

Şanzıman test cihazının oluşturulabilmesi için testler, laboratuvar ve tarla testleri şeklinde iki bölümde yürütülmüştür.

Laboratuvar testlerinde; makinaların traktöre takılıp sökülme kolaylığı ve ayar olanakları incelenmiş, ardından güvenlik kontrolleri ve risk analizleri yapılmıştır. Makinalar üzerinden gerekli teknik ölçüler alınmıştır. Ayrıca Toprak işleme sonrası, makinaların toprağı parçalama etkinliklerinin ölçümü için deneme tarlasından alınan toprak örnekleri laboratuvar da 45 gün süre ile kurutulmuş ve elek analizleri yapılarak toprak parçalama etkinlikleri belirlenmiştir.

Tarla denemelerinde toprak işleme öncesi ve sonrası alınan toprak örnekleri laboratuvar ölçümleri ile gelen değerlerin istatistik analizi costat programı yardımıyla istatistiksel analiz costat programı yardımıyla yapılmıştır. Ortalama değerler ve standart sapmalar hesaplanmıştır (Şekil 3.10).

C:\D:\2010_ydk\MYDOCU-1\MYDOCU-1\Costat\COSTAT.EXE
 THREE WAY ANOVA COMPLETELY RANDOMIZED
 Jul 25, 2012 4:34:15 pm
 Using: D:\2010_YDK\MYDOCU~1\MYDOCU~1\COSTAT\HACIMFRE.DT
 Variable: HACIM

Source	SS	df	MS	F	P
Main Effects					
DERI	0.8952746008	2	0.4476373004	22.53364839	.0001 ***
FIRM	0.0036976838	1	0.0036976838	0.1861379858	.6738 ns
HIZ	0.0286005104	1	0.0286005104	1.4397232869	.2533 ns
Interaction					
DERI x FIRM	0.0377983675	2	0.0188991837	0.95136746	.4135 ns
DERI x HIZ	0.0231092858	2	0.0115546429	0.5816500558	.5740 ns
FIRM x HIZ	0.0159495704	1	0.0159495704	0.8028866482	.3879 ns
DERI x FIRM x HIZ	0.0967763358	2	0.0483881679	2.4358156951	.1295 ns
Error	0.238383395	12	0.0198652829		
Total	1.3395897496	23			

Press any key ->

Şekil 3.10 Toprağın Nemi ve Hacim ağırlığı için kullanılan costat programı.

Tarla testlerinde; deneme öncesi ölçümlere uygun olarak arazideki farklı noktaların geçici olarak saptanmasında ve engebeli arazilerde doğrultunun belirlenmesinde kullanılan bir ölçme aleti olan jalonlarla parselasyon yapılmış ve her parselde işleme öncesi toprak batma dirençleri, toprak nemi ve volümetrik hacim ağırlıkları ölçülmüştür.

Şekil 3.7’de görüldüğü gibi makinaların çalıştırılmasında güç kaynağı olarak New Holland marka NH T6020 Elit model bir traktör kullanılmıştır. Tesadüf parselleri deneme desenine uygun olarak her bir makina için belirlenen parsellerde toprak işlemesi yapılmıştır (Şekil 3.11).



Şekil 3.11 Tarlada makinaların denenmesi.

Tarla testlerinde makinaların kuyruk mili güç tüketimlerinin belirlenmesi amacıyla kuyruk mili torku ve kuyruk mili devri eş zamanlı olarak bir Torkmetre (Şekil 3.3) yardımıyla ölçülmüş, elde edilen veriler bir data logger (Şekil 3.4) üzerinden kablosuz bir iletişimle bilgisayara aktarılmıştır. Bu veriler daha sonra excel dosyasına aktarılarak gerekli işlemler yürütülmüştür.

Torkmetre traktörü bağlantısı Şekil 3.12’de görüleceği üzere Traktör kuyruk mili çıkışı ile Rotovator şart bağlantısı arasına bağlanabilmektedir.



Şekil 3.12 Torkmetre traktör bağlantısı görünümü.

Tarla denemeleri iki farklı ilerleme hızında; rotovator için **Hız 1:** 4,4 km/h ve **Hız 2:** 6,1 km/h ilerleme hızlarında yapılmış ve toprak işleme derinlikleri 10 cm olarak ölçülmüştür. Denemeler standart 540 d/d kuyruk mili devrinde yürütülmüştür. Ölçümler sonucunda makinaların güç tüketimleri ve iş başarıları hesaplanmıştır. Şekil 3.13’de görüleceği üzere toprak işlemenin ardından makinaların işleme derinlikleri, toprak batma dirençleri, toprak nemi ve volümetrik hacim ağırlıkları ölçülmüştür.



Şekil 3.13 Toprak işleme derinliğinin ölçümü.

Toprak işleme sonrası, makinaların toprağı parçalama etkinliklerinin ölçümü için deneme tarlasından alınan toprak örnekleri (Şekil 3.14) laboratuvarı 45 gün süre ile kurutulmuş ve elek analizleri yapılarak toprak parçalama etkinlikleri belirlenmiştir.



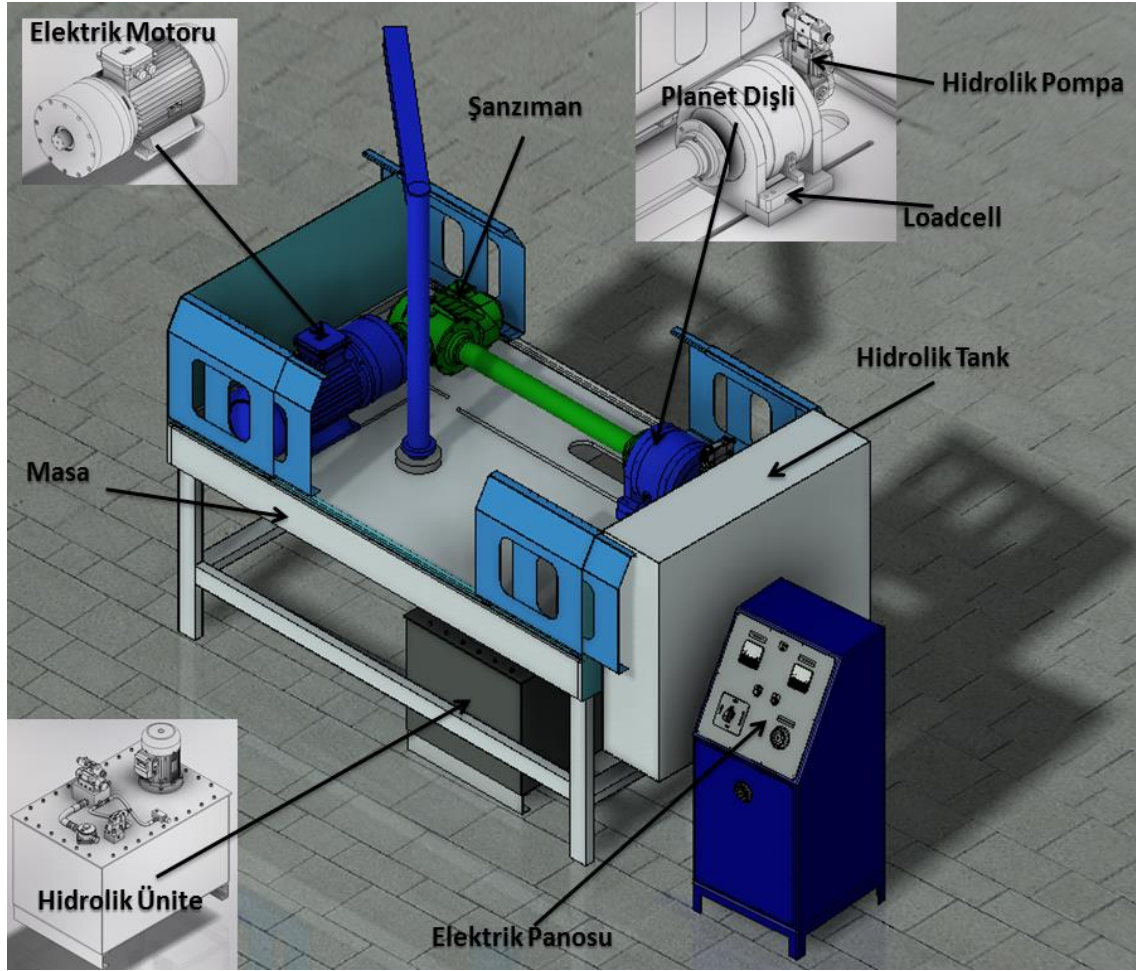
Şekil 3.14 Toprak örneklerinin alınması.

Tarla denemeleri sonunda, makinaları benzer tarla şartlarında uzun süreli olarak çalıştırılarak dayanıklılık ve sağlamlık testine tabii tutulmuş, böylece makinalar üzerinde kırılma, aşınma ve aşırı ısınma olup olmadığı kontrol edilmiştir. Yapılan testlerin tarla şartlarındaki tüm unsurları kayıt altına alınarak şanzıman test cihazı tasarımında önemli olan bulgular kayıt altına alınmıştır.

3.11 Tasarımı ve İmalatı Yapılan Şanzıman Test Cihazı

Toprak işleme makinalarında kullanılan şanzımanların dişli aşınma, ısınma ve tork değerleri gibi bir takım özelliklerini belirlemek amacıyla daha önce bu konuda yapılmış olan çalışmalar ve tarla ve laboratuvar test sonuçları da dikkate alınarak üzerinde çeşitli çalışma şartlarından dolayı meydana gelen devir, sıcaklık, basınç gibi değişkenlerin incelenmesi için test cihazı geliştirilmiştir. Toprak işleme makinalarının tarlada toprak işleme esnasındaki çalışma performansını simüle edebilmek için geliştirilen test cihazı tarla testindeki ve laboratuvar testlerindeki ölçüm sonuçları referans alınmıştır. Şanzıman Test cihazı, toprak işleme makinalarında kullanılan şanzımanların dişli aşınma ve ısınmasını etkileyecek farklı devir, tork değerleri gibi faktörlerini etkileyerek ısınma ve vibrasyonu tespit edebilmektedir. Elde edilen değerlerle tork-zaman, devir-zaman, sıcaklık-zaman grafikleri oluşturulmaktadır.

Test cihazının imalatında birinci aşama olarak şanzıman tahrik sistemi oluşturulmaya çalışılmıştır. Mekanik sistemde şanzıman giriş milinin hareketini sağlamak için elektrik motoru, elektrik motorunun devrini düşürmek için planet dişli sistemi kullanılmıştır. Söz konusu test cihazının mekanik sistemi, test cihazını oluşturan tezgâh üzerine yerleştirilmiştir. İkinci aşama olarak, mekanik sistemde frenleme sağlanabilmesi için şanzıman çıkış mili ile bağlantılı planet dişli sistemi ve bu sisteme bağlı olarak çalışan hidrolik sistemle sağlanmıştır. Sistemin imalatı için gerekli çizimler yapıp, malzemeler temin edildikten sonra üretimi gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.15’de görülmekte olan şanzıman test cihazında şanzımanı döndürmek için 30 KW gücünde GAMAK AGM 2E modelinde elektrik motoru seçilmiştir.



Şekil 3.15 Şanzıman Test Cihazı Şemantik Görünüşü.

Elektrik motorundan çıkan dairesel hareketin mil üzerinden istenilen devirlere aktarılması planet dişli sistemi sayesinde gerçekleşmektedir. Bu devirler 0–1500 d/d arasındadır. Elektrik motorunun devir sayısı planet sistemi ile yaklaşık 540 d/d ‘ya düşürülmektedir. Motorun devir kontrolü için tork kontrollü inverter kullanılmaktadır. Değişik frekanslarda devir ayarı inverter vasıtasıyla yapılabilmektedir.

Traktör devir aralığı da yaklaşık 540 d/d olan şanzıman giriş devri şanzıman çevrim oranının 1/2,05 olması sebebiyle şanzıman çıkış devri 263 d/d’ya düşmektedir.

Şanzıman çıkış mili 2. Planet dişli sistemine montajlanmıştır. 263 d/d olan şanzıman çıkış devri Planet dişli sistemi ile 813 d/d olarak devri artırılmıştır. 2. Planet dişli sistemi üzerine montajlanmış hidrolik pompa 813 d/d ile döndürülerek pompa üzerine bağlı olan akış kısma valfi ile çıkış milini 0-300 bar basınç aralığında yavaşlatmaya çalışmaktadır. Çıkış milini durdurmak için planet dişli sistemi mekanizmasına bağlı olan

akış kısma valflinin etkisiyle hidrolik pompanın ve şanzıman çıkış milinin dönmesine zorlayıcı bir etki sağlamaktadır. Frenleme sırasında fren kuvvetinin ölçümü loadcell tarafından sağlanmaktadır.

Şanzıman çıkış milinin dönmesini engelleyen hidrolik pompa basıncının etkisiyle şanzıman yağında oluşan sıcaklık PT100 ile ölçülerek elde edilen veriler test cihazı programına gönderilmektedir. Şekil 3.16’da istenilen devir ve tork değerlerinde şanzıman yaşlandırma testinin yapılması için üretilen test cihazının şematik resmi görülmektedir. Şanzıman test cihazına ait parça listesi Çizelge 3.7’de gösterilmiştir.

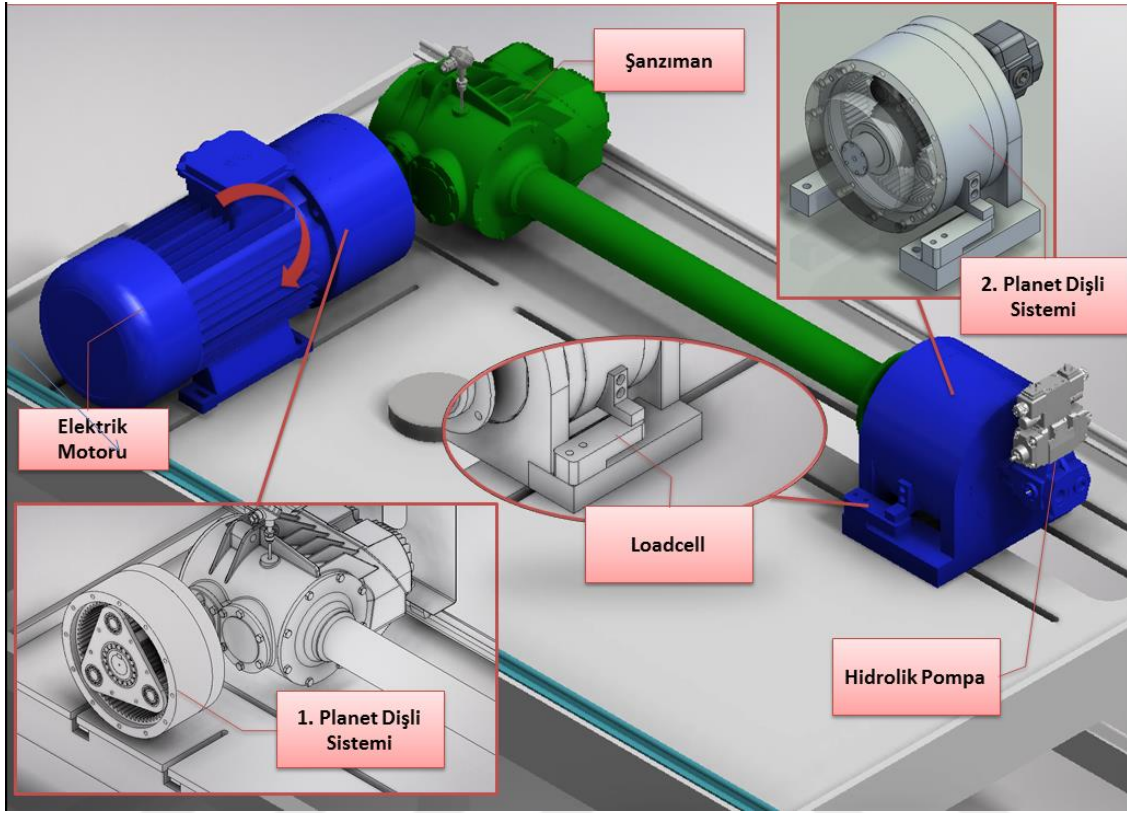
Çizelge 3.7 Şanzıman Test Cihazı Parça Listesi.

SIRA	MALZEMENİN ADI	ADET	ÖZELLİKLERİ
1	Elektrik Motoru	1	GAMAK AGM 2E 200 L 4 30KW 1500d/d
2	PLC Sistemi	1	FATEK FBS 40MA
3	PLC Analog giriş çıkış modülü	1	FATEK FBS 4A2D
4	Haberleşme Modülü	1	FATEK FBS CB55
5	Loadcell Transmitter	1	Baykon TX1
6	İnverter	1	INVT Goodrive 300
7	Loadcell	1	ESİT SSB 5T Model
8	Bilgisayar	1	Asus N53S
9	Haberleşme Çeviricisi	1	USB-RS 485
10	Basınç Transmitter	1	0-300 bar Keller
11	Sıcaklık Transmitter	1	EMCO PT-100
12	Akış Kısma Valfi	1	Aron marka
13	Hidrolik Pompa	1	Hidromas 40x87 DİŞLİ POMPA T1
14	Elektrik Motoru	1	VOLT 2.2 KW
15	Hidrolik Pompa	1	HEMA 6 lt
16	Akış Bölücü	1	Aron marka
17	Hidrolik Tank	1	20 lt
18	Soğutucu Fan	2	*
19	Basınç kontrol valfi	1	Aron
20	Manometre	2	Pakkens

3.12 Şanzıman Test Cihazının Çalışma Prensibi

Bu test cihazı ile şanzıman boğaz boyu mesafesi 1600 mm’ye kadar şanzıman testleri yapılabilmektedir. Şanzımanın hareketinin sağlanması için GAMAK AGM 2E 200 L 4 30KW 1500 d/d elektrik motoru kullanılmıştır. Şanzımanın giriş devri 540 d/d olmalıdır, bu sebeple elektrik motorunun devri 1. Planet Dişli Redüktör sistemi ile 540 d/d ‘ya

düşürülmüştür. Planet dişli sistemleri hidrolik sistem vasıtasıyla soğutulmaktadır (Şekil 3.16).



Şekil 3.16 Şanzıman test cihazı çalışma prensibi.

Şekil 3.16’de görüldüğü üzere şanzıman, hareketi 90° çevirerek şanzıman boğazı vasıtasıyla hareket iletimini sağlamaktadır. Şanzıman çevrim oranı 1/2,05 olması sebebiyle 540 d/d devir 263 d/d’ya düşürülmektedir. Şanzıman boğazı içerisindeki mil vasıtasıyla 263 d/d olan hareket 2. Planet dişlisini çevirmektedir. 2. Planet dişli sisteminin çevrim oranının 3,09 olması sebebiyle devir 813 d/d ‘ya yükseltilmiştir. Şekil 3.16’da planet dişli sistemi gösterilmiştir. 2. Planet dişli sistemine hidrolik pompa bağlanmıştır. Bu sayede planet dişli sistemin güneş dişlisine bağlı olan hidrolik pompa yağın pompalanmasını sağlamaktadır. 813 d/d devrinde döndürülen hidrolik pompa üzerindeki ayarlanabilir akış kısma valfinin kısılması suretiyle pompanın dönüşü zorlamaya tabi tutulmaktadır (Şekil 3.17).



Şekil 3.17 Planet dişli sistemine bağlı Hidrolik Pompa ve kısma valfi.

Planet dişli gövdesi dönme ekseninde kısmi olarak hareket edebilen bir yapıya sahiptir ve gövde üzerinde bağlı olan yük kolu aracılığıyla frenleme sırasında fren kuvvetinin algılandığı Loadcell'e dayanmaktadır. Yük kolu loadcell'e dayanana kadar 2. Planetin gövdesi dönme ekseninde hareket edebilir. Loadcell üzerine gelen kuvvet şanzımana yüklenen tork değeri ile ilişkilendirilmektedir. Loadcell ile ölçülen kuvvet kontrol ünitesine aktararak istenilen tork değeri doğrultusunda hidrolik pompa üzerindeki akış kısma valfinin kısılması ile ayarlanabilmektedir. Aynı zamanda hidrolik basınç pompa üzerinde bağlı olan manometre ile görülebilmektedir. Manometre akış kısma valfinin girişi pompanın çıkışında yer alan hatta bağlanmıştır. Aynı zamanda aynı hatta bağlanan basınç sensörü ile sistemin basıncına ait veriler Elektrik Kontrol Ünitesine iletilmektedir (Şekil 3.17).

Akış kısma valfinin etkisi sonucu ısınan yağ soğutma radyatörleri vasıtasıyla soğutularak 500 lt kapasiteli tanka iletilmektedir.

3.13 Şanzıman Test Cihazında Kullanılan Donanımlar

3.13.1 Elektrik Motoru

Şekil 3.18’de görülmekte olan Şanzımanın hareketinin sağlanması için GAMAK AGM 2E 200 L 4 30KW 1500d/d elektrik motoru kullanılmıştır. Motora ait teknik özellikler aşağıda ayrıntılı olarak belirtilmiştir. İnverter’ in 30 KW olması sebebiyle motor gücünün belli oranda artırılması sağlanmaktadır. Belli zaman aralıklarında İnverter’ in %20 üzerinde çalışabilme kapasitesi sayesinde güç artırımı bu oranda artırılabilir.

Ürün tipi: Gamak 3-fazlı Asenkron Elektrik Motoru

Frekans: 50 veya 60 Hz

Güç: 30 KW

Kutup Sayısı: 4

Devir: 1500 d/d

Gövde: 56...200 alüminyum 132...450 dökme demir

Soğutma: Dış yüzeyden soğutma(IC411)

Yalıtım sınıfı : "F"(105K)

Isı artış sınıfı : "B"(80K)



Şekil 3.18 Test cihazında kullanılan elektrik motoru.

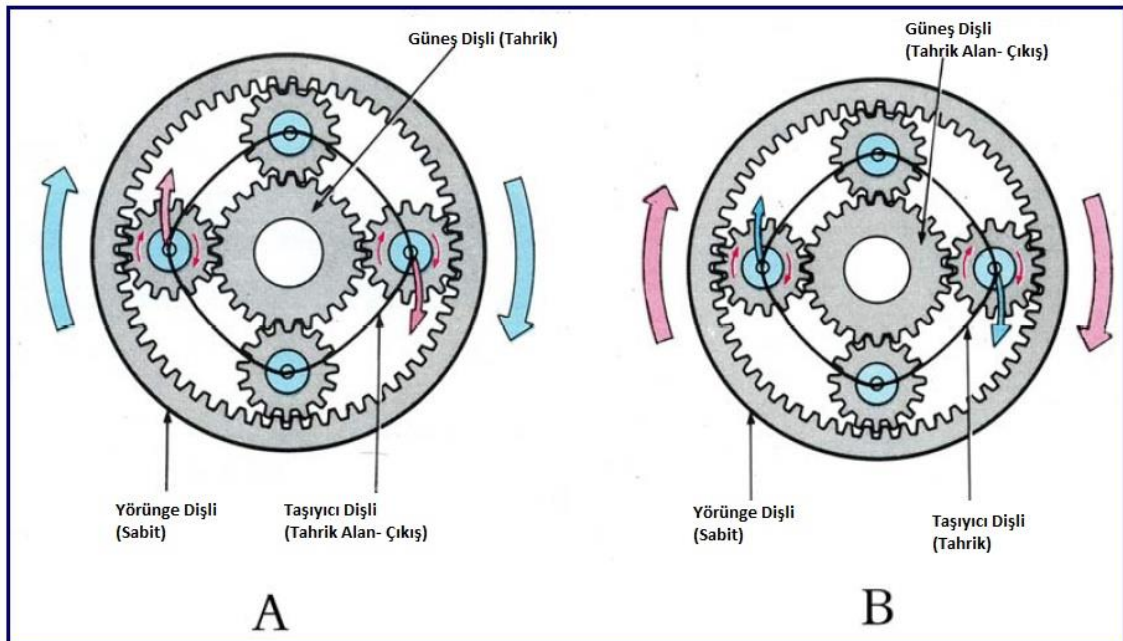
3.13.2 Planet Redüktör Dişli Sistemi

Planet Dişli Sistemleri günümüzde birçok uygulama alanında ihtiyaç haline gelen ufak hacimde yüksek tork isteklerini karşılamak amacı ile üretilmiş, modüler yapıda, uydu, güneş ve iç dişlilerden oluşan Redüktör tipleridir. Yukarıdaki sonuç raporunda görüleceği üzere tarla testlerinde elde edilen veriler doğrultusunda yüksek tork ihtiyaçlarını karşılayabilmek için Planet Redüktör Dişli sistemi kullanılmıştır.

Hız azaltımı durumunda hareket güneş dişliden verilip yörünge dişli sabit tutulduğunda, taşıyıcıdan alınır. Bunun için güneş dişlisi saat yönünde döndürülürken yörünge dişli hareketsiz bırakılır ve hareket yine saat yönünde azalmış olarak taşıyıcıdan alınır.

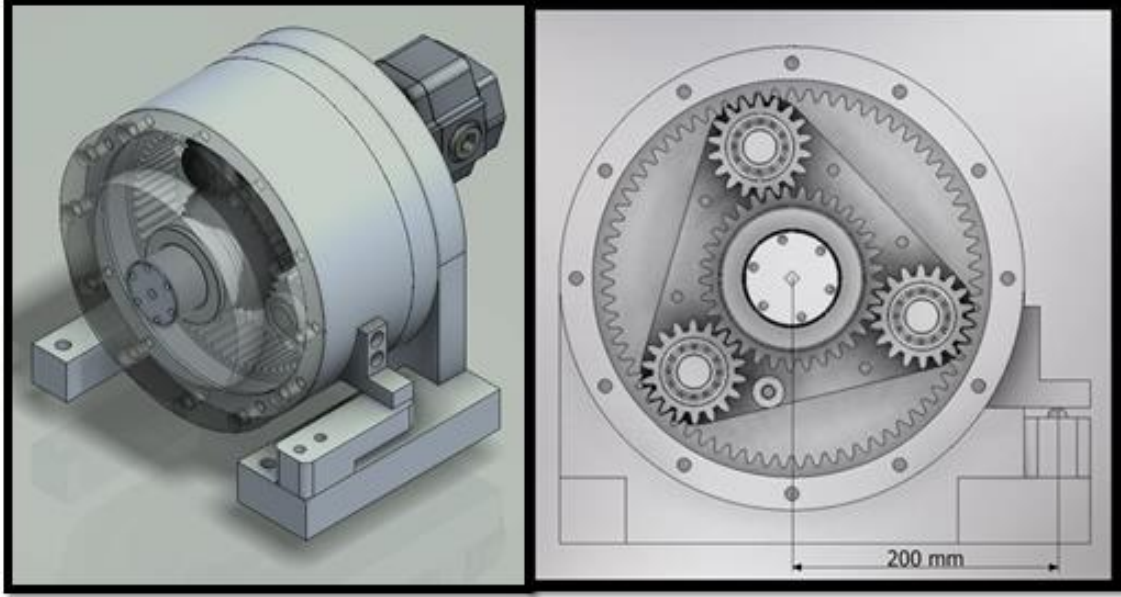
Şekil 3.19.A'da hız azatlımı görülmektedir. 1. Planet sisteminde 1/3.09 çevrim oranında motor devrini yaklaşık 540 d/d'ya düşürebilmek için bu bağlantı sistemi kullanılmıştır.

Hız artımı durumunda ise hareket, taşıyıcıdan verilip yörünge dişli sabit tutulup güneş dişliden alınır. Bunun için taşıyıcı saat yönünde döndürüldüğünde yörünge sabit tutulursa hareket, güneş dişlisinden saat yönünde hızı artmış olarak alınır. Şekil 3.19.B'de hızlanma durumunda planet sistemi görülmektedir. 2. Planet sisteminde 3,09 çevrim oranında 263d/d 'yı 813 d/d'ya yükseltebilmek için bu bağlantı sistemi kullanılmıştır.



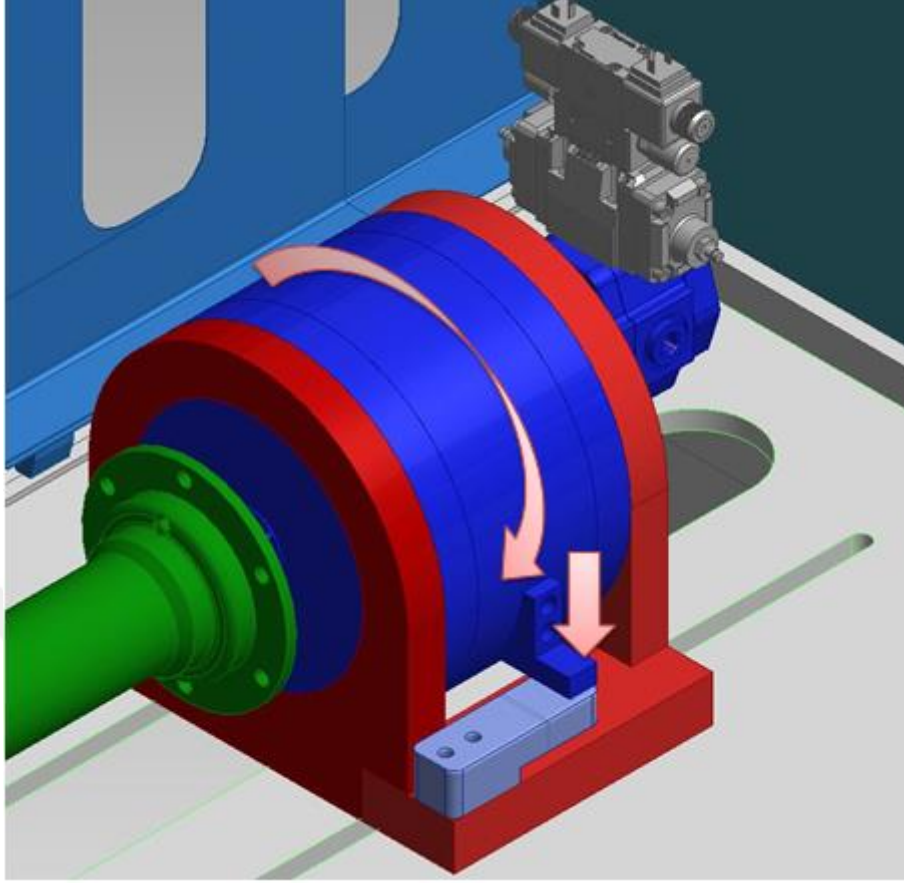
Şekil 3.19 Planet dişli sisteminde devir artış ve azalış durumları.

1. Planet Redüktör Sistemi ile elektrik motoru devri 540 d/d oranında düşürülmesi için çevrim oranı 1/3,09 olarak seçilmiştir. Seçilen planet dişli sistemine ait yörünge dişli, güneş dişli, taşıyıcı üzerindeki pinyon dişlileri Şekil 3.20’de gösterilmiştir. Kullanılan iki planet sistemine ait çevrim oranları aynı olup sadece hız azalımı ve artırımı için giriş ve çıkış bağlantılarında farklılık bulunmaktadır.



Şekil 3.20 Planet Redüktör Dişli Sistemi.

2. Planet dişli sisteminde 1. Planet sistemine göre farklı olarak frenleme kuvvetinin ölçülmesi için gövde bağlantısına yönelik bir tasarım yapılmıştır. Frenleme esnasında oluşan kuvvetin loadcell tarafından ölçülebilmesi için planet sistemi Şekil 3.21’de görüleceği üzere iki taraftan yataklanması sağlanmıştır. Bu sayede akış kısma valfinin devreye girmesi ile pompanın dönüşü zorlanarak güneş dişliyi frenlemektedir. Bu frenlemenin etkisiyle gövde saat yönünde dönerek gövdeye bağlı kuvvet kolunun loadcell’e dayanması ile kuvvet ölçümü sağlanmaktadır (Şekil 3.21).



Şekil 3.21 2. Planet dişli sistemi kuvvet ölçümü.

Planet Redüktör Dişli Sistemi Çevrim Oranı ve Tork Hesabı aşağıdaki hesaplama yöntemi ile hesaplanmıştır. Planet dişli dişliyi geliştirmek için ilk kısıt tüm dişlerin aynı adım ya da diş boşluğuna sahip olmasıdır. Bu dişlerin uyumlu çalışmasını sağlar.

İkinci kısıt ise; , yörünge dişlisinde ki diş sayısı taşıyıcı dişli diş sayısının iki katıyla güneş dişli diş sayısının toplamına eşittir.

$$R = 2 \times P + S \quad (3.1)$$

- R***: Yörünge dişli diş sayısı (Ring Gear)
S: Güneş dişli diş sayısı (Sun Gear)
P: Taşıyıcı dişli diş sayısı (Planet Gear)

Kullandığımız planet dişli sistemlerindeki diş sayıları aşağıdaki gibidir.

- R***: 69
S: 33
P: 18

Formül 4.1'deki formülde diş sayılarının hesabı yapıldığında $R = 69$ yörünge diş sayısını sağladığı doğrulanmaktadır.

$$R = 2 \times 18 + 33$$

$$R = 69$$

Planet dişli çevrim oranı hesabı için

$$(R + S) \times n_y = R \times n_r + n_s \times S \quad (3.2)$$

n_r : Yörünge dişli devir sayısı

n_s : Güneş dişli devir sayısı

n_y : Planet (taşıyıcı) dişli devir sayısı

Planet dişlilerde genellikle dişlinin biri sabit tutulur. Yörünge dişlinin Sabit tutulduğu konumda " n_r " Yörünge dişli devir sayısı her zaman sıfır olur. Bu durumda formül aşağıdaki gibi sadeleşir.

$$(R + S) \times n_y = n_s \times S \quad (3.3)$$

1. planet dişli sisteminde " n_r " Yörünge dişli sabit tutulur, güneş dişliden tahrik verilir.

Taşıyıcı dişli devir sayısı aşağıdaki formül ile bulunabilir.

$$n_y = \frac{n_s \times S}{(R + S)} \quad (3.4)$$

Buna göre " i " çevrim oranı aşağıdaki formül ile bulunur.

$$i = \frac{n_y}{n_s} = \frac{S}{(R + S)} \quad (3.5)$$

Çevrim oranı;

$$i = "S" / ("R + S") \quad (3.6)$$

$i_1 = 1$. Planet dişli sistemi çevrim oranı

$$i_1 = 33 / (69 + 33)$$

$$i_1 = 0,324$$

2. planet dişli sisteminde " n_r " Yörünge dişli sabit tutulur Planet (taşıyıcı) dişliden tahrik verilir. 2. Planet dişli sistemi çevrim oranı " i_2 " Güneş dişli devir sayısı 1. Planet dişli sistemi çevrim oranının tam tersi olur.

$$i_2 = 1 / (0,324)$$

$$i_2 = 1 / (0,324)$$

$$i_2 = 3,09$$

2. planet dişli sisteminde loadcell ile kuvvet ölçümü yapılmaktadır. Ölçülen kuvvet Planet dişli sistemi merkezinden loadcell'e olan uzaklık ile çarpılarak yörünge dişlinin torku bulunur. Bunun için planet dişli sistemi eksenine ile loadcell tespit pimi eksenine olan mesafe 200mm'dir. (Şekil 3.20) Yani kuvvet ile 0,2 m çarpılarak yörünge dişlinin tork değeri bulunmaktadır.

$$T_r = F \times L = F \times 0,2 \quad (3.7)$$

T_r : Yörünge dişlinin torku (Nm)

T_y :Planet (taşıyıcı) dişlinin torku (Nm)

F : Loadcell tarafından ölçülen kuvvet (N)

L : Planet dişli sistemi eksenine ile loadcell tespit pimi eksenine olan mesafe (m)

Şanzımanın çıkış miline gelen torku bulabilmemiz için, taşıyıcı dişliye gelen tork " T_y " bulunmalıdır. Burada hidrolik pompaya bağlı olan güneş dişli sabit tutulduğu kabul edilirse;

$$T_s = 0 ;$$

$$(R + S) \times n_y = R \times n_r + n_s \times S$$

$$(R + S) \times n_y = R \times n_r$$

$$n_r = \frac{(R+S) \times n_y}{R} \quad (3.8)$$

$$i = \frac{n_r}{n_y} = \frac{(R+S)}{R}$$

$$i = ((R + S)) / R$$

$$i = (69 + 33) / 69$$

$$i = 1,478$$

i : Taşıyıcı dişlinin yörünge dişliye göre çevrim oranı

Yörünge dişlinin torku ile çevrim oranı çarpılırsa planet taşıyıcı dişlinin torku bulunur. Bu değer de şanzıman çıkış milinin torkuna eşittir.

$$T_y = T_r \times i \quad (3.9)$$

$$T_y = F \times L \times i = F \times 0,2 \times 1,478$$

$$T_y = F \times 0,2956 \quad (3.10)$$

T_r : Yörünge dişlinin torku (Nm)

T_y :Planet (taşıyıcı) dişlinin torku (Nm)

F: Loadcell tarafından ölçülen kuvvet (N)

L: Planet dişli sistemi eksenine ile loadcell tespit pimi eksenine olan mesafe (m)

Şanzıman cihazı tork ölçümünde loadcell tarafından ölçülen kuvvet 0,2956 m ile çarpılarak şanzıman çıkış mili torku hesaplanmaktadır.

Planet dişli sisteminde yüksek devir ve tork sebebiyle ısınma meydana gelmektedir. Bu ısının soğutulması ve yağlanabilmesi için harici sistemlere gereksinim duyulmaktadır. Bu sebeple her iki planet dişli sisteminin yağlama ve soğutulması için sistem dışına yerleştirilmiş hidrolik yağ akışı ile soğutulmaktadır. Hidrolik sistemde oluşan ısı fanlı radyatör sistemi ile soğutulmaktadır (Şekil 3.22).



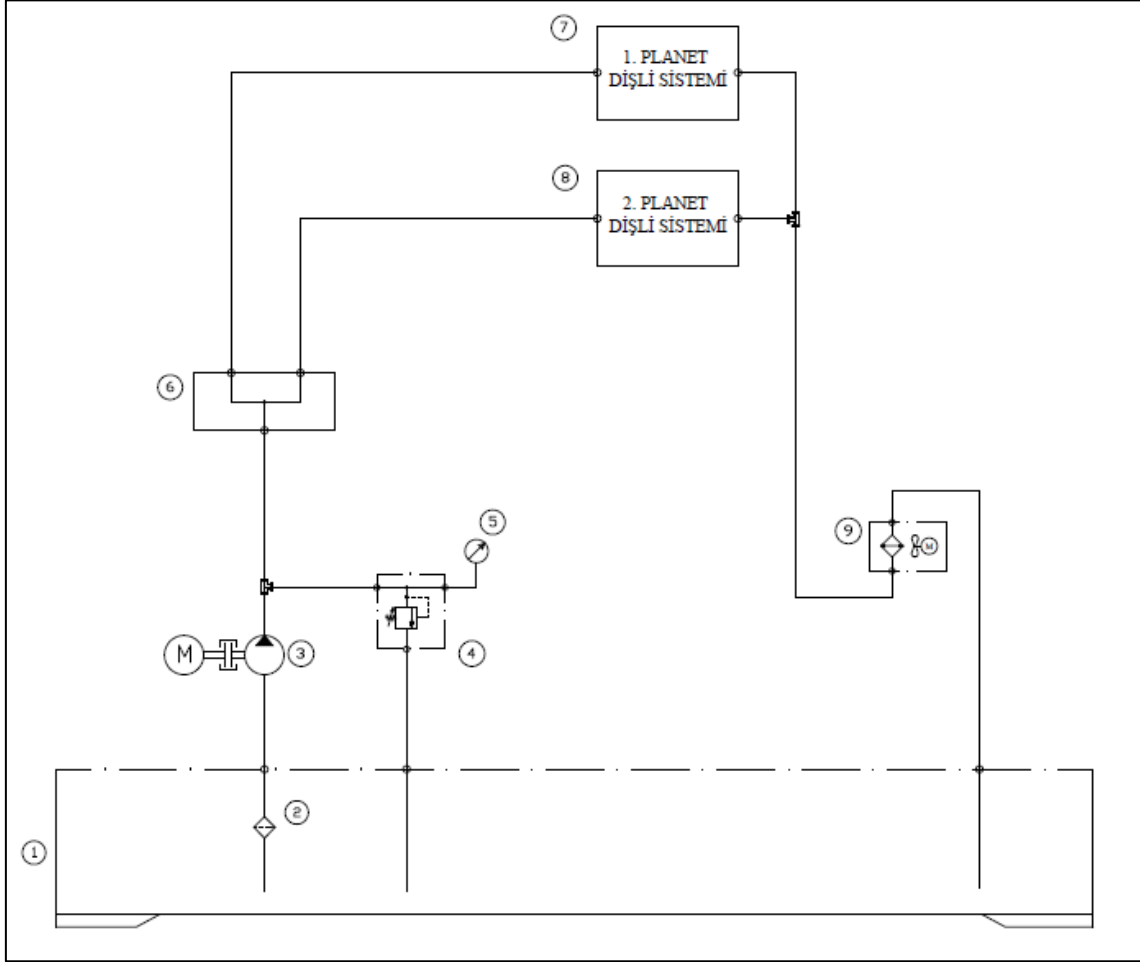
Şekil 3.22 Fanlı radyatör soğutma sistemi.

Planet dişli soğutma sistemine ait hidrolik devre şeması Şekil 3.23’de gösterilmiştir.

Devre şemasında yer alan hidrolik elemanları aşağıda belirtilmiştir.

- 1- YAĞ TANKI
- 2- EMİŞ FİLTRESİ
- 3- POMPA
- 4- HAT TİPİ BASINÇ EMNİYET VALFİ
- 5- MANOMETRE
- 6- DAĞITICI VALF

- 7- 1. PLANET DİŞLİ SİSTEMİ
- 8- 2. PLANET DİŞLİ SİSTEMİ
- 9- FANLI RADYATÖR

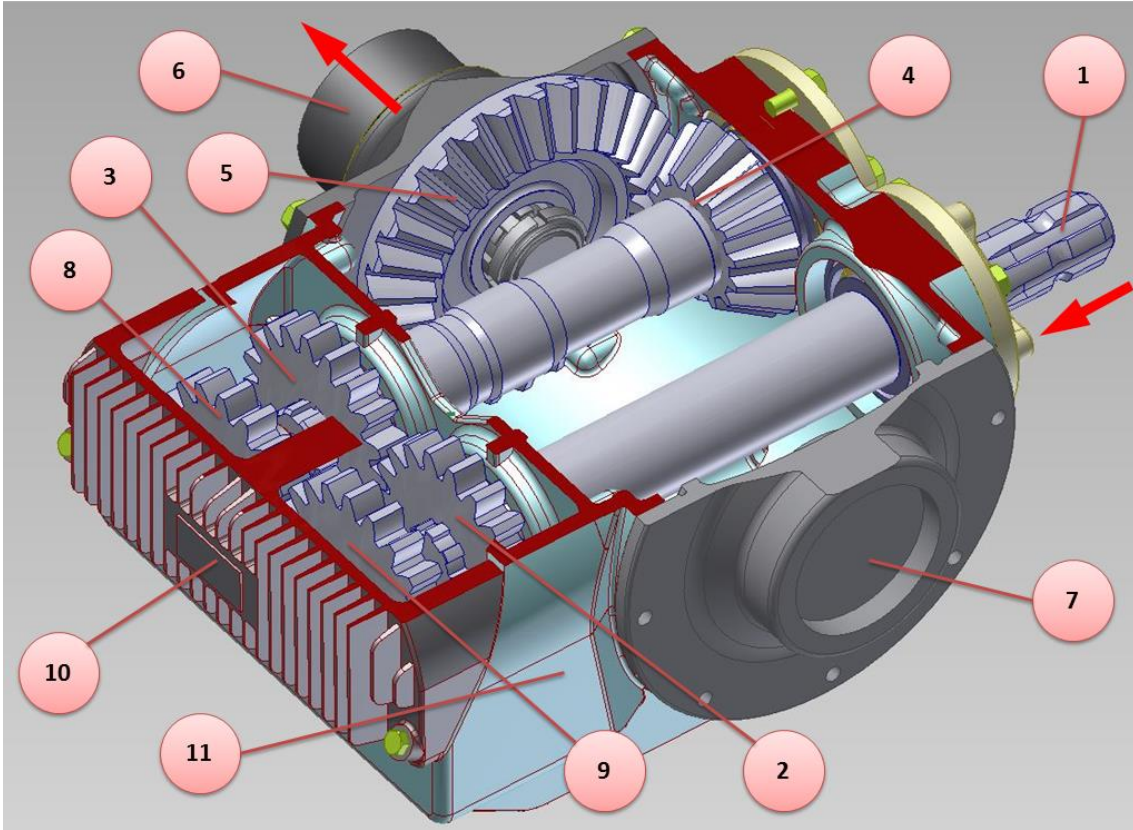


Şekil 3.23 Planet dişli sistemi soğutmasına ait hidrolik devre şeması.

3.13.3 Testi Yapılan Şanzıman

Şanzıman, traktör gücünün etkisini en üst düzeyde tutmak için makinenin merkezine bağlanmıştır. Şanzıman traktöre bağlı olan şafttan aldığı hareketi 90° çevirerek rotovator yan aktarma dişlilerine iletir. Şanzıman kutusunda dört değişik dişli sayesinde istenilen devir hızını bıçaklara iletebilme seçeneğiyle toprağın daha kolay parçalanmasını sağlayan bir düzenektir.

Şekil 3.24’de test cihazında test için kullanılan şanzımana ait kesit görüntüsü ve dişli bağlantıları gösterilmiştir. 1 numaralı giriş mili şaft aracılığıyla aldığı hareketi 10 numaralı vites kutusu içerisinde yer alan 2 numaralı vites dişlisine ve bağlantısı olan 3 numaralı vites dişlisine iletmektedir. Mil aracılığıyla hareket 4 numaralı pinyon dişliye ve konik dişli olması sebebiyle hareket 90° çevrilerek 5 numaralı ayna dişliye iletilmektedir. Sonrasında hareket rotovatörün iş genişliğine göre uzunluğu değişkenlik gösteren şanzıman çıkış mili aracılığıyla iletilmektedir.

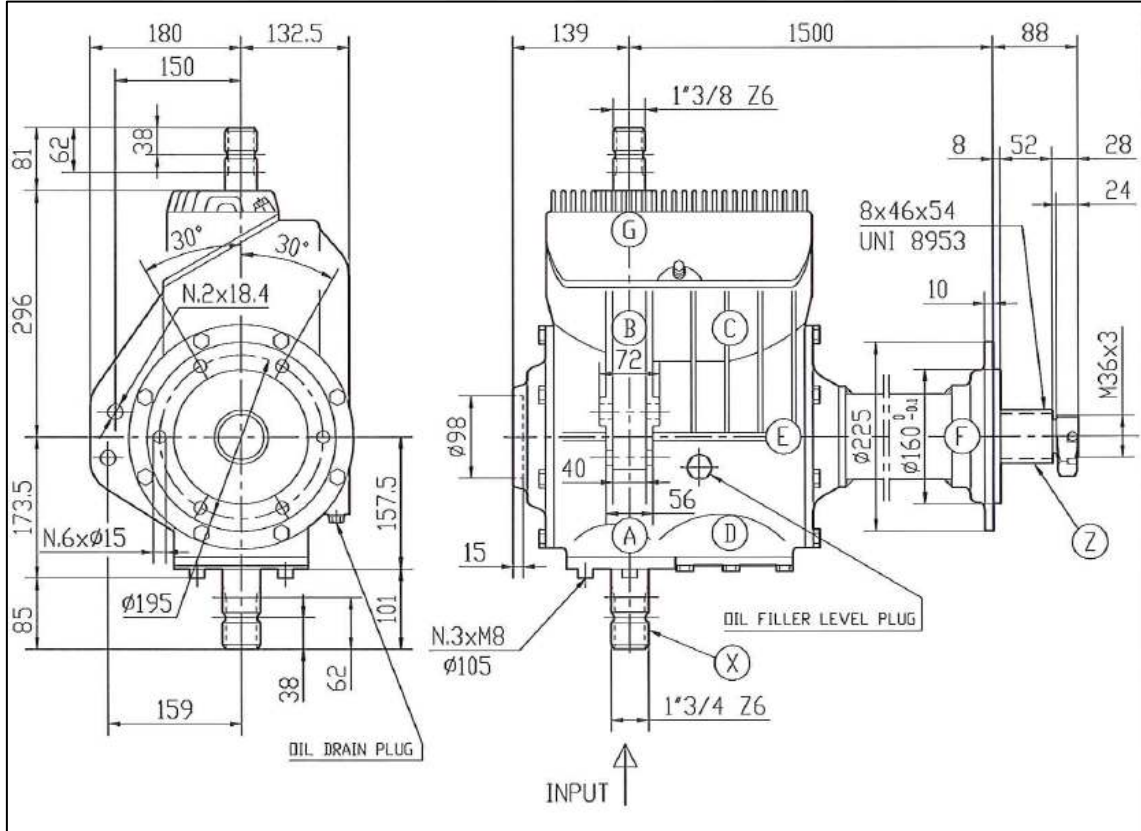


Şekil 3.24 Testi yapılan şanzımana ait kesit resim gösterimi.

Testin yapıldığı şanzımana ait teknik resimde şanzımanın detaylı teknik ölçüleri Şekil 3.25’de gösterilmektedir. Ayrıca Şekil 3.25’de gösterilen şanzıman içinde kullanılan dişli, mil ve gövdeye ait malzeme kalitesi, diş ve modül sayılarına ait bilgilendirmeye Çizelge 3.8’da yer verilmiştir.

Çizelge 3.8 Şanzıman parça ve malzeme listesi.

No	Parçanın Adı	Diş Sayısı	Modül	Malzemenin Cinsi
1	Giriş Mili	*	*	20 Mn Cr 5
2	Z1 Vites Dişlisi	21	6	18 NiCrMo5
3	Z2 Vites Dişlisi	17	6	18 NiCrMo5
4	Pinyon Dişli	13	8,25	18 NiCrMo5
5	Ayna Dişli	28	8,25	18 NiCrMo5
6	Çıkış Mili ve Boğazı	*	*	38 NiCr Mo4
7	Kör Boğaz kapağı	*	*	GS 400/12; UNI 4544_74
8	Yedek Z2 Vites Dişlisi	19	6	18 NiCrMo5
9	Yedek Z1 Vites Dişlisi	20	6	18 NiCrMo5
10	Vites Dişli Kapağı	*	*	GS 400/12; UNI 4544_74
11	Gövde	*	*	GS 400/12; UNI 4544_74



Şekil 3.25 Şanzıman ölçülerine ait teknik resim.

Aşağıda Şekil 3.26’da yer verilen şematik resimde de görüleceği üzere şanzıman çevrim oranı vites dişlilerinin değiştirilmesi ile değişmektedir. 17;21 ve 20;19 vites dişli ikililerinin değiştirilmesi ile çevrim oranları da değişmektedir. Test esnasında 1/2.05 çevrim oranı olan 3. Vites dişlisi ile test çalışmaları yapılmıştır.

	Şanzıman Giriş Devri	Z1	Z2	Pinyon	Ayna	Çevrim Oranı	Şanzıman Çıkış Devri
1.Vites	540	17	21	13	28	2,66	203
2.Vites	540	19	20	13	28	2,27	238
3.Vites	540	20	19	13	28	2,05	264
4.Vites	540	21	17	13	28	1,74	310

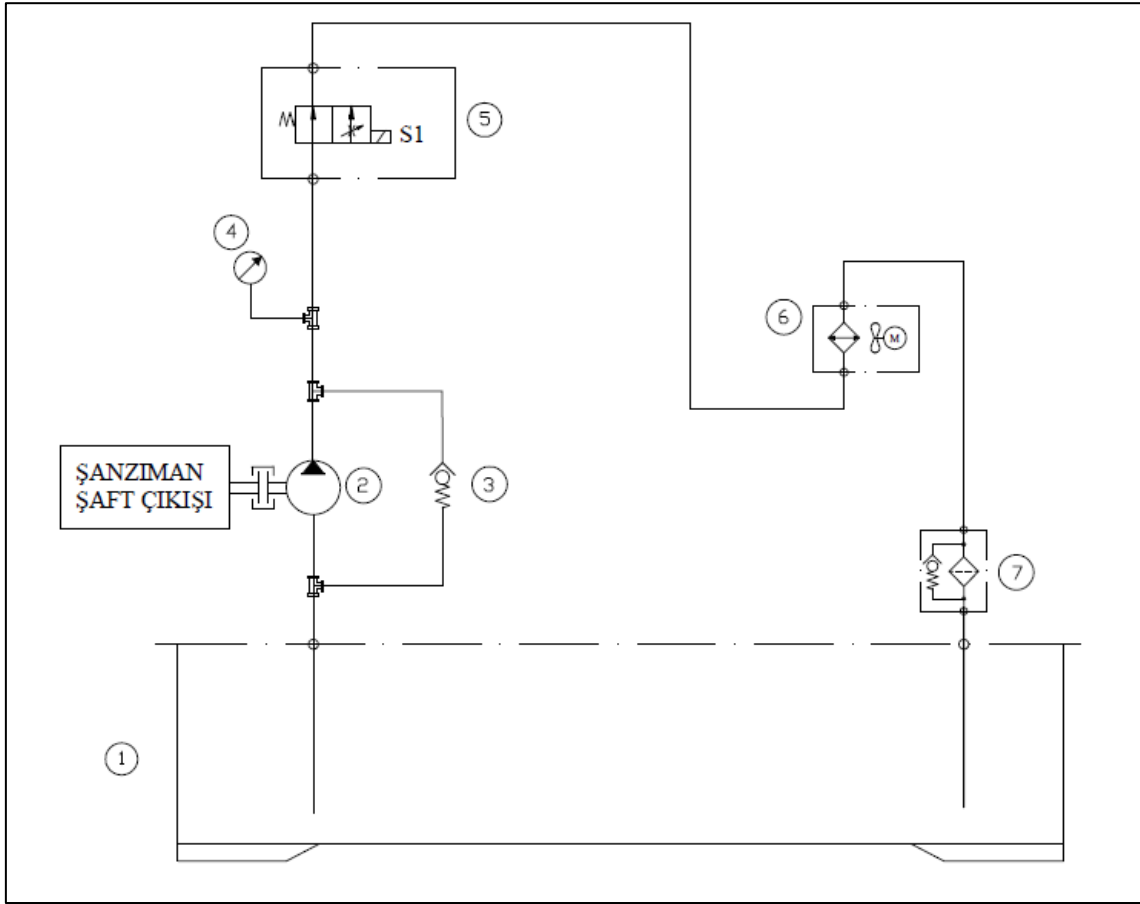
Şekil 3.26 Şanzımana ait vites çevrim ve devir oranları.

Şanzıman kullanımı esnasında ve test esnasında SAE 140EP hidrolik yağı kullanılmıştır.

3.13.4 Hidrolik Sistem

Bu sistemde şanzımanın frenlenerek zorlanması hidrolik sistem vasıtasıyla yapılmaktadır. Şanzıman çıkış mili 2. Planet dişli sistemine montajlanmıştır. 263 d/d olan şanzıman çıkış devri Planet dişli sistemi ile 813 d/d olarak devri artırılmıştır. 2. Planet dişli sistemi üzerine montajlanmış hidrolik pompa 813 d/d ile döndürülerek pompa üzerine bağlı olan akış kısma valfi ile çıkış milini 0-300 bar basınç aralığında yavaşlatmaya çalışmaktadır. Çıkış milini durdurmak için planet dişli sistemi mekanizmasına bağlı olan akış kısma valflinin etkisiyle hidrolik pompanın ve şanzıman çıkış milinin dönmesine zorlayıcı bir etki sağlamaktadır. Frenleme sırasında fren kuvvetinin ölçümü loadcell tarafından sağlanmaktadır. Loadcell ile ölçülen kuvvet kontrol ünitesine aktararak istenilen tork değeri doğrultusunda hidrolik pompa üzerindeki akış kısma valfinin kısılması ile ayarlanabilmektedir. Aynı zamanda hidrolik basınç pompa üzerinde bağlı olan manometre ile görülebilmektedir. Manometre akış kısma valfinin girişi pompanın çıkışında yer alan hatta bağlanmıştır. Aynı zamanda aynı hatta bağlanan basınç sensörü ile sistemin basıncına ait veriler Elektrik Kontrol Ünitesine iletilmektedir. Bu hidrolik sisteme ait hidrolik devre şeması Şekil 3.27’te gösterilmiştir.

- 1- YAĞ TANKI
- 2- POMPA
- 3- ÇEK VALF
- 4- MANOMETRE
- 5- AKIŞ KISMA VALFİ
- 6- FANLI RADYATÖR
- 7- FİLTRE



Şekil 3.27 Hidrolik frenleme devre şeması.

3.13.5 Şanzıman Test Cihazı Elektrik Kontrol Ünitesi

İNVT marka Goodrive300 Serisi Yüksek Performanslı Vektör Kontrollü Sürücü kullanılmıştır (Şekil 3.28). İnsertlerin %20'lik güç artırımı ile kapasite artırımı bu oranda sağlanabilmektedir.



Şekil 3.28 İNVT marka Goodrive300 inverter.

Elektrik kontrol ünitesi içerisinde FATEK marka PLC sistemi kullanılmıştır. Bu sayede yağ sıcaklığı Emco marka PT 100 transmitter ile sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Hidrolik basınç transmitteri ile hidrolik basıncı ölçülmüştür. Tork ölçümü Esit marka SSB 5T Model loadcell ile yapılmıştır. Motor gücü ve devri ile ilgili inverter 'den reel ölçüm değerleri PLC kontrol ünitesine iletilmektedir.

3.13.6 Yük Hücresi (Loadcell)

Tork ölçümü Esit marka SSB 5T Model loadcell ile yapılmıştır. (Şekil 3.29) Loadcell tarafından ölçülen kuvvet loadcell transmitter vasıtasıyla sayısal değere çevrilmektedir. Dijital değer haberleşme ile PLC kontrol ünitesi tarafından sayısal değer olarak okunur. Bu değer 0,2m Uzunluğu ile çarpılarak ve 9,81 ile çarpılarak Nm cinsinden ekrana grafik olarak yansıtılmaktadır.



Şekil 3.29 Esit marka SSB 5T Model loadcell.

3.13.7 Şanzıman Test Cihazı Bilgisayar Programı

Verilerin bilgisayar ortamında analizinin yapılması için program geliştirilmiştir. Üzerinde çalıştığımız konunun her bir sistemi için ayrı bir detay mevcuttur. Bu değişken etkenlerin şanzımanın çalışmasına olan etkilerini belirleyebilmek için farklı deney şartlarının oluşturulması ve hassas sonuçlar alınması gerekmektedir. Bu nedenle bilgisayar programı, verilerin kaydedilmesi, istenilen deney şartlarının girilerek deneylerin güvenilir olarak yapılabilmesi amacıyla şanzıman test cihazı için bilgisayar programı geliştirilmiştir. Program olarak CIMON X SCADA programı kullanılmıştır.

3.13.7.1 Şanzıman Test Cihazı Programının Kurulması

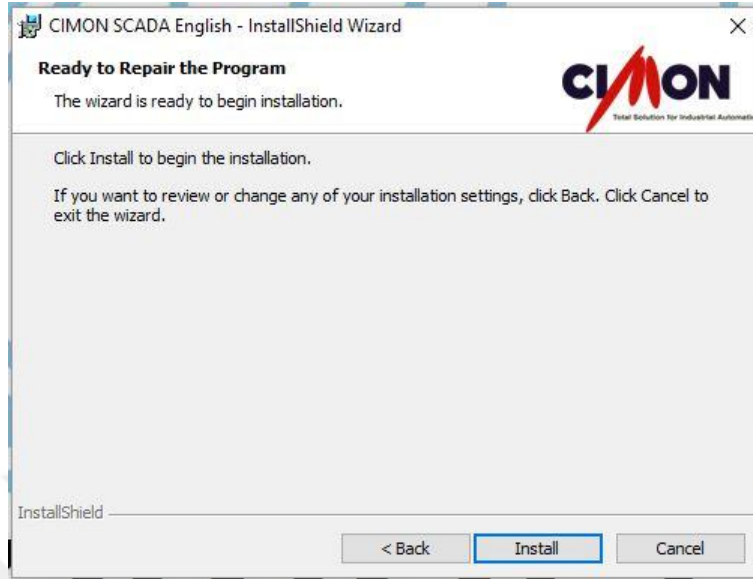
Bu işlem sırasıyla aşağıdaki gibi yapılır.

- Program kurulumu için Next butonuna basılır (Şekil 3.30).



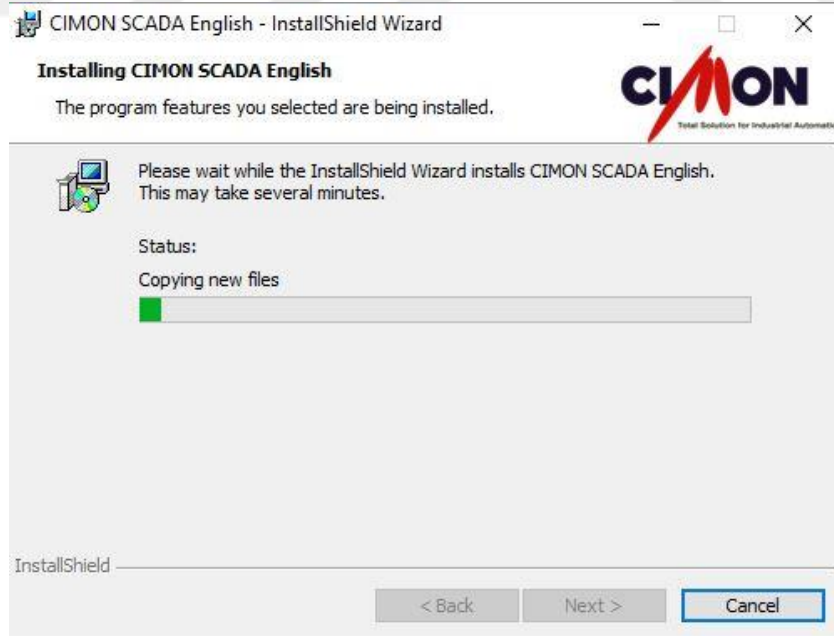
Şekil 3.30 Program Kurulumu 1.

- Program kurulumu için Next butonuna basılır (Şekil 3.31).



Şekil 3.31 Program Kurulumu 2.

- Program kurulurken beklenir ve bu ekran ilerlerken dil seçimi yapılır (Şekil 3.32).



Şekil 3.32 Program Kurulumu 3.

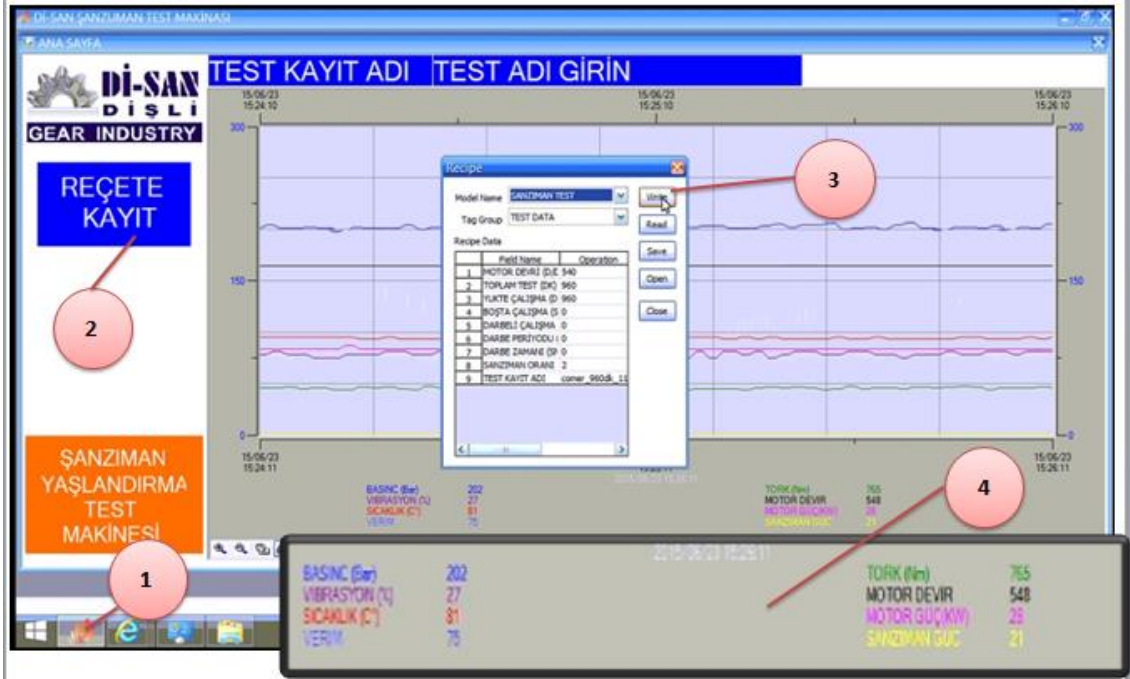
- “Finish” butonuna basılarak program sonlandırılır (Şekil 3.33).



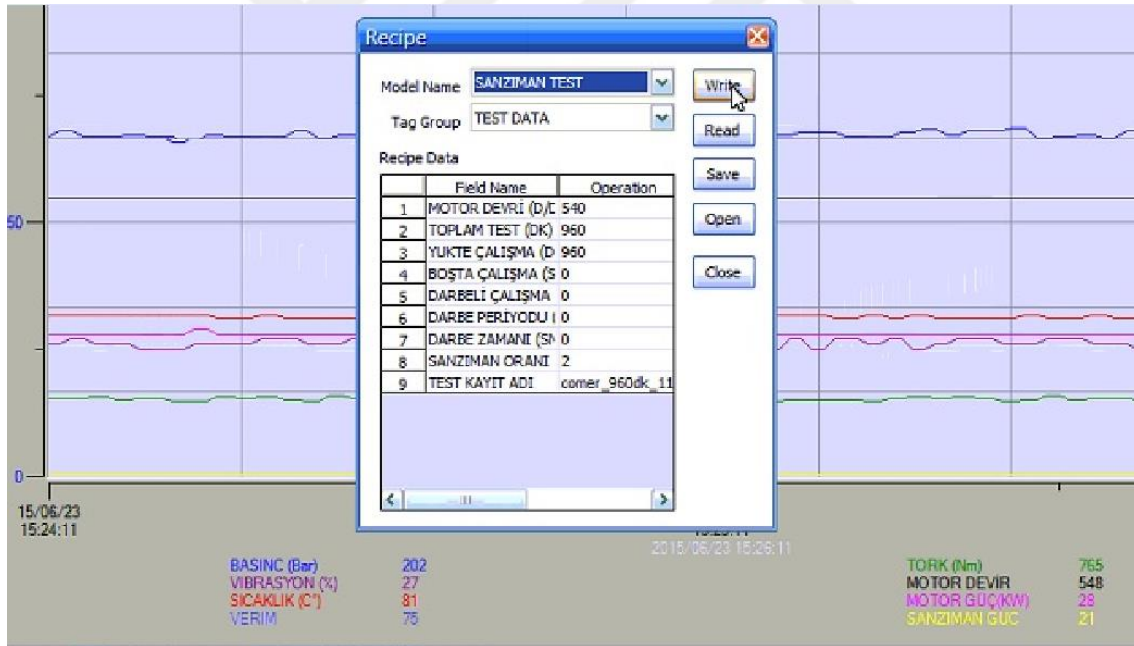
Şekil 3.33 Program Kurulumu 4.

3.13.7.2 Programın Kullanılması

Şekil 3.34’de programın başlatılabilmesi için 1 numaralı simge ile gösterilen alev sembolü olan ikon tıklanarak program açılmalıdır. Reçete kaydının ve deney şartlarının belirlendiği çalışma ekranı girişi için 2 numaralı ikon ile gösterilen mavi renkte bulunan ekranından “Reçete Kayıt” bölümüne basılması gerekmektedir. Şekil 3.34’de sonrasında açılan veri giriş ekranına istenilen değerler girilerek “Write” ikonu tıklanmalıdır. Programda grafiklerin alınarak testin başlatılmadan önce için Şekil 3.34’de belirtilen ve Şekil 3.35’de detaylı gösterimi bulunan Şanzımanın testine ait verilerin giriş ekranı görülmektedir. Test süresi, yükte çalışma süresi, darbeli çalışma ve periyodu, motor devri, şanzıman çevrim oranı gibi bilgiler bu ekrandan girişi yapılmaktadır.



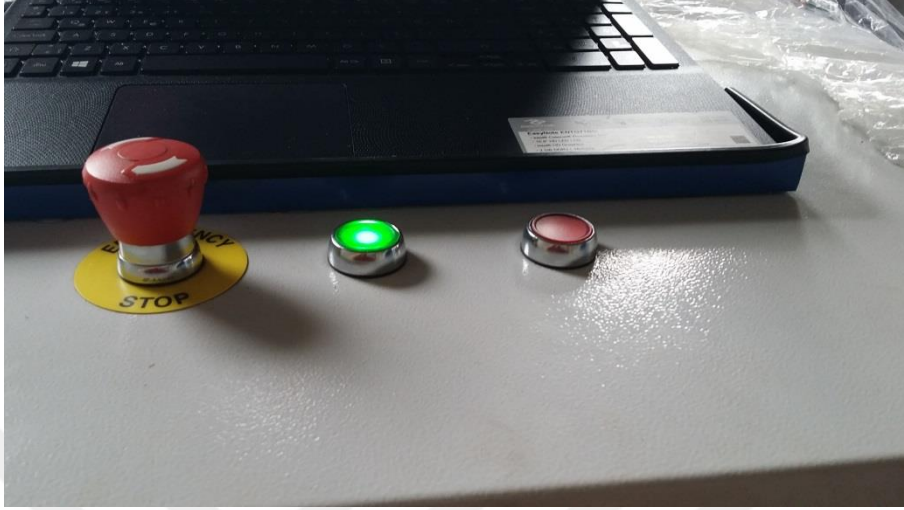
Şekil 3.34 Program Çalışma Ekranı.



Şekil 3.35 Şanzıman test cihazı veri giriş ekranı.

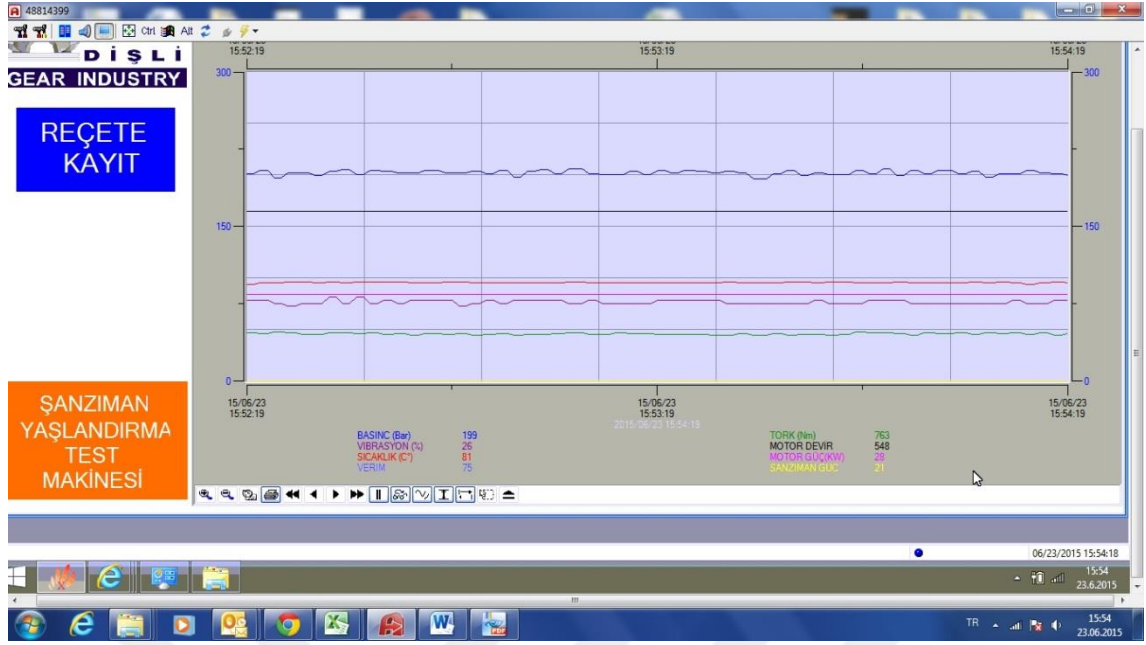
Tüm veri girişleri sonrasında son olarak Şekil 3.36'da gösterilen yeşil renkteki butona basarak test çalışması başlatılabilmektedir. Verilerin doğru girilerek sistemin doğru çalıştırılması sonrasında Şekil 3.34'de 4 numaralı simge ile gösterilen sistemin çalışmasına ait verilerin tamamı görülebilmekte ve kendi renginde grafik olarak da

izlenebilmektedir. Aksi durumda bu veriler “?” işareti ile görülmektedir. İstenildiği takdirde kırmızı buton ile testin sonlandırılması sağlanabilmektedir.



Şekil 3.36 Test cihazı çalıştırma ve durdurma butonu.

“Write” butonuna basıldıktan sonra program otomatik olarak verileri saniyelik periyotlarla ölçer ve ekrana yansıtır. Şekil 3.34’de deney esnasında alınan veriler doğrultusunda program tarafından oluşturulan eğrilerin ekran görüntüsüdür. Burada ekranın en üst bölümünde saniyelik periyotlarla alınan veriler görülmektedir. Bunlar “Süre” , “Sıcaklık” , “Basınç” , “Tork ” , “Motor Gücü” ve “Motor Devri” verileridir. Verilerin giriş yapıldığı ekranda “write” ile aynı satırda verilerin kaydedilebilmesi ve yazdırılabilmesi için butonlar bulunmaktadır. “Save” butonuna tıklanması halinde program verileri istenilen yer ve uzantıda kaydedilebilir. Kaydedilen verilerin başka bir deneyde kullanılmasına ihtiyaç duyulduğu taktirde “Read” butonuna tıklayarak ve kaydedilen veriyi seçerek geri yüklenebilir ve kullanabilir. Grafik de mavi ile gösterilen veriler sistem hidrolik basıncını, kırmızı ile gösterilen veriler ise şanzıman sıcaklığını göstermektedir. Veriler için yapılan yazdırma programın alt imleçlerin içinde yer alan “Print” sekmesinden, kaydetme ve geri yükleme işlemlerini veri giriş ekranındaki satırdan aynı şekilde yapılabilir. Şekil 3.37’de kaydedilen bir grafik resmi görülmektedir.



Şekil 3.37 Kaydedilmiş bir grafik örneği.

4. SONUÇLAR ve TARTIŞMA

4.1 Tarla Testlerinin Sonuçları

4.1.1 Toprak Nemi ve Volümetrik Hacim Ağırlığına Etkileri

Makinaların toprak işleme öncesi ve sonrası toprağa olan etkileri açısından toprağın nem ve volümetrik hacim ağırlığı ölçüm sonuçlarına Çizelge 4.1 ve 4.2’de yer verilmiştir.

Çizelge 4.1’de ise Toprak işleme öncesi 1,47 g/cm³ olan hacim ağırlığı değerleri her iki makine ile işleme sonunda Çizelge 4.2’de görüleceği üzere toprak işleme derinliklerinde (0-17 cm) 0,9 – 1,08 g/cm³ olarak bulunmuştur.

Çizelge 4.1 Toprak İşleme Öncesi Nem ve Hacim Ağırlığı Değerleri .

Toprak Nem ve Hacim Ağırlığı Değerleri	Ort. NEM %	Ort. Hacim Ağırlığı g/cm ³
İŞLENMEMİŞ (5 CM)	22,07	1,47
İŞLENMEMİŞ (12 CM)	18,47	1,5
İŞLENMEMİŞ (19 CM)	23,41	1,46

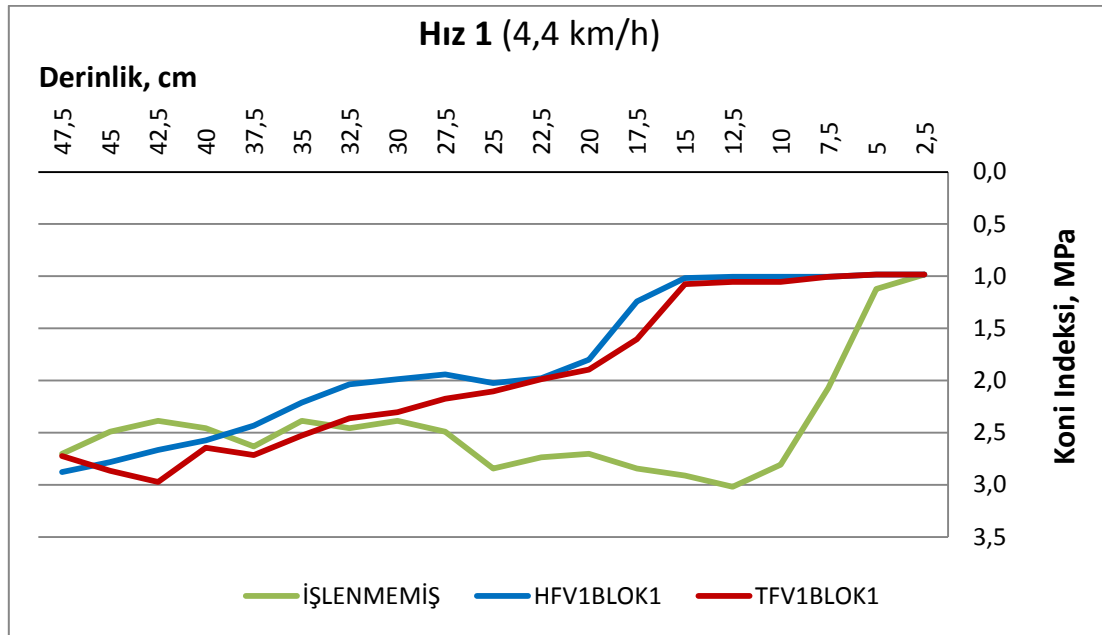
Yapılan istatistik değerlendirmeler sonucunda H tipi freze ve T tipi freze Hız 1 (4,4 km/h) ve Hız 2 (6,1 km/h) HFV1-2 ve TTV1-2 kısaltmalarıyla kendi arasında karşılaştırıldığında toprağın nemi ve hacim ağırlığına etkileri aşağıdaki Çizelge 4.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.2 Toprak İşleme Sonrası Hızlara göre Nem ve Hacim Ağırlığı Değerleri.

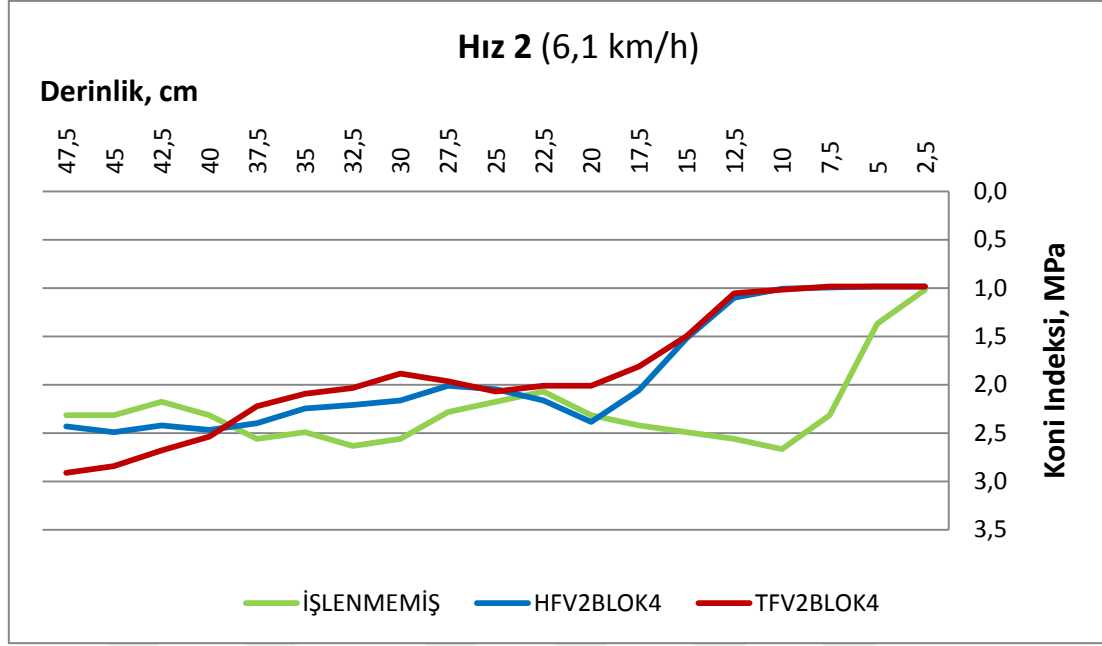
Hız 1 (4,4 km/h)	Ort. NEM	Ort. Hacim Ağırlığı	Hız 2: (6,1 km/h)	Ort. NEM	Ort. Hacim Ağırlığı
Makine	%	g/cm ³	Makine	%	g/cm ³
HFV1(0-6 CM)	17,66	0,88	HFV2(0-6 CM)	17,8	0,92
HFV1(6-12 CM)	20,24	1,26	HFV2 (6-12 CM)	20,14	1,08
HFV1(12-18CM)	20,82	1,19	HFV2 (12-18 CM)	22,29	1,39
TFV1 (0-6 CM)	16,13	0,83	TFV2 (0-6 CM)	19,03	0,81
TFV1 (6-12 CM)	17,93	0,95	TFV2 (6-12 CM)	21,28	1,23
TFV1 (12-18 CM)	19,78	1,32			

4.1.2 Toprak Batma Direncine Etkileri

Makinalar toprak işleme öncesi ve sonrası toprağın batma direncine (Koni indeksi (Mpa)) etkileri açısından irdelenmiştir. H tipi ve T tipi Rotovatorler kendi arasında istatistiksel anlamda karşılaştırılmış olup sonuçları Şekil 4.1 Hız 1 (4,4 km/h)'de ve Şekil 4.2'de Hız 2: (6,1 km/h)'de gösterilmiştir. Toprak işleme öncesi toprak batma direnci 3 MPa değerinden 1 MPa değeri olan bitkinin agroteknik isteklerine uygun hale geldiği her iki hızda da görülmüştür.



Şekil 4.1 4,4 km/h'de makinaların toprağa batma dirençleri.



Şekil 4.2 6,1 km/h'de makinaların toprağa batma dirençleri.

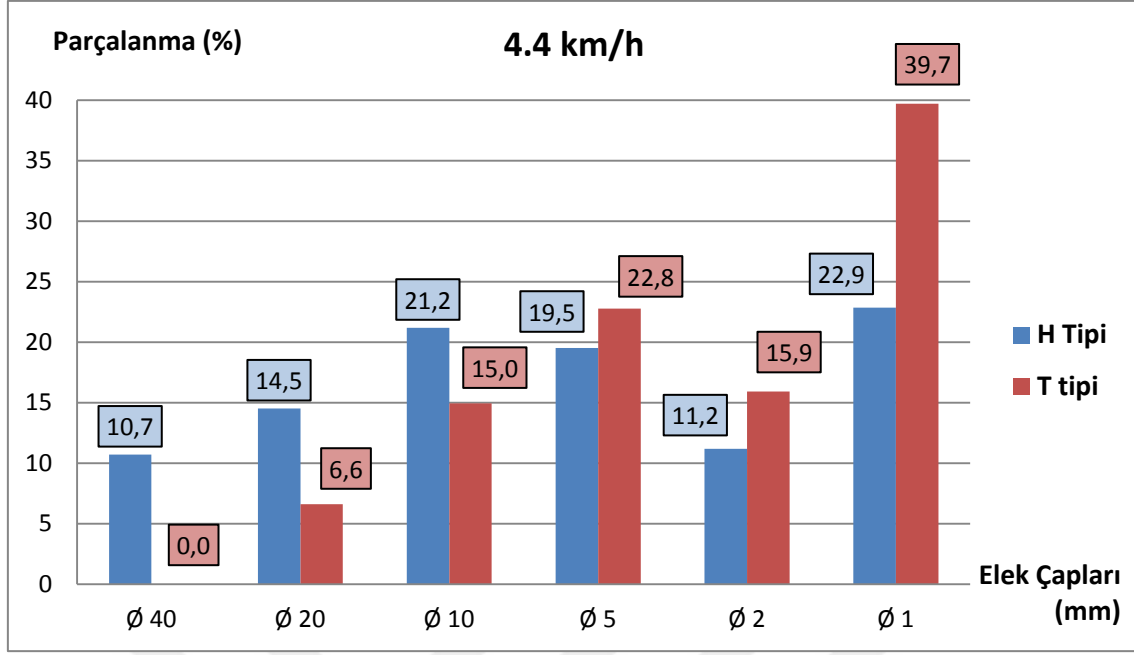
4.1.3 Toprak Parçalama Etkinliğine Etkileri

Makinaların toprak işleme sonrası toprağın parçalanmasına etkileri Çizelge 4.3'de verilmiştir. H Tipi ve T Tipi Rotovatorlerin her iki hız şartlarında alınan toprak örnekleri yapılan elek seti incelemesi sonrasında Çizelge 4.3'teki sonuçlara ulaşılmıştır.

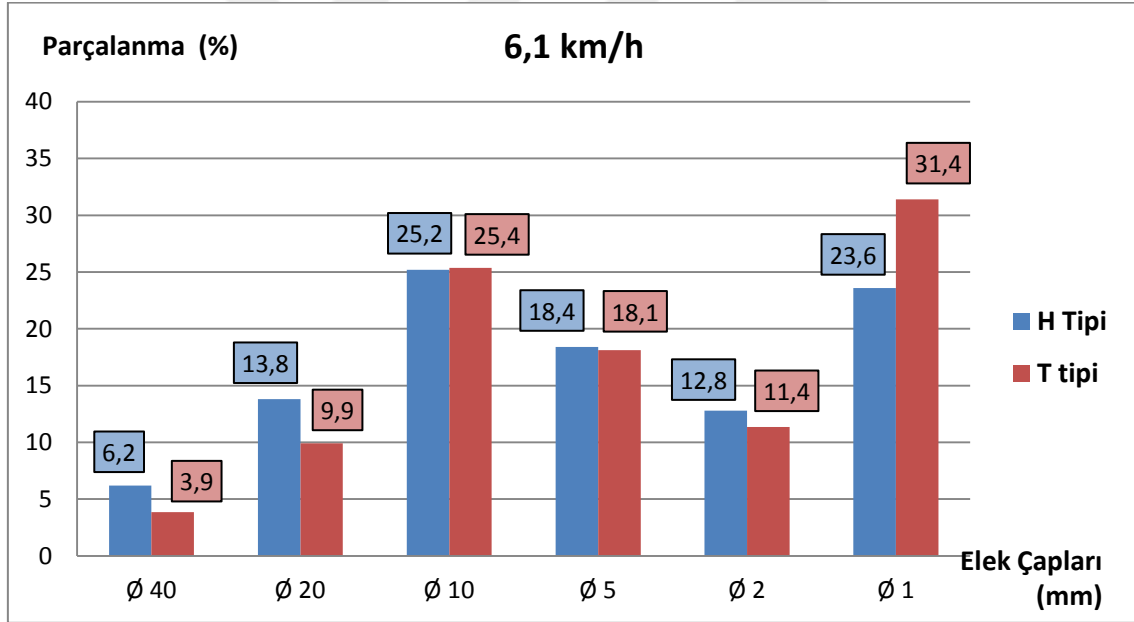
Çizelge 4.3 Toprağı Parçalama Etkinlikleri (% Parçalanma Oranları).

Elek Çapları	H Tipi Rotovator		T Tipi Rotovator	
(mm)	HIZ 1 (%)	HIZ 2 (%)	HIZ 1 (%)	HIZ 2 (%)
Ø 40	10,71	6,20	0,00	3,86
Ø 20	14,52	13,80	6,62	9,90
Ø 10	21,19	25,40	14,95	25,36
Ø 5	19,52	18,40	22,79	18,12
Ø 2	11,19	12,80	15,93	11,35
Ø 1	22,86	23,40	39,71	31,40
Toplam	100%	100%	100%	100%

Elek analizi sonucunda elde edilen toprak işleme sonrası toprağın parçalanma indeksine etkileri genel olarak frezeler kendi arasında karşılaştırıldığında her iki hızda da Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'te gösterilmiştir.



Şekil 4.3 4,4 km/h 'de Toprak Parçalama Oranları.



Şekil 4.4 6,1 km/h 'de Toprak Parçalama Oranları.

4.1.4 Makinaların Kuyruk Mili Güç İhtiyaçları

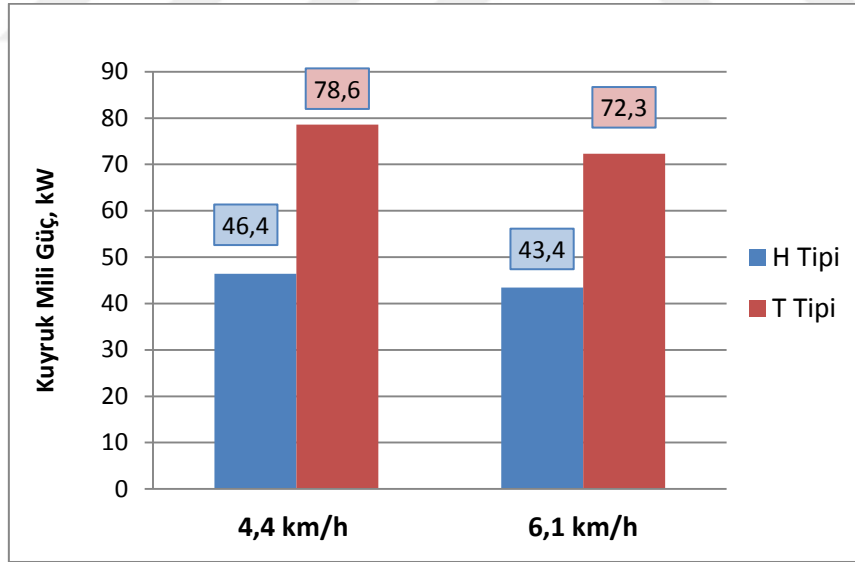
Makinaların farklı hızlarda kuyruk mili güç ihtiyaçları yapılan istatistik değerlendirmeler sonucunda, rotovatörlerin kendi arasında karşılaştırıldığında, makinaların kuyruk mili güç ihtiyaçları açısından makinalar arasında fark Çizelge 4.4'de verilmiştir. Makinaların maksimum, minimum ve ortalama güç tüketim değerleri H Tipi ve T Tipi freze

Hız 1 –2’de Tekerrür 1 ve 2 olarak Çizelge 4.4’te verilmiş olup ortalama güç tüketim değerleri Şekil 4.6’da görülmektedir.

Çizelge 4.4 Makinaların PTO Devir ve Güç Tüketimi.

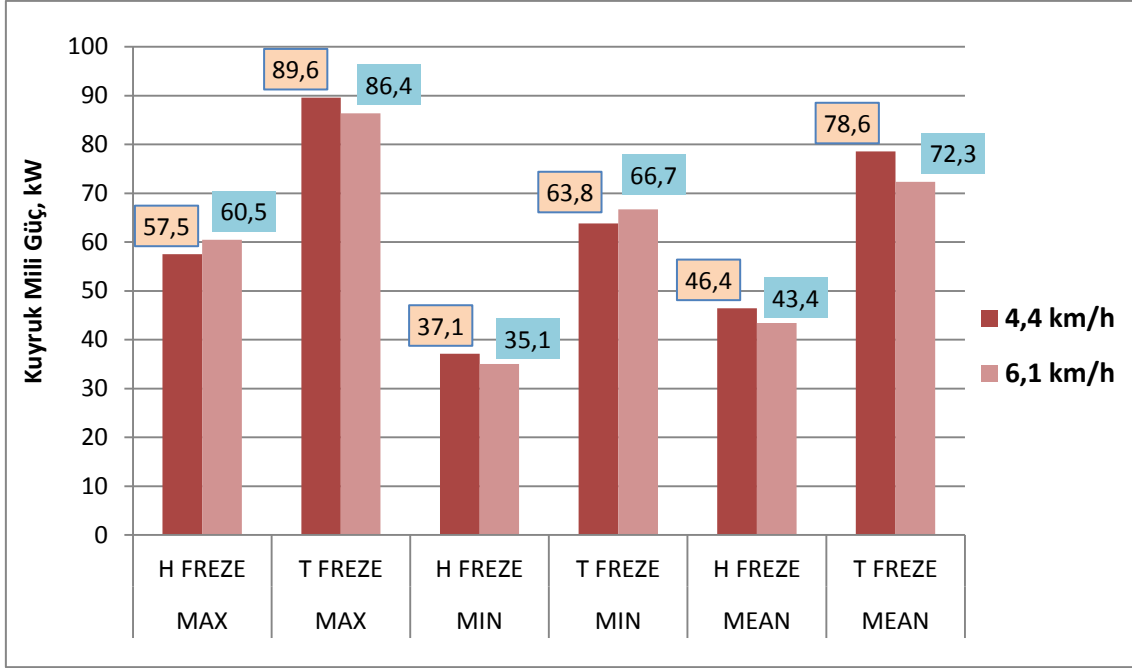
	Makinaların Devir ve Güç Tüketimi	PTO d/d	GÜÇ TÜKETİMİ (KW)		
			ORT.	MAX.	MİN.
H Tipi	HFV1 T1	474.54	46.37	59.50	36.59
	HFV1 T2	473.15	46.53	55.49	37.60
	HFV2 T1	543.85	45.34	59.38	33.21
	HFV2 T2	547.27	47.54	61.61	36.89
T Tipi	TFV1 T1	562.08	74.33	88.93	54.30
	TFV1 T2	560.90	82.80	90.26	73.32
	TFV2T1	484.51	70.97	87.62	59.72
	TFV2T2	483.30	73.71	85.12	73.71

Ortalama 4,4 km/h ’de T Tipi Rotovatorün 78,6 KW; H Tipi rotovatorün ise 46,4 KW kuyruk mili güç tüketimi olduğu 6,1 km/h’de de aynı doğrultuda T Tipi Rotovatorün H tipine göre daha yüksek güç ihtiyacı olduğu Şekil 4.5’te gösterilmiştir.



Şekil 4.5 Ortalama Kuyruk Mili Güç İhtiyacı.

Şekil 4.6’da H Tipi ve T Tipi Rotovatorlerin Torkmetre ile tespit edilen her iki hızdaki kuyruk mili güç ihtiyaçları maksimum; ortalama ve minimum değerleri 4,4 km/h ve 6,1 km/h’deki değerleri mukayeseli olarak gösterilmiştir.

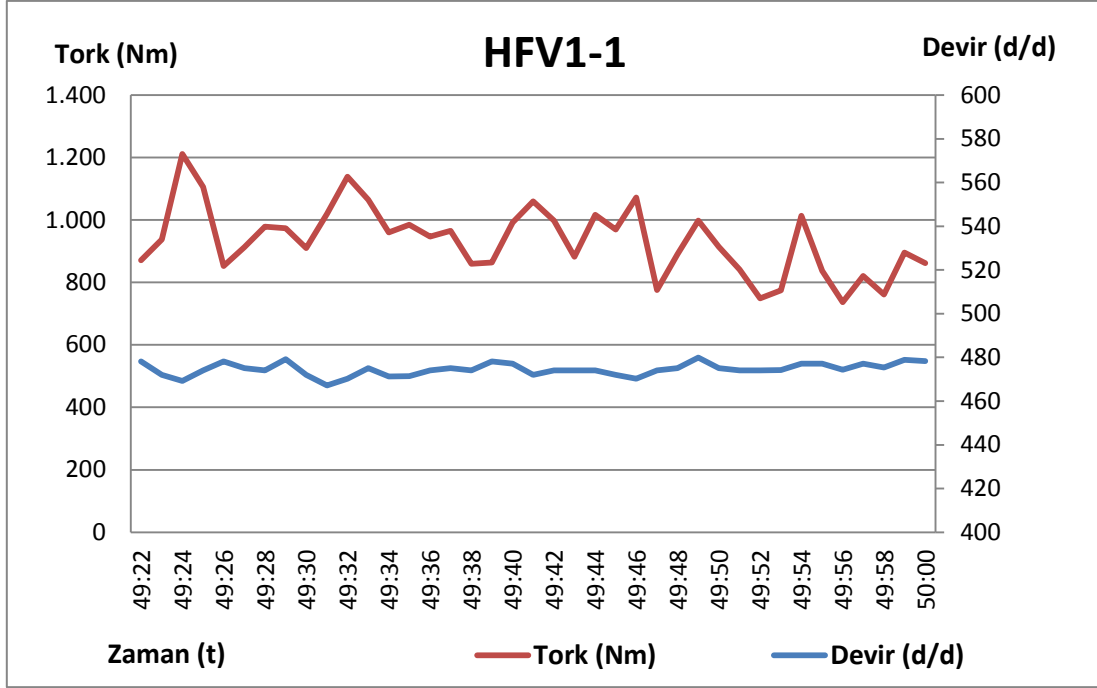


Şekil 4.6 Kuyruk Mili Güç ihtiyacı Karşılaştırma.

4.1.5 Makinaların Tespit edilen Tork Değerleri

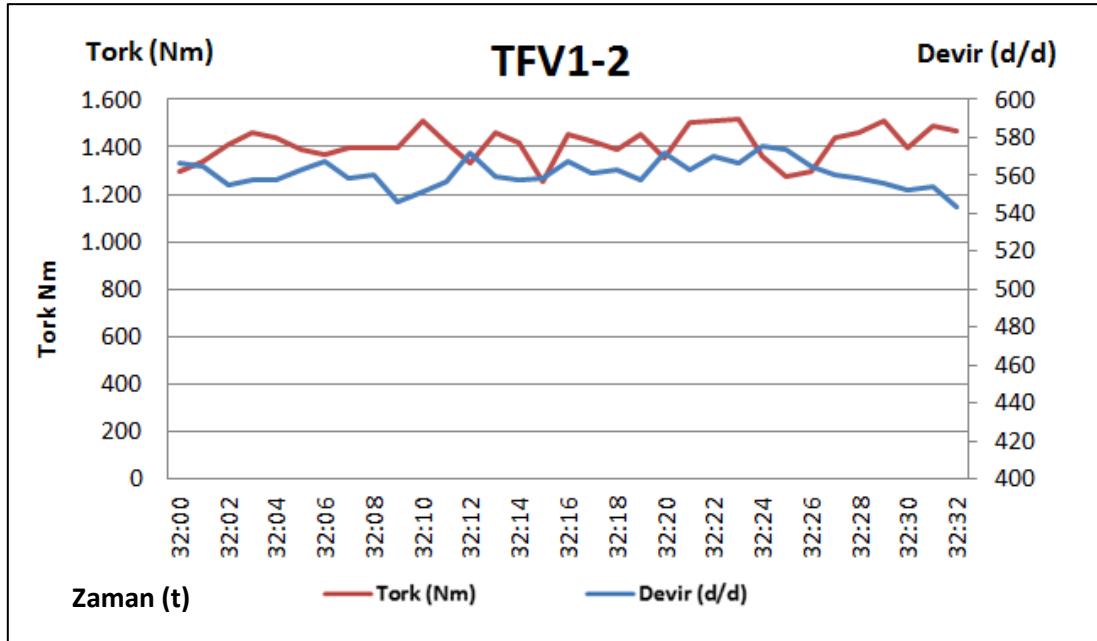
Şanzıman test cihazının tasarımı için en önemli sonuçlardan birisi de kuyruk miline bağlanan Torkmetre ile tespit edilen tork değerleridir. Tarla denemeleri iki farklı ilerleme hızında; rotovator için **Hız 1:** 4,4 km/h ve **Hız 2:** 6,1 km/h ilerleme hızlarında yapılmış olup aşağıdaki şekillerde H Tipi ve T tipi rotovatorler için tork ve kuyruk mili devri mukayeseli olarak gösterilmiştir.

Şekil 4.7'deki şekilde görüldüğü üzere H Tipi Rotovator'e Hız 1'e (4,4 km/h) ait tork ve kuyruk mili devri 49:22 ve 49:58 zaman aralığındaki değişimi gösterilmiştir. Ortalama kuyruk mili devri 474,54 d/d olan H tipi rotovatorün minimum tork değeri 736,97 Nm; maksimum tork değeri ise 1211,41 Nm olarak tespit edilmiştir.



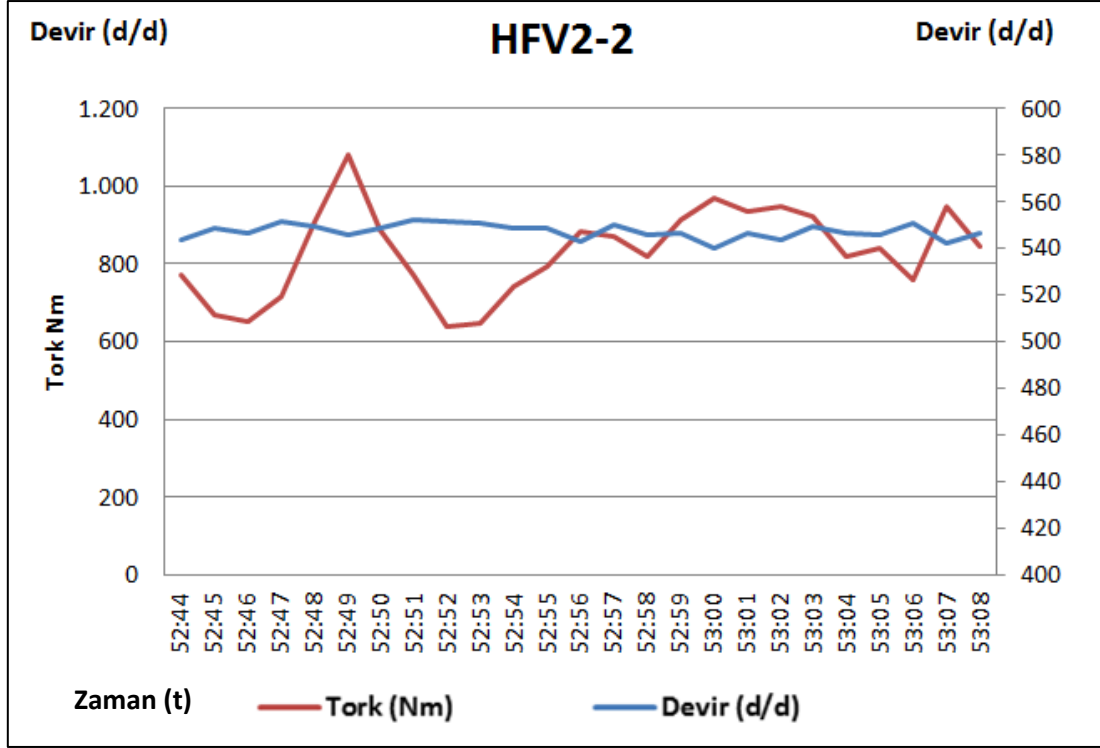
Şekil 4.7 H tipi Rotovator Hız-1 Tork ve Kuyruk mili devri.

Şekil 4.8'deki şekilde görüldüğü üzere T Tipi Rotovator Hız 1'e ait tork ve kuyruk mili devri 32:00 ve 32:32 zaman aralığındaki değişimi gösterilmiştir. Ortalama kuyruk mili devri 572,13 d/dk olan T tipi rotovatorün minimum tork değeri 1240,18 Nm; maksimum tork değeri ise 1481,12Nm olarak tespit edilmiştir.



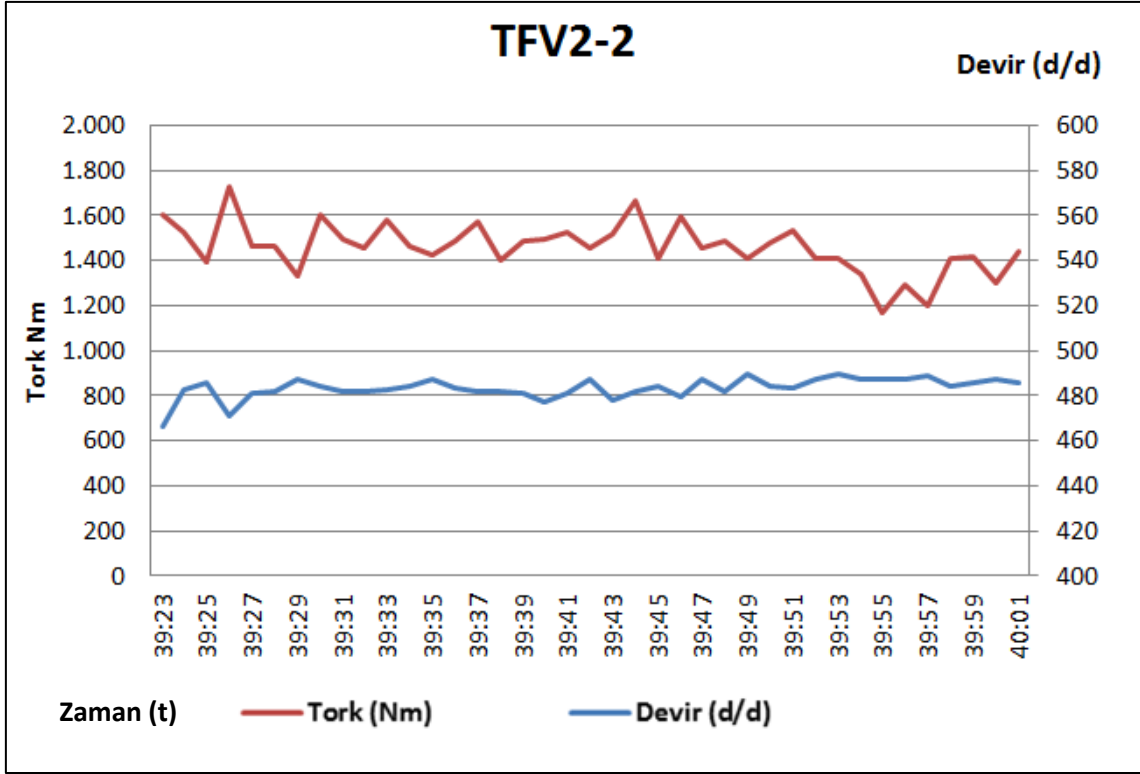
Şekil 4.8 T tipi Rotovator Hız-1 Tork ve Kuyruk mili devri.

Şekil 4.9'deki şekilde görüldüğü üzere H Tipi Rotovatóre Hız 2'ye ait tork ve kuyruk mili devri 52:44 ve 53:08 zaman aralığındaki değişimi gösterilmiştir. Ortalama kuyruk mili devri 547,26 d/dk olan H tipi rotovatórünün minimum tork değeri 638,76 Nm; maksimum tork değeri ise 1079,09 Nm olarak tespit edilmiştir.



Şekil 4.9 H tipi Rotovatór Hız-2 Tork ve Kuyruk mili devri.

Şekil 4.10'deki şekilde görüldüğü üzere T Tipi Rotovatóre Hız 2'ye ait tork ve kuyruk mili devri 39:23 ve 39:59 zaman aralığındaki değişimi gösterilmiştir. Ortalama kuyruk mili devri 552,12 d/dk olan T tipi rotovatórünün minimum tork değeri 1166,62 Nm; maksimum tork değeri ise 1725,55 Nm olarak tespit edilmiştir.



Şekil 4.10 T tipi Rotovator Hız-2 Tork ve Kuyruk mili devri.

4.2 Şanzıman Test Cihazı Test Sonuçları

İmalatı yapılmış olan şanzıman test cihazında test edilmek amacıyla mukayese yapılması amacıyla birbiriyle çevrim oranları ve özellikleri aynı olan ithal ve yerli şanzıman testleri yapılmıştır.

Test cihazında yapılan deneylerde Devir- Zaman, Tork- Zaman, Basınç-Zaman, Sıcaklık-Zaman, Motor Gücü-Zaman, Şanzıman Çıkış Gücü-Zaman, Şanzıman Verim-Zaman değişimleri sabit aralıklı periyotlarda deneyler yapılmıştır.

Tasarım ve imalatı gerçekleştirilen şanzıman test cihazında (Şekil 4.11) yapılan deney çalışması yurt dışı imalatlı ithal şanzıman ile yerli imalat yerli şanzıman kullanılarak yapılmıştır.



Şekil 4.11 Şanzıman Test Cihazı.

Şanzıman test cihazında şanzıman boğaz boyu mesafesi 1600 mm'ye kadar şanzıman testleri yapılabilmektedir. Şanzımanların ısınma, dişli aşınma, titreşim, çalışma devri gibi bir takım karakteristikleri belirlemek için tasarlanmıştır. Ayrıca şanzıman test cihazı kalite kontrol, araştırma ve geliştirme gibi uygulamalar için de kullanılabilir.

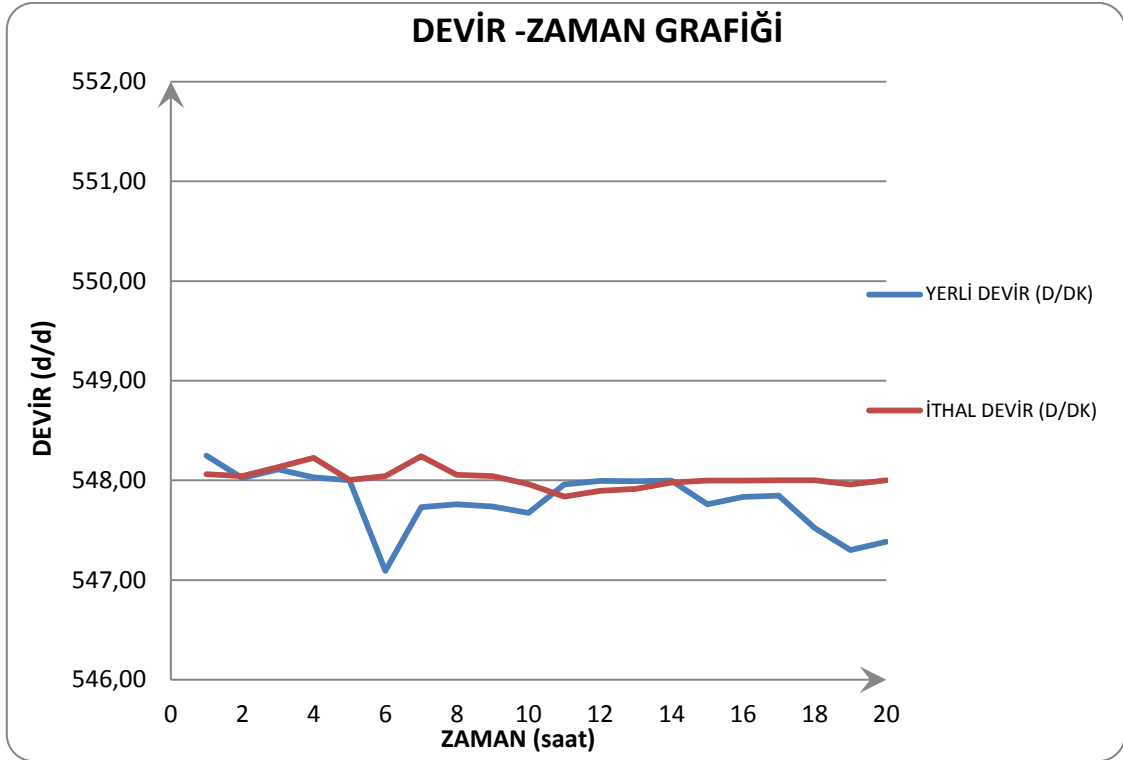
Şanzıman testi ölçüm periyotları her 10 saniyede bir kayıt altına alınmaktadır. Bu alınan test sonuçları yoğun bir veri çıktısı olması sebebiyle her 1 saatlik verinin ortalaması alınarak Çizelge 4.5'de 20 saatlik test sonuçlarının gösterimi yapılmıştır.

Çizelge 4.5 Şanzıman Test Cihazı Yerli marka şanzıman sonuç tablosu.

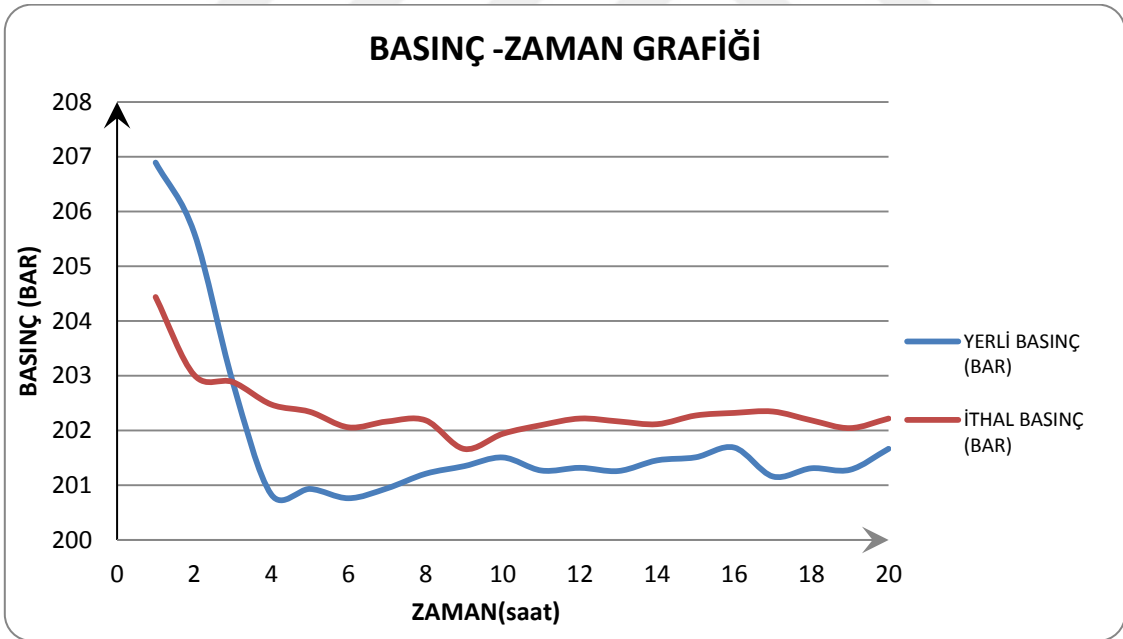
ŞANZIMAN TEST CİHAZI							
ŞANZIMAN TİPİ TEST YAPAN TEST TARİHİ			YERLİ LATİF MUTLU ŞAHAN 29.09.2015-30.09.2015				
SAAT	DEVİR (D/DK)	TORK (NM)	BASINÇ (BAR)	SICAKLIK (C°)	MOTOR GÜCÜ (KW)	ŞANZIMAN ÇIKIŞ GÜCÜ (KW)	VERİM (%)
1	548,2	797,8	206,9	49,9	28,5	22,9	80,3%
2	548,0	769,2	205,6	77,9	27,8	22,1	79,4%
3	548,1	739,9	202,9	88,1	28,5	21,2	74,5%
4	548,0	725,0	200,8	93,9	28,1	20,8	74,1%
5	548,0	719,5	200,9	96,6	28,0	20,6	73,7%
6	547,1	705,0	200,8	95,1	27,4	20,2	73,8%
7	547,7	697,0	200,9	93,6	26,0	20,0	76,8%
8	547,8	690,3	201,2	92,2	26,0	19,8	76,1%
9	547,7	678,0	201,4	88,9	26,0	19,4	74,8%
10	547,7	674,4	201,5	87,2	26,0	19,3	74,3%
11	548,0	684,0	201,3	84,7	26,8	19,6	73,2%
12	548,0	681,9	201,3	84,1	27,0	19,6	72,5%
13	548,0	691,3	201,3	82,0	27,0	19,8	73,5%
14	548,0	688,5	201,5	81,6	27,0	19,8	73,2%
15	547,8	687,8	201,5	81,1	26,5	19,7	74,4%
16	547,8	700,2	201,7	79,8	26,2	20,1	76,8%
17	547,8	703,3	201,2	79,5	26,0	20,2	77,5%
18	547,5	704,4	201,3	78,4	26,0	20,2	77,7%
19	547,3	709,2	201,3	78,4	26,0	20,3	78,2%
20	547,4	719,7	201,7	78,2	26,0	20,6	79,3%

Çizelge 4.6 Şanzıman Test Cihazı İthal marka şanzıman sonuç tablosu.

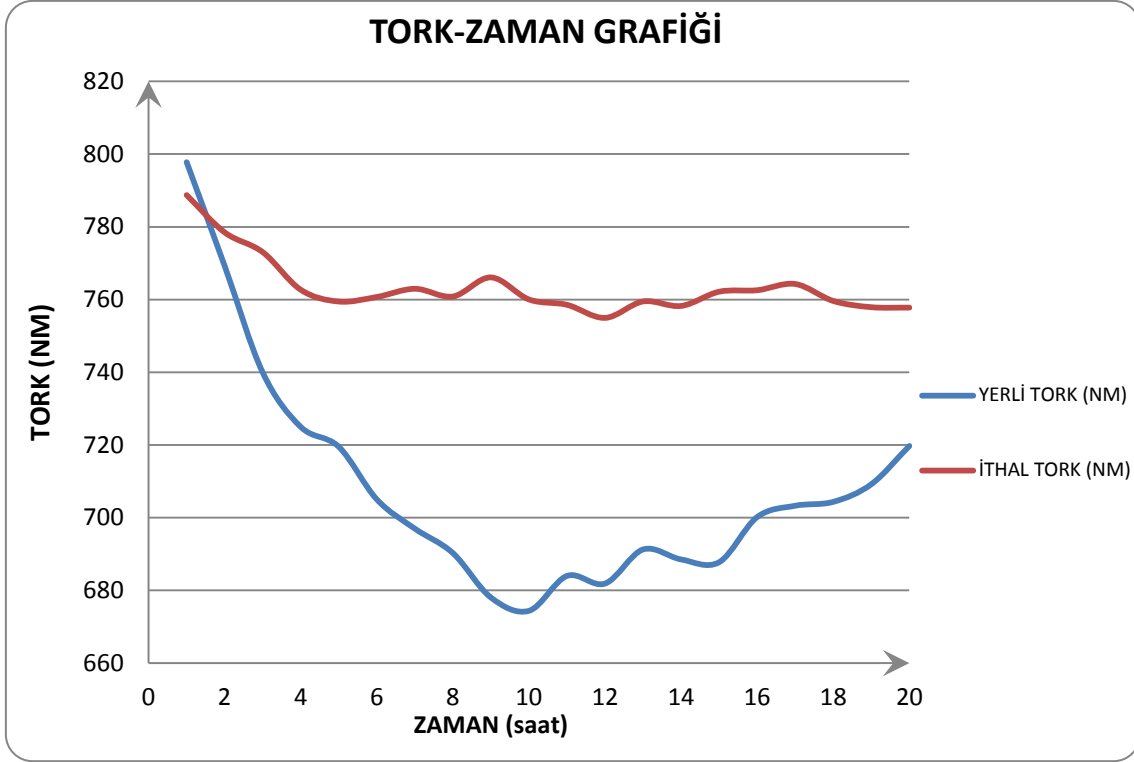
ŞANZIMAN TEST CİHAZI							
ŞANZIMAN TİPİ			İTHAL				
TEST YAPAN			LATİF MUTLU ŞAHAN				
TEST TARİHİ			23.09.2015				
SAAT	DEVİR (D/DK)	TORK (NM)	BASINÇ (BAR)	SICAKLIK (C°)	MOTOR GÜCÜ (KW)	ŞANZIMAN ÇIKIŞ GÜCÜ (KW)	VERİM (%)
1	548,06	788,7	204,4	49,0	28,2	22,6	80,35%
2	548,04	778,5	203,0	71,4	28,0	22,3	79,67%
3	548,13	773,0	202,9	77,2	28,2	22,2	78,78%
4	548,23	762,7	202,5	78,2	28,5	21,9	76,78%
5	548,01	759,5	202,3	79,5	27,5	21,8	79,18%
6	548,04	760,7	202,1	80,5	27,6	21,8	79,09%
7	548,24	763,0	202,2	80,5	28,7	21,9	76,38%
8	548,06	760,8	202,2	81,0	28,1	21,8	77,76%
9	548,04	766,1	201,7	80,5	28,0	22,0	78,56%
10	547,96	760,0	201,9	81,1	26,9	21,8	81,02%
11	547,84	758,5	202,1	79,2	26,0	21,8	83,78%
12	547,89	755,0	202,2	78,3	26,0	21,7	83,31%
13	547,91	759,5	202,2	77,0	26,0	21,8	83,80%
14	547,98	758,2	202,1	76,7	26,7	21,8	81,64%
15	548,00	762,2	202,3	75,9	27,0	21,9	81,06%
16	548,00	762,6	202,3	76,2	27,0	21,9	81,09%
17	548,00	764,3	202,3	75,3	27,0	21,9	81,22%
18	548,00	759,6	202,2	75,5	27,0	21,8	80,71%
19	547,96	757,9	202,0	75,6	26,3	21,7	82,76%
20	548,00	757,8	202,2	75,5	27,0	21,7	80,52%



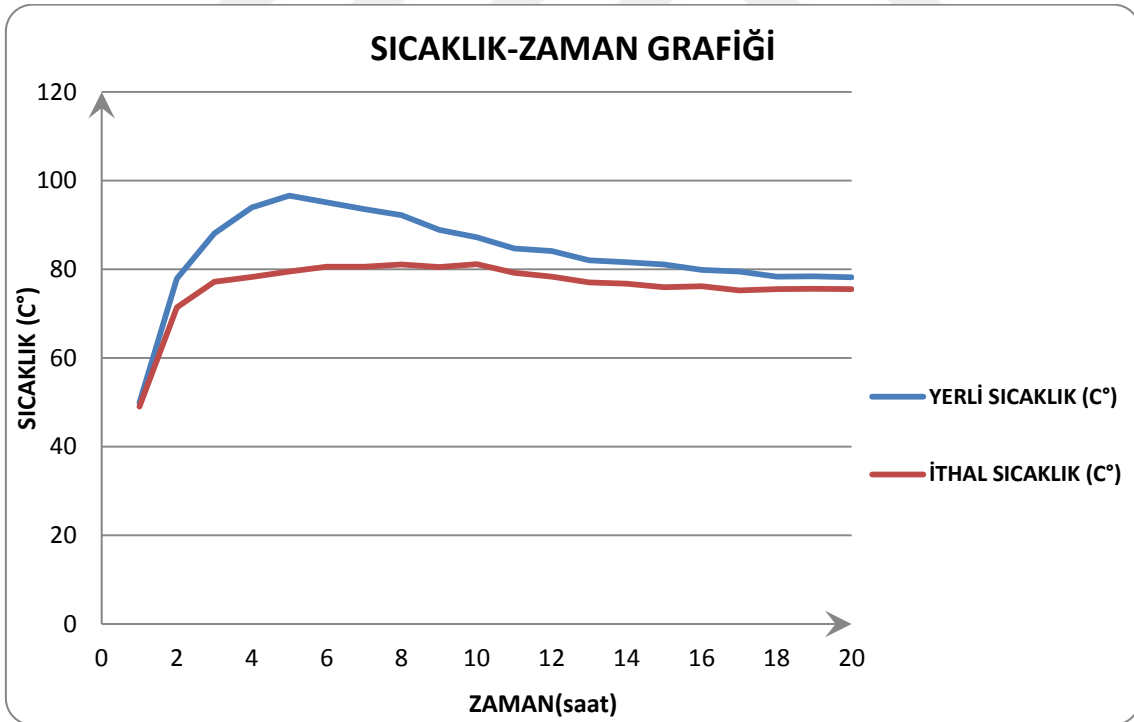
Şekil 4.12 Şanzıman Test Cihazı Devir-Zaman Grafiği deney sonucu.



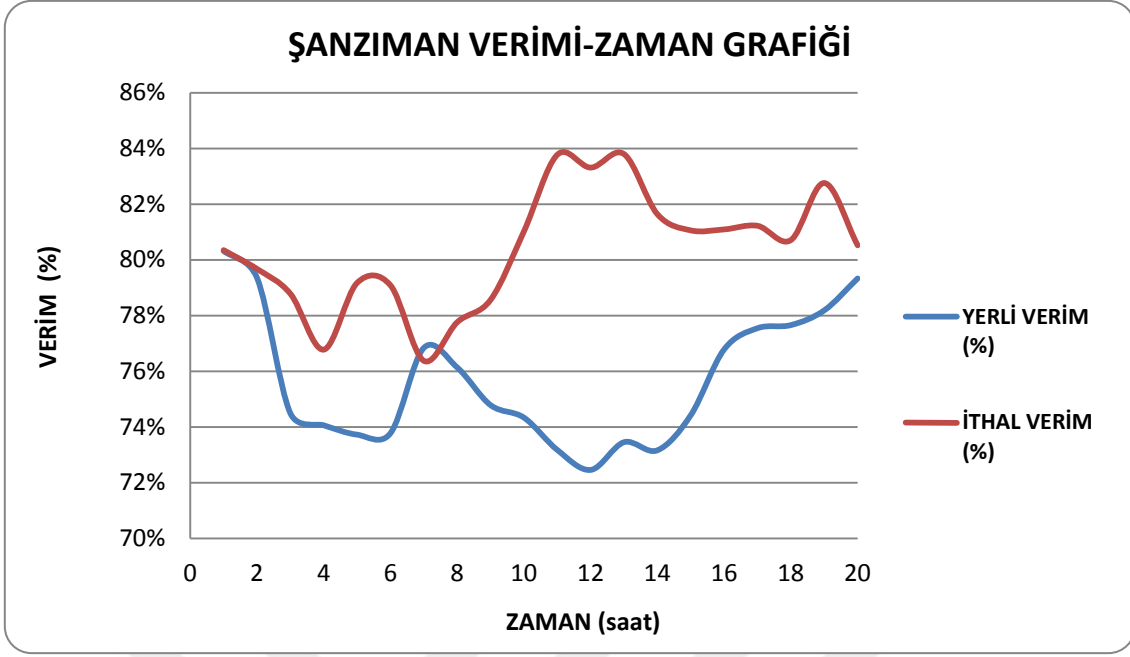
Şekil 4.13 Şanzıman Test Cihazı Basınç-Zaman Grafiği deney sonucu.



Şekil 4.14 Şanzıman Test Cihazı Tork-Zaman Grafiği deney sonucu.



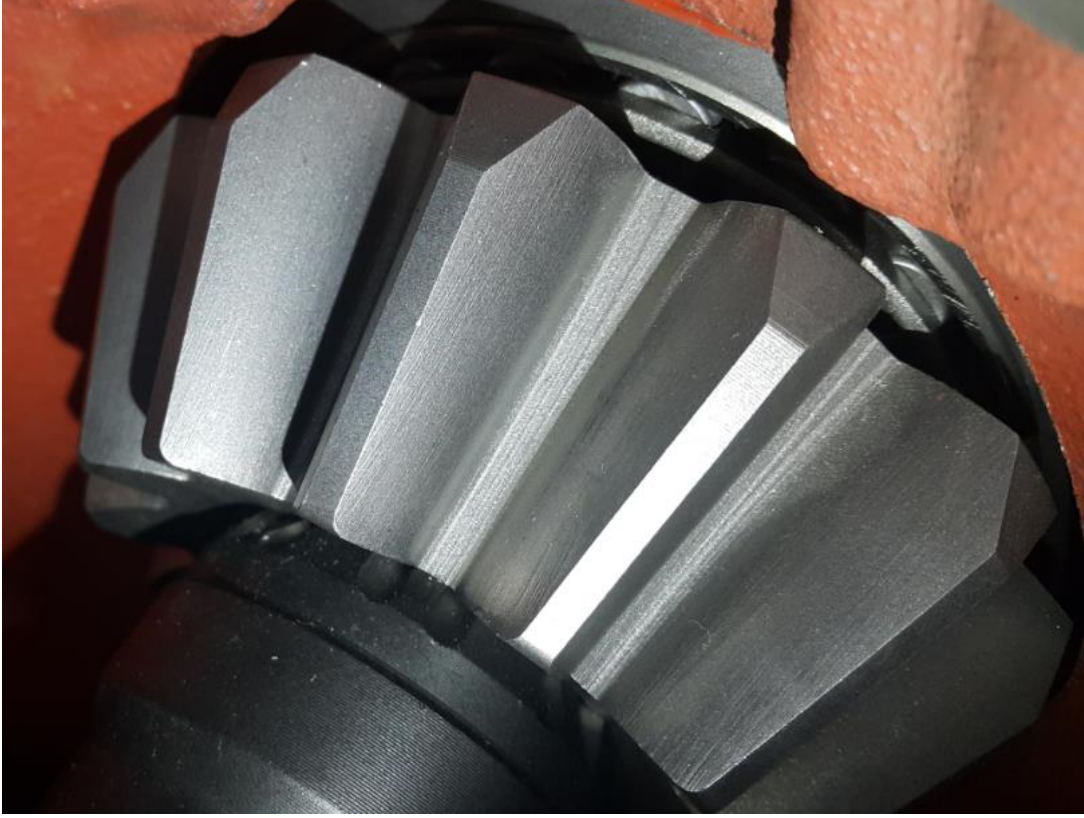
Şekil 4.15 Şanzıman Test Cihazı Sıcaklık-Zaman Grafiği deney sonucu.



Şekil 4.16 Şanzıman Test Cihazı Şanzıman Verimi-Zaman Grafiği deney sonucu.

Yukarıda gösterimi bulunan Çizelge 4.5 ve Çizelge 4.6’de görüldüğü üzere iki farklı şanzıman için elde edilen deney sonuçlarının doğrudan grafiğe dönüştürüldüğünde devir-basınç-zaman grafiklerinde birbirine çok yakın salınım ve ortalama değerleri gözlenmiştir. (Şekil 4.13-Şekil 4.14) Girdi olarak değerlendirebileceğimiz devir ve basınç değerlerinin birbirine yakın olması, test cihazının İthal ve Yerli şanzımanlarının testlerinin yakın koşullarda yapıldığını göstermektedir. Ayrıca grafikler incelendiğinde her iki şanzımanın basınç ve devir – zaman grafikleri deney süresince stabil olarak devam etmiştir. Şekil 4.15’de Tork-Zaman grafikleri incelendiğinde İthal şanzımana ait değerlerin 760 Nm bandında salınım halinde olduğu, Yerli şanzımanın ise 680 Nm’ye kadar düşüş gösterdiği gözlenmektedir. Şekil 4.16’da Sıcaklık-Zaman grafiği de Tork-Zaman grafiğini desteklemektedir. Sıcaklığın Yerli Şanzıman ’da 100 °C’ye kadar yükseldiği, İthal şanzımanda ise 80 °C aralığında stabil kaldığı gözlenmiştir. Bu durum Yerli şanzımanda dişli sürtünmelerinin fazla olduğunu ve bu sebeple sıcaklık artışının oluştuğunu göstermektedir. Ayrıca şanzıman çıkış gücü ile motor gücünün oranı ile elde edilen şanzıman verimi grafiği Şekil 4.17’de gösterilmiştir. Bu grafikte İthal Şanzıman veriminin ortalama %80 bandında olduğu ve Yerli Şanzımanında %75 bandında olduğu görülmektedir. Bu sonuçlara göre İthal şanzıman verimi daha yüksektir.

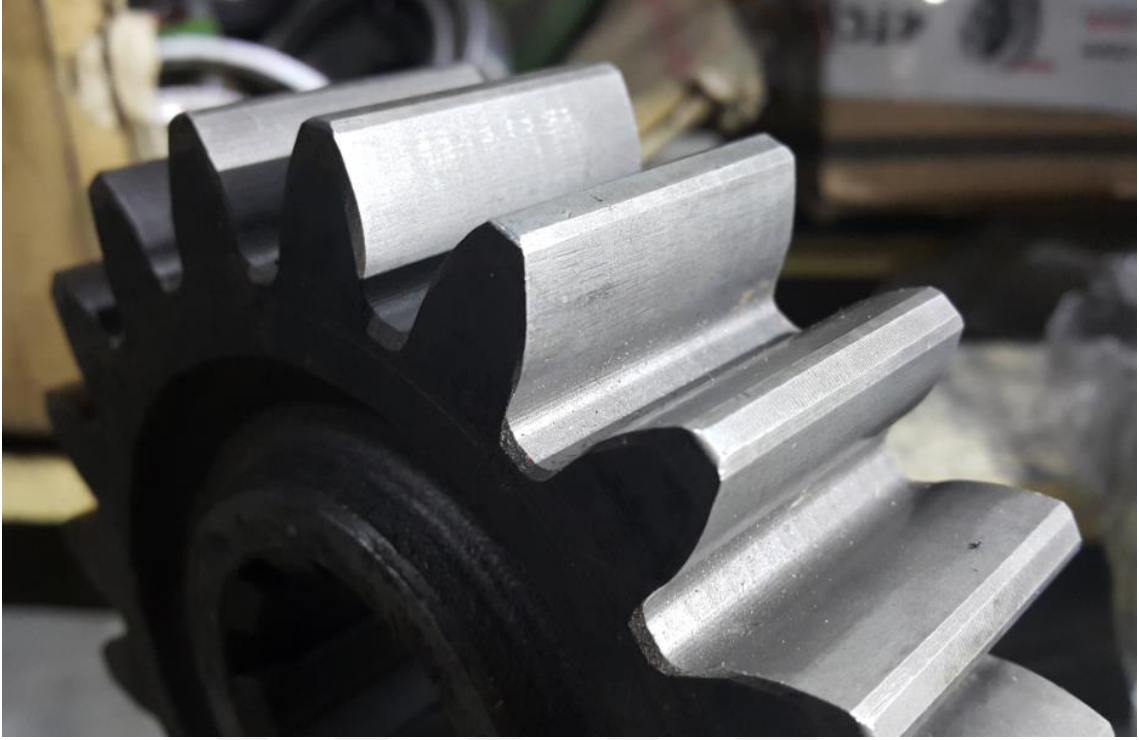
Aşağıdaki resimlerde test sonrası yerli şanzımana ait dişli aşınmalarının görüleceği resimlere yer verilmiştir.



Şekil 4.17 Test Öncesi Pinyon dişli görüntüsü.



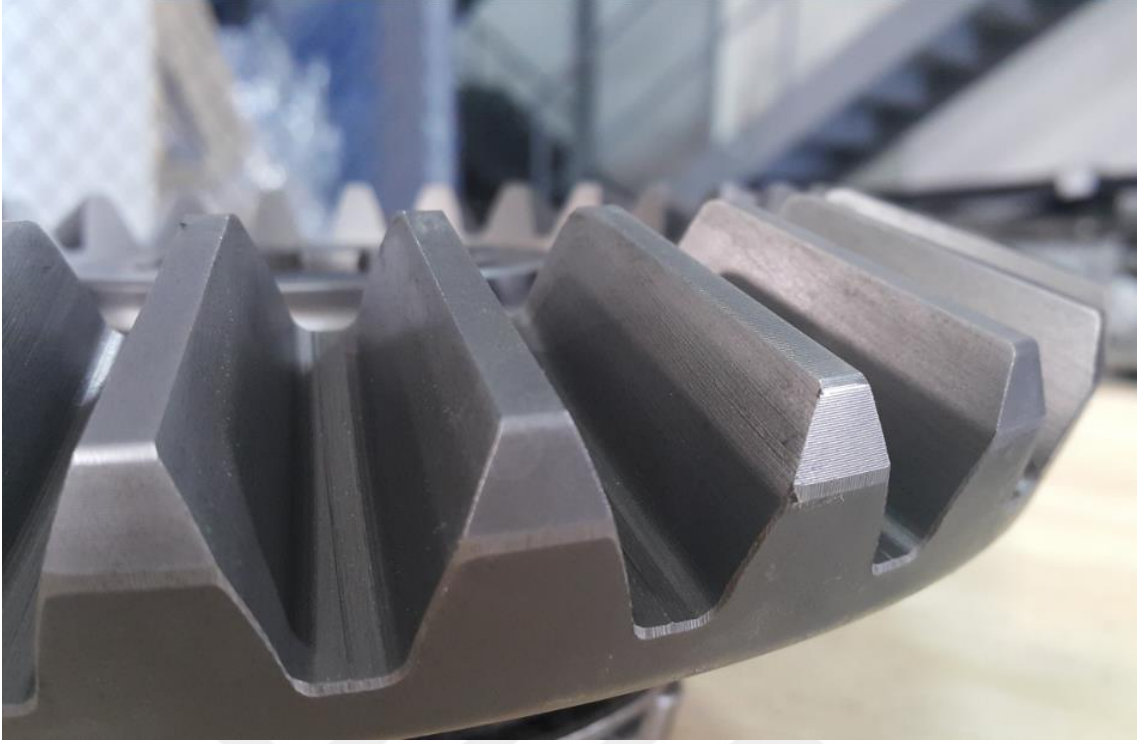
Şekil 4.18 Test Sonrası Pinyon dişli görüntüsü.



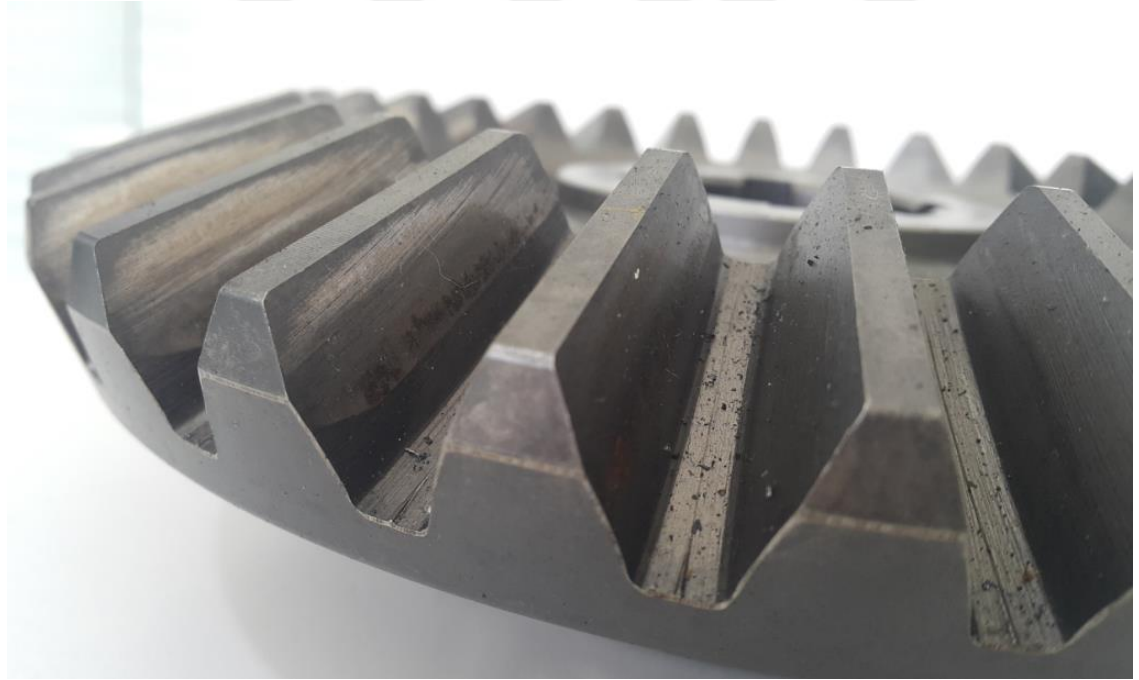
Şekil 4.19 Test öncesi Vites dişlisi görüntüsü.



Şekil 4.20 Test sonrası Vites dişlisi görüntüsü.



Şekil 4.21 Test öncesi Ayna dişlisi görüntüsü.



Şekil 4.22 Test sonrası Ayna dişlisi görüntüsü.

Bu çalışmanın amacı Türkiye’de Tarım Makinalarına Redüktör ve Şanzıman üreten firmaların ürettikleri ürünler için şanzıman sıcaklık, dişli aşınma ve şanzıman devirlerini izleyerek şanzımanları test edebilen test cihazı tasarım ve imalatıdır. İmalatı yapılan test cihazının tasarımında planet dişli mekanizması kullanarak devir ve tork artırımı sağlanmıştır. Test cihazında şanzımanı frenleme etkisi oluşturabilecek ve deney basınçlarını sağlayabilecek elektro-hidrolik sistem mevcuttur. Bilgisayar program kontrolü ve sistemdeki elektronik geri besleme donanımları ile tüm veriler kayıt altına alınmaktadır. Sistemin ilk çalıştırılması sonrasında ayarlanan akış kısma valfi ile tork ayarı yapılmakta ve tüm veriler PLC sistem üzerinden bilgisayar programı aracılığıyla izleme ve kontrolü sağlanabilmektedir. Sistemin çalışması ile birlikte oluşturulan kapalı çevrim sayesinde geri besleme bilgileri ile sistem basıncı ve motor devri sabit tutulmaya çalışılmaktadır.

Elektrik motorunun devir sayısı invertör kontrolü ile sağlanmaktadır. Hidrolik sistemin şanzıman çıkış milini frenlemesi esnasında devir sayısında bir miktar düşme olmaktadır. Ancak bu düşüş kısa süreli dalgalanmalar şeklindedir.

Tarım Makinalarında kullanılan şanzımanların zorlu ortamda çalışmaları, sürekli dinamik yük altında olmaları sebebiyle üretimi yapılan şanzımanların testi bir o kadar önem arz etmektedir. Özellikle ithal şanzımanların Türkiye şartlarında daha çok ilgi görmesi ve arıza çıkarmadan yıllarca çalışması yerli üreticiler için bu testlerin önemini bir kat daha artırmaktadır. Bu nedenle üretimini tamamladığımız test cihazında kullanılan mekanik-hidrolik-elektronik donanım şanzıman sıcaklık, tork, devir, hidrolik sistem basıncının tespitinde yeterli olmuştur. Fakat uzun süreli yaşlandırma testleri için özellikle planet dişli sisteminin hidrolik soğutma sisteminin geliştirilmesinde fayda vardır. Daha yüksek tork aralıkları için güç aralığı daha yüksek elektrik motorları tercih edilmelidir. Ayrıca başlangıçta şanzımanın titreşiminin tespiti için kullandığımız titreşim sensöründen her iki şanzımanın montajını eşit şartlarda montajlanamadığı için bu ölçümlerden vazgeçilmiştir. Bundan sonraki test çalışmalarında bu kısıt çözülerek şanzımanın test esnasındaki titreşiminin ölçümlerinin yapılması planlanmaktadır.

Bu tip test cihazlarının üretici firmalar tarafından kullanımının artması dişli üretim kalitesini, şanzıman gövde döküm kalitesini ve rulman kullanım kalitelerini artıracaktır.

Bu durumda üretici firmalar proses geliştirme ile yerli şanzımanların kalitesi artırılabilir. İthal şanzıman üreticileri bu test sistemlerini kendi bünyelerinde kullanmakta ve talep doğrultusunda test sonuçlarını müşterileri ile paylaşmaktadırlar.

Bu deneysel çalışma sonuçlarına göre şanzıman testi esnasında sıcaklık, tork, hidrolik sistem basıncı, şanzıman verimini tespit eden test cihazı amacına uygun olduğu belirlenmiştir. Fakat toprak işleme makinaların tarla şartlarında taş ve sert kaya gibi zorlu koşullarda oluşan anlık darbeler test cihazında simüle edilememiştir. Bu sebeple hidrolik sistem hidrolik pompanın dönüşünü zorlayan akış kontrol valfine paralel bir devre kurulması sağlanarak bu anlık darbeler şanzımana uygulanabilir. Bu sayede anlık darbe istendiğinde paralel devreye yağın akışı kesintiye uğratarak sistemin anlık durdurulması sağlanabilir. Bu vesileyle tarla şartlarına yakın bir simülasyon yapılması sağlanabilecektir.

Ayrıca ithal şanzıman üreticileri ve ürettikleri şanzıman test verileri incelenerek var olan bilgisayar programına ölçmesi istenen veriler ve sistem ilaveleri yapılabilir. Deneyler sırasında tork değerini kontrol etmek için elektronik akış kısma valfi ilavesi ile şanzımana uygulanan frenlemenin kontrolü için Şanzıman torku bilgisayar programı üzerinden değişimi sağlanabilir.

5. KAYNAKLAR

- Acar, A.İ. ve Öztürk R. (2011). Tarım Alet ve Makineleri, Anadolu Üniversitesi, Açık Öğretim Fakültesi Yayını No: 1351, Eskişehir.
- Akinci. I, Yilmaz, D., Çanakci, M., 2005. Failure of a Rotary Tiller Spur Gear. *Engineering Failure Analysis*, **12(3)**: 400- 404.
- Anonim, (2006). MEGEP (Mesleki Eğitim ve Öğretim Sisteminin Güçlendirilmesi Projesi) Yayınları, Toprak İşleme ve Alet ve Makineleri Modülü.
- Aykas, E., İ. Önal. (1999). Effects of different tillage seeding and weed control methods on plant growth and wheat yield. 7. International Congress on Mechanization and Energy in Agriculture, Proceedings, pages: 119-124, Adana- TURKEY.
- Beeny, J. N. and D. J. Greig. 1965. The efficiency of a rotary cultivator. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **10(1)**: 5-9.
- Beeny, J. N. and D. C. P. Khoo. (1970). Preliminary investigations into the performance of different shaped blades for the rotary tillage of wet rice soil. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **15(1)**: 27-33.
- Beeny, J. N. (1973). Rotary cultivation of wet rice land-comparison of blade shape. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **18**: 249-251.
- Bukhari, K. H., S. Bukhari, M. M. Leghari, and M. S. Memon. (1996). Effect of forward speed and rear shield on the performance of rotary tiller. *Agricultural Mechanization in Asia, Africa and Latin America*, **27(2)**: 9-14.
- Çakır, E. (2005). Tarımsal Aletler ve makineler Sektörü Profil Araştırması, İstanbul Ticaret Odası, İstanbul.
- Çanakçı, M. (2008). Batı Akdeniz Tarımsal Araştırma Enstitüsü Müdürlüğü Yayınları,
- Ellen, H. (1984). Tillage effects and specific energy requirements of rotary tillage. *Soil and Tillage Research*, **4**: 471-484.
- Ghosh, B. N. (1967). The power requirement of a rotary cultivator. *Journal of Agricultural Engineering Research*, **12(1)**: 5-12.

- Gupta, J. P. and K. P. Pandey. (1996). Performance of rotary tiller tynes under wet land condition. *Agricultural Mechanization in Asia, Africa and Latin America*, **27(1)**: 16-20.
- Hendrick, J. G. and W. R. Gill. (1971)a. Rotary tiller design parameters part I: direction of rotation. *Transactions of the American Society of Agricultural Engineers*, **14(4)**: 669-674 and 683.
- Hendrick, J. G. and W. R. Gill. (1971)b. Rotary tiller design parameters part II: depth of tillage. *Transactions of the American Society of Agricultural Engineers*, **14(4)**: 675-678.
- Hendrick, J. G. and W. R. Gill. (1971)c. Rotary tiller design parameters part III: ratio of peripheral and forward velocities. *Transactions of the American Society of Agricultural Engineers*, **14(4)**: 679-683.
- Hendrick, J. G. and W. R. Gill. (1974). Rotary tiller design parameters part IV: blade clearance angle. *Transactions of the American Society of Agricultural Engineers*, **17(1)**: 4-7.
- Hendrick, J. G. and W. R. Gill. (1978). Rotary tiller design parameters part IV: blade clearance angle. *Transactions of the American Society of Agricultural Engineers*, **21(4)**: 658-668.
- Hendrick, J. G. and W. R. Gill. (1971)a. Rotary tiller design parameters part I: direction of rotation. *Transactions of the American Society of Agricultural Engineers*, **14(4)**: 669-674 and 683.
- Hendrick, J. G. and W. R. Gill. (1971)b. Rotary tiller design parameters part II: depth of tillage. *Transactions of the American Society of Agricultural Engineers*, **14(4)**: 675-678.
- Hendrick, J. G. and W. R. Gill. (1971)c. Rotary tiller design parameters part III: ratio of peripheral and forward velocities. *Transactions of the American Society of Agricultural Engineers*, **14(4)**: 679-683.

- Hendrick, J. G. and W. R. Gill. (1974). Rotary tiller design parameters part IV: blade clearance angle. *Transactions of the American Society of Agricultural Engineers*, **17(1)**: 4-7.
- Hendrick, J. G. and W. R. Gill. (1978). Rotary tiller design parameters part IV: blade clearance angle. *Transactions of the American Society of Agricultural Engineers*, **21(4)**: 658-668.
- Kabaş, Ö. (2016). Batı Akdeniz Tarımsal Araştırma Enstitüsü Müdürlüğü Yayınları,
- Kabaş, Ö. (2010). Batı Akdeniz Tarımsal Araştırma Enstitüsü Müdürlüğü Yayınları,
- Kataoka, K. T, and S. Shibusawa. (2002). Soil-blade dynamics in reverse-rotational rotary tillage. *Journal of Terramechanics*, **39(2)**: 95-113.
- Lee, K. S., S. H. Park, W. Y. Park and C.S. Lee. (2003). Strip tillage characteristic of rotary tiller blades for use in a dryland direct rice seeder. *Soil and Tillage Research*,
- Önal, İ. (1995). Ekim Bakım ve Gübreleme Makinaları. Ege Üniversitesi Ziraat Fakültesi Yayınları, No: 490, s.52-65, İzmir.
- Phongsupasamit, S. and S. Laophongsawat. (2004). Characteristics of Resultant Forces Acting on Two Types of Rotary Blade. Proc 2nd International Symposium on Machinery and Mechatronics for Agriculture and Bio-systems Engineering, Sep. 21-23, 2004, Kobe, Japan. pp. (S1) 15-(S1) 18.
- Salokhe, V. M. and N. Ramalingam. (2001). Effects of direction of rotation of a rotary tiller on properties of Bangkok clay soil. *Soil and Tillage Research*, **63**: 65-74.
- Sakai, J. (1978)a. Designing process and theories of rotary blades for better rotary tillage (part 1). *Japan Agricultural Research Quarterly*, **12(2)**: 86-93.
- Shibusawa, S. (1992). Fractals in clods formed with rotary tillage. *Journal of Terramechanics*, **29(1)**: 107-115.
- Shibusawa, S. (1993). Reverse-rotational rotary tiller for reduced power requirement in deep tillage. *Journal of Terramechanics*, **30(3)**: 205-217.

- Srithongkul, K. and S. Phongsupasamit. (2005). Design and Producing Prototype Rotary Blade for Tilling Soil in Thai Farmland. Proc 9th International Congress on Mechanization and Energy in Agriculture & 27th International Conference of CIGR Section IV: The Efficient Use of Electricity and Renewable Energy Sources in Agriculture, Sep. 27-29, 2005, Izmir-Turkey, pp. 25-29
- Thakur, T. C. and R. J. Godwin. (1990). The mechanics of soil cutting by a rotating wire. *Journal of Terramechanics*, **27(4)**: 291-305.
- Topakçı, M., Çelik, H. K., Yılmaz, D., Akıncı, İ., (2008), Stress Analysis on Transmission Gears of a Rotary Tiller Using Finite Element Method. *Akdeniz Üniversitesi Ziraat Fakültesi Dergisi*, 2008, **21(2)**: 155–160, Antalya.
- Yatsuk, E. P., I.M. Panov, D. N. Efimov, O.S. Maarchenko and A.D. Chernenkov.(1981). Rotary Soil Working Machines. Amerind publishing Co. Pvt. Ltd., New Delhi, Bombay, Calcutta, New York.)

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Latif Mutlu ŞAHAN
Doğum Yeri ve Tarihi : Ankara 24.08.1979
Yabancı Dili : İngilizce
İletişim (Telefon/e-posta) : +905323107926 / mutlulatif@hotmail.com

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Eskişehir Motor Anadolu Meslek Lisesi (1993-1996)
Lisans : Gazi Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi
Anabilim Dalı (1999-2003)
Yüksek Lisans : Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,
Makine Mühendisliği (2013-2016)

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl

: Hisarlar Makine A.Ş., Komponent Fabrikası,
Üretim Şefi(2005-2011)
: Hisarlar Makine A.Ş., Komponent Fabrikası,
Mühendislik Şefi (2011-2012)
: Hisarlar Makine A.Ş., Komponent Fabrikası,
Ürün Geliştirme Yöneticisi (2012-2013)
: Hisarlar Makine A.Ş., Tarım Makinaları Fabrikası,
Fabrika Direktörü (2013-.....)