



**TRAKTÖRLERDE LASTİK BASINCINI
ÇALIŞMA KOŞULLARINA GÖRE
OTOMATİK OLARAK DEĞİŞTİREN
SİSTEMİN GELİŞTİRİLMESİ**

Yenal ENGİN

Doktora Tezi

**Biyosistem Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Prof. Dr. Birol KAYIŞOĞLU
2020**

T.C.
TEKİRDAĞ NAMIK KEMAL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DOKTORA TEZİ

**TRAKTÖRLERDE LASTİK BASINCINI ÇALIŞMA KOŞULLARINA
GÖRE OTOMATİK OLARAK DEĞİŞTİREN SİSTEMİN
GELİŞTİRİLMESİ**

Yenal ENGİN

BİYOSİSTEM MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMAN: Prof. Dr. Birol KAYIŞOĞLU

TEKİRDAĞ-2020

Her hakkı saklıdır.



Bu tezde görsel, işitsel ve yazılı biçimde sunulan tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uyularak tarafımdan elde edildiğini, tez içinde yer alan ancak bu çalışmaya özgü olmayan tüm sonuç ve bilgileri tezde eksiksiz biçimde kaynak göstererek belirttiğimi beyan ederim.

Yenal ENGİN

İMZA



Bu tez Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı (SANTEZ) tarafından
001029.STZ.2011-2 numaralı proje ile desteklenmiştir.

Prof. Dr. Birol KAYIŞOĞLU danıŐmanlıĐında, Yenal ENGİN tarafından hazırlanan “Traktörlerde Lastik Basıncını Çalışma Koşullarına Göre Otomatik Olarak Değiştiren Sistemin Geliştirilmesi” baŐlıklı bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından 10.01.2020 tarihinde Biyosistem Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Doktora tezi olarak oy birliği/oy çokluğu ile kabul/red edilmiştir.

Jüri BaŐkanı :

İmza:

Üye :

İmza:

Üye :

İmza:

Üye :

İmza:

Üye :

İmza:

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu adına

Doç.Dr. Bahar UYMAZ
Enstitü Müdürü

ÖZET

Doktora Tezi

TRAKTÖRLERDE LASTİK BASINCINI ÇALIŞMA KOŞULLARINA GÖRE OTOMATİK OLARAK DEĞİŞTİREN SİSTEMİN GELİŞTİRİLMESİ

Yenal ENGİN

Tekirdağ Namık Kemal Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Biyosistem Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Birol KAYIŞOĞLU

Bu çalışmada ülkemizde üretilen traktörlerde bulunmayan, ancak yurtdışında benzerleri bulunan, patinajı belirli aralıklarda tutmak için, otomatik lastik basıncı kontrol sistemi geliştirilmiştir. Tarla faaliyetlerinde en fazla girdinin olduğu traktör kullanım aşamalarında, çalışma ile geliştirilen otomatik lastik basıncı kontrol sistemiyle, çeki etkinliğinin artırılması, yakıt tüketiminin azaltılması ve toprakta oluşacak olumsuz trafik etkilerinin en az düzeye düşürülmesi amaçlanmıştır.

Sistem, elektronik kontrol ünitesi, pnömatik kontrol ünitesi, kullanıcı ara yüzü ve merkezi kontrol ünitesi alt sistemlerinden oluşmaktadır. Bu alt sistemlerin çalışma süresince birbirleri ile uyumlu bir şekilde entegrasyonu sağlanmıştır ve geliştirilen yazılım ile tüm sistemin çalışması mümkün olmuştur.

Traktörlerin farklı tarım alet ve makinaları ile tarlada çalışma şekilleri belirlenmiş ve sistem buna göre tasarlanmıştır. Traktörün laboratuvar ortamında pnömatik kontrol ünitesinin testleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca saha testlerinde ilk etapta düz yolda ekipman kullanılmadan testler gerçekleştirilmiş ve ardından sonuçlar değerlendirilerek iyileştirme çalışmaları yapılmıştır. Son olarak traktöre, pulluk, diskaro ve dipkazan takılarak tarla testleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar değerlendirilerek, yapılan denemelerde traktörün tarla koşullarında %15'in üzerindeki patinajlarda çalışması, kayıpların artmasına ve aşırı güç tüketimine neden olduğu belirlenmiştir. Sistem tarla modunda her bir güç tekerleğinden aldığı patinaj verilerini değerlendirilerek, lastik basıncını azaltıp arttırmak suretiyle, patinajın belirlenen sınırlar içinde kalmasını sağlamıştır. Sistem üzerinde devir sensörleri, lastik basıncını kontrol eden sensörler ve pnömatik ünite ile entegre biçimde çalışarak geliştirilen bir yazılımla basınç kontrolünü sağlamıştır. Çalışma sonunda yapılan testlerde ve tarla denemelerinde pullukla yapılan sürümde ortalama %7.6; diskaro ile yapılan sürümde %6.3; dipkazan ile yapılan sürümde %5 toplamda ortalama %6.3 yakıt tasarrufu sağlandığı belirlenmiştir. Ayrıca çeki etkinliğinde ortalama %7.16 kazanç sağlandığı görülmüştür.

Anahtar kelimeler: Lastik Basıncı, Çeki Kuvveti, Patinaj, Otomatik Lastik Basınç Kontrol Sistem

2020, 76 sayfa

ABSTRACT

PhD Thesis

**DEVELOPMENT OF TIRE PRESSURE CONTROL SYSTEM THAT CAN BE
AUTOMATICALLY ADJUSTED ACCORDING TO WORKING CONDITIONS
FOR TRACTORS**

Yenal ENGİN

Tekirdağ Namık Kemal University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Biosystem Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Birol KAYIŞOĞLU

In this study automatic tyre pressure control system has been developed for the tractors that had produced in our country, also have the similar in other countries, to keep slipping at a regular interval. This study aims to increase the efficiency of draft force at the field operations of the tractors that has maximum using phases by the tire control system that is being developed by operating, reduce the fuel consumption and decrease the negative traffic effects to the soil.

The system consists of an electronic control unit, pneumatic control unit, user interface and a central control unit. It was integrated in a way compatible with each other during the operation of these subsystems and operation of overall system was made possible by this improved software.

The system was designed according to operation types of the tractors with different agricultural tools and machines in the field. The tests of the tractors pneumatic control were performed in laboratories. In addition, in the first part the test is performed without usage of the equipments in the open road and after words the results are evaluate and improvement studies had been performed. Finally, field tests were carried out on the tractor by attaching the plow, subsoiling ploughs and disc harrow. After evaluating the results, it is found in the trials that operating of a tractor with more than %15 slipping causes increasement of losses and excessive power consumption. The system maintains the set valve of the slipping by evaluating the data received from each of the power wheel spin and increasing or decreasing the tire pressure according to this value during the field mode. The pressure control adopted by using a software developed by operating with accordance of the speed sensors, the tire pressure control sensors and pneumatic unit that have integrated in the system. At the end of the study, it is found that the average fuel saving is %7.6 for the plow usage, %6.3 for disc harrow usage and %5 for subsoil ploughs. In addition to these, %5 decrease in the fuel usage have been observed during the pulling of the agricultural equipments.

Key words: Tire Pressure, Draft Force, Slipping, Automatic Tire Pressure Control System

2020, 76 pages

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
İÇİNDEKİLER	iii
ÇİZELGE DİZİNİ	v
ŞEKİL DİZİNİ	vi
SİMGELER ve KISALTMALAR	viii
TEŞEKKÜR	ix
1. GİRİŞ	1
1.1. Traktör İlerleme Organları.....	3
1.1.1. Paletler	3
1.1.2. Çelik Tekerlekler	3
1.1.3. Lastik Tekerlekler	3
1.2. Tekerlek Yol İlişkisi	10
1.3. Çeki Kuvvetini Etkileyen Faktörler	18
2. KAYNAK ÖZETLERİ	24
3. MATERYAL VE YÖNTEM	29
3.1. Materyal	29
3.1.1. Deneme Alanı	29
3.1.2. Ortam Hava Şartları	29
3.1.3. Test Traktörü	30
3.1.4. Tarım Alet ve Makinaları	32
3.2. Yöntem	33
3.2.1. Sistemin Mekanik Tasarımı	34
3.2.2. Elektronik Tasarım	38
3.2.3. Toprak Penetrasyon Direnci Ölçümü	43
3.2.4. Çeki Kuvveti Ölçümü	45
3.2.5. Hız ve Patinaj Ölçümü	46
3.2.6. Çeki Gücü Hesaplanması	48
3.2.7. Yakıt Tüketimi Ölçümü	48
3.2.8. Özgül Yakıt Tüketimi Hesaplanması	49
3.2.9. Alan İş Kapasitesinin Belirlenmesi	50
3.2.10. Deneme Planı	50

3.2.11. İstatistiki Analizler.....	51
4. ARAŞTIRMA BULGULARI.....	52
4.1. Sistemin Mekanik Tasarımı, Üretimi ve Montajı	52
4.2. Elektronik Sistem Tasarımı Üretimi ve Montajı	61
4.3. Sistemin Testi ve Kontrolü	62
4.4. Tarla Denemeleri	63
4.4.1. Penetrasyon Direnci Ölçüm Sonuçları.....	64
4.4.2. Sistem Lastik Şişirme Süreleri Ölçüm Sonuçları	65
4.4.3. Traktör İlerleme Hızı ve İş Kapasitesi Ölçüm Sonuçları	65
4.4.4. Çeki Kuvveti ve Çeki Gücü Ölçüm Sonuçları.....	66
4.4.5. Yakıt Tüketimi ve Özgül Yakıt Tüketimi Sonuçları	67
4.5. İstatistiki Analiz Sonuçları	68
5. TARTIŞMA VE SONUÇ	70
6. KAYNAKLAR	71
ÖZGEÇMİŞ	76

ÇİZELGE DİZİNİ

Çizelge 1.1. Lastik Tipleri İçin Standart Kodlar (Goering, 1989).....	9
Çizelge 1.2. Yuvarlanma direnci katsayıları (Saral, 1984).....	13
Çizelge 3.1. Ortalama günlük sıcaklık ve bağıl nem değerleri.....	30
Çizelge 3.2. V tipi ağır diskaro teknik özellikleri.....	32
Çizelge 3.3. Tekli Standart Dipkazan Teknik Özellikleri	32
Çizelge 3.4. Dört gövdeli kulaklı pulluk teknik özellikleri	33
Çizelge 3.5. Kuvvet ölçme pimi teknik özellikleri	45
Çizelge 4.1. Ön ve arka tekerleklerin 2 psi basınç artırma süreleri.....	65
Çizelge 4.2. İlerleme hızı ve iş kapasiteleri.....	66
Çizelge 4.3. Çeki kuvveti ve çeki gücü	67
Çizelge 4.4. Ortalama yakıt tüketimi ve özgül yakıt tüketimi.....	68

ŞEKİL DİZİNİ

Şekil 1.1. Lastik tekerlek ve bölümleri (Goreing, 1989;Anonymous, 2001)	5
Şekil 1.2. Diagonal ve radyal lastik yapıları (Goering, 1989).....	6
Şekil 1.3. Radyal ve diagonal lastik toprak temas alanları (Goering, 1989)	6
Şekil 1. 4. Lastik Sembol Formları	7
Şekil 1.5. Radyal lastikte kullanılan semboller (Anonymous., 1999a)	8
Şekil 1.6. Yuvarlanma direnci (Dwyer, 1984).....	12
Şekil 1.7. Radyal ve çapraz-katlı lastiklerin değişik hızlardaki yuvarlanma direnç katsayıları (Wong, 2001)	14
Şekil 1.8. Yuvarlanma direnç katsayısının lastik iç basıncıyla değişimi (Wong, 2001).....	16
Şekil 1.9. Lastik iç basıncı ile aşınma indeksinin değişimi (Wong, 2001)	16
Şekil 1.10. Lastik çapının yuvarlanma direnç katsayısına etkisi (Wong, 2001)	17
Şekil 1.11.Tekerlek eksen sistemi (Takahashi ve ark., 2004)	18
Şekil 1.12. Farklı yüzeylerde çeki kuvveti ve çeki verimliliği (Casady, 1997)	20
Şekil 1.13. Aks yükünün değişik yüzeylerde çeki kuvvetine etkileri (Sabancı, 1993)	22
Şekil 1.14. Lastik basıncının çeki kuvvetine etkileri (Sabancı 1993).....	22
Şekil 1. 15. Üç farklı yüzey koşulunda patinaja bağlı olarak çeki veriminin değişimi (Macmillan 2002)	23
Şekil 2.1. Yuvarlanma direnci ve patinajın traktördeki çeki etkinliği üzerindeki etkisi (Cassady, 1997)	25
Şekil 3.1. Deneme alanları	29
Şekil 3.2. Hattat A110 test traktörü.....	30
Şekil 3.3. Hattat A110 test traktörü teknik özellikleri	31
Şekil 3.4. V tipi ağır diskaro	32
Şekil 3.5. Tekli standart dipkazan	32
Şekil 3.6. Dört gövdeli kulaklı pulluk.....	33
Şekil 3.7. Çalışma Planı.....	33
Şekil 3.8. Lastik basıncı kontrol sisteminin şematik gösterimi	34
Şekil 3.9. Traktör arka lastik teknik özellikleri	35
Şekil 3.10. Traktör ön lastik teknik özellikleri	35
Şekil 3.11. Tasarlanan sistemin algoritması.....	39
Şekil 3.12. Anakart ve sensör haberleşmelerinin ana şeması	40

Şekil 3.13. Tekerlek basınç ölçümü	41
Şekil 3.14. Ana kart.....	41
Şekil 3.15. Ana kart akış diyagramı	42
Şekil 3.16. Kontrol kartı akış diyagramı	43
Şekil 3.17. Toprak penetrometresi	44
Şekil 3.18. Kuvvet ölçme pimi	45
Şekil 3.19. Veri kaydedici	46
Şekil 3.20. Hattat A 110 Traktör Şanzımanının İndirgeme Oranları.....	47
Şekil 3.21. Yakıt ölçüm cihazı montajı	49
Şekil 4.1. Hava tüpü kompresör bağlantısının 3D modeli.....	53
Şekil 4.2. Hava kompresörünün teknik resmi.....	53
Şekil 4.3. Hava tüpü ve bypass depolama tüpü yerleşimi	54
Şekil 4.4. Hava tüpünün teknik resmi.....	54
Şekil 4.5. Tekerlek valflerinin kesit görünüşü ve imalat resmi	55
Şekil 4.6. İmal edilen tekerlek valfi.....	55
Şekil 4.7. Bağlantı braketi	55
Şekil 4.8. Pnömatik kontrol ünitesi taban plakası ve imalat resmi.....	56
Şekil 4.9. Selenoid valf ve ölçüleri.....	56
Şekil 4.10. Pnömatik kontrol ünitesi ve selenoid valflerin yerleşimi	57
Şekil 4.11. Basınç sensörü ve ölçüleri	57
Şekil 4.12. Devir sensörü ve montajı.....	58
Şekil 4.13. Sistemin traktör üzerindeki tasarlanmış modeli ve yerleşimi	59
Şekil 4.14. Kompresör ve yağ atma valfinin traktöre montajı.....	59
Şekil 4.15. Hava tüpünün montajı	60
Şekil 4.16. Hava kurutucu tahliye valfinin montajı.....	60
Şekil 4.17. Tekerlek valfleri ve montajı	61
Şekil 4.18. Elektronik kontrol ünitesi.....	61
Şekil 4.19. Basınç sensörü ve iletişim kontrol ünitesinin yerleşimi	62
Şekil 4.20. Pulluk, Diskaro ve Dipkazan Tarla Denemeleri.....	63
Şekil 4.21. Penetrasyon direnci ölçümleri	64
Şekil 4.22. Deneme alanlarında sistemin çalışmasına bağlı toprak penetrasyon dirençleri	64

SİMGELER VE KISALTMALAR

M_a	: Aks torku (Nm)
F_t	: Tahrik kuvveti (N)
R_y	: Yuvarlanma direnci (N)
r_t	: Dinamik lastik yarıçapı (m)
P	: Lastik iç basıncı (kPa)
G	: Lastik yükü (N)
f	: Herhangi bir P' basınç ve G' yükündeki yuvarlanma direnç katsayısı
f	: Yük ve basınç değişimi ile elde edilen yuvarlanma direnç katsayısı
M_t	: Tekerlek dönme momenti (Nm)
M_m	: Motor momenti (Nm)
İ	: Toplam transmisyon oranı (-)
η_{tr}	: Transmisyon verimi (-)
P_ζ	: Çeki kuvveti (N)
F_t	: Tahrik kuvveti (N)
r_t	: Dinamik lastik yarıçapı (m)
R_y	: Yuvarlanma direnci (N)
N_ζ	: Çeki gücü (kW)
V	: Traktör ilerleme hızı (m/s)
N_a	: Aks gücü (kW)
n	: Tekerlek devri (d/d)
Pa	: Atmosfer basıncı

TEŞEKKÜR

Merkezi lastik basınç kontrol sistemlerinin yararları II. Dünya Savaşı'nda görülmeye başladığından, bu sistemler çoğu tekerlekli askeri araçlarda standart ekipman haline gelmiştir. Merkezi lastik basınç kontrol sistemleri lastiklerin engebeli arazide araç hızı düştüğü için lastiklerin düşük basınçlarda kullanılmasına izin vermiştir. Düşük basınç, lastiğin daha uyumlu olmasını sağlayarak daha iyi zemin teması sağlamanın yanı sıra operatöre daha konforlu bir sürüş sağlamıştır. Askeri araçlarda merkezi lastik basınç kontrol sistemlerinin kullanımı özellikle otoyol dışı koşullarda taktik araçlar için daha iyi çekiş, sürüş ve hareket kabiliyeti sağladığını göstermiştir. Tarım araçları, askeri araçlarla benzer hareketlilik gereksinimlerine sahiptir. Ayrıca, tarım araçlarının sebep olduğu toprakta oluşan olumsuz trafik etkileri, yakıt tüketimi ve çeki etkinliği üreticiler üzerinde önemli bir ekonomik etkiye sahip olabileceği için hassas bir konudur.

Yapılan araştırma, merkezi lastik basınç kontrol sisteminin yakıt tüketiminin azaltılması, çeki etkinliğinin artırılması ve toprakta oluşan olumsuz trafik etkilerinin azaltılması konusundaki teorik faydalarını göstermiştir. Teoriye ek olarak, bir merkezi lastik basınç kontrol sistemi ve performansı ölçen ölçüm aletleri bir traktöre monte edilmiş ve tarla deneme alanlarında pulluk, diskaro, dipkazan tarım aletleri kullanılarak traktör performansı ve sistem sonuçları değerlendirilmiştir.

Çalışmalarım sırasında ve daha birçok konuda bilgisiyle bana yol gösteren, teşvik ve yardımlarını esirgemeyen sayın hocam Prof. Dr. Birol KAYIŞOĞLU 'na, proje araştırmacıları Prof. Dr. Bahattin AKDEMİR 'e, Prof. Dr. Yılmaz BAYHAN 'a, Dr. İ. Savaş DALMIŞ 'a ve doktora derslerini aldığım Biyosistem Mühendisliği Anabilim Dalı öğretim üyelerine teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca, oldukça yoğun bir çalışma temposu içerisinde gerçekleştirilen doktora çalışmam sırasında büyük özverilerde bulunarak, çalışmalarımı destekleyen ve her zaman yanımda olan sevgili eşime ve aileme teşekkür ederim.

Ocak, 2020

Yenal ENGİN
Makine Mühendisi

1. GİRİŞ

Bu çalışmada patinajı belirli aralıklarda tutmak için, otomatik lastik basıncı kontrol sistemi geliştirilmiştir. Tarla faaliyetlerinde en fazla girdinin olduğu traktör kullanım aşamalarında, çalışma ile geliştirilen otomatik lastik basıncı kontrol sistemiyle, çeki etkinliğinin artırılması, yakıt tüketiminin azaltılması ve toprakta oluşacak olumsuz trafik etkilerinin en az düzeye düşürülmesi hedeflenmiştir.

Merkezi lastik basınç kontrol sisteminin tarihi II. Dünya savaşına kadar dayanmaktadır. İlk uygulamalar, askeri tekerlekli taktik araçlarının hareketliliğini geliştirme üzerine başlamıştır. Sistemin kullanılmaya başlamasının amacı II. Dünya savaşı sırasında, düşük kaliteli yol koşullarında askeri tekerlekli araçların daha verimli çalışmalarını sağlamaktır. Daha sonra bu sistem askeri taktik tekerlekli araçlarda hareketliliği arttırmak için en etkili ve etkinliği en iyi kanıtlanmış sistem olarak kabul edilmiştir. 1980'li yılların başlarından itibaren bu sistem, Amerikan ordusundaki bütün tekerlekli araçlara uygulanmaya başlanmıştır. Bugünlerde ise üretilen yeni bir askeri taktik araçların hepsi merkezi lastik basınç kontrol sistemi ile donatılmıştır.

Tarım sektöründe bu uygulama üzerine çok fazla çalışma yapılmış olmasına rağmen sadece Orijinal Ekipman Üreticileri tarafından seri üretime Fendt firması tarafından Vario 900 model traktörlerde 2011 yılının ortalarında geçilmiştir. Traktör sektöründe bu uygulama için CASE firmasının 2000 yılında iki adet patenti AGCO, DEUTZ ve JOHN DEERE firmalarının da birer adet patenti mevcuttur.

Tarımda merkezi lastik şişirme sistemlerinin kullanılmaya başlanmasının gecikmesinin sebeplerinden en önemlisi radyal katlı lastiklerdeki gelişmeler olmuştur. Radyal katlı lastikler ilk 1950'li yılların sonunda traktörler için geliştirilmiş olmasına rağmen, yaygın olarak 1980'lere kadar tarımda kullanılmamıştır. Radyal lastikler kullanılarak yapılan önceki araştırmalarda traktörlerde çekiş performansı sürekli bir artış göstermiştir. 1990'lı yılların başında, Lastik ve Jant Derneği minimum lastik basınç değerlerini 6 psi düşürerek yeni yük lastik basınç tablosu yayınlamıştır. Lastik basınçlarının düşürülmesiyle birlikte, lastik temas yüzeyinin arttığı ve yükün daha geniş bir alana yayıldığı görülmüş, bu sayede toprak sıkışmasının azaldığı ve çeki kuvvetinde de önemli artışlar olduğu saptanmıştır. Lastik hava basıncının düşürülmesiyle birlikte, dış lastiğin sertliği de düşürülmüştür. Yumuşak lastik arazide esnemesinin artmasıyla daha iyi zemin teması ve operatöre daha iyi bir sürüş olanağı

sağlamıştır. Tarımsal uygulamalar için geliştirilen radyal lastiklerle birlikte merkezi lastik basınç kontrol sistemlerinin kullanılmasının traktör performansındaki artışa bağlı olarak ekonomik açıdan da yararları kabul görmüştür.

Traktörlerden kaynaklanan enerji tüketimleri, tarımsal faaliyetlerdeki toplam enerji tüketimlerinin %20'sini oluşturmaktadır. Bu sebeple tarımsal faaliyetlerdeki verimliliğin artırılması için lastiklerin yapısal özelliklerinin yanında, iç basınç ve dinamik yükler gibi parametrelerinin de farklı toprak koşullarına göre seçilmesi gerekmektedir. Amerika'da tarımsal faaliyetlerdeki çeki verim kayıpları sebebiyle 576 milyon litre yıllık yakıt kaybı olduğu düşünülmektedir (Upadhyaya ve Wulfsohn, 1989). Araştırmalar sonucunda görülmüştür ki; traktörlerde lastiklere iletilen enerjinin %20-55'ini işe çevrilemeden çeki sırasında kaybolmaktadır. Kaybolan bu enerji toprakta sıkışmaya sebep olup bitkisel üretimde önemli bir sorun meydana getirmektedir (Burt ve ark., 1983; Çarman ve Aydın, 2002).

Kuvvet kaynağı olarak görev yapan traktörler, genellikle çeki kuvveti gereken çeşitli makinalarla birlikte kullanılmaktadır. Bu sebeple, traktör motorundan gelen gücün, çeki kuvveti olarak iş makinalarına aktarılması için iletim ne kadar yüksek olursa verim o kadar yüksek olacaktır (Erickson ve Larsen, 1983; Witney, 1988).

Traktör motorundan çıkan gücün hepsi çeki gücüne dönüşmez. Motordan çıkan güç, tarım ve iş makinaları için gereken çeki gücüne dönüşümü sırasında farklı kayıplara uğramaktadır. Tek çeker bir traktörde motordan çıkan güçteki maksimum kayıp, %20-40 arasında toprak ile lastik arasında meydana gelmektedir. Başka bir deyişle, motor gücü çeki gücüne dönüşmesi sırasında büyük oranda, toprak ile lastik arasındaki oluşan kuvvetlere ve toprak özelliklerine göre değişmektedir. Bu sebeple, farklı çalışma şartlarında, gereken traktör çeki verimini sağlamak için, toprak ve lastik arasındaki ilişkinin bilinmesi ve çalışma şartlarına göre uygun ilerleme ekipmanı seçimi için kullanıcılar bilgilendirilmeli ve konu ile ilgili yapılacak araştırmaların artırılması gereklidir (Mowitz ve Finck, 1987).

Araştırmacılar tarafından traktörlerin toprak özelliklerine göre, çeki veriminin bulunması konusunda fazla sayıda çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalarda çeki veriminin bulunması için teorik hesaplamalar ve deneyler yapılmıştır. Fakat günümüzde en çok tercih edilen yöntem deney çalışmaları olmuştur (Taylor ve ark., 1995).

1.1. Traktör İlerleme Organları

Paletler, çelik tekerlekler ve lastikler traktör ilerleme organları olarak kullanılmaktadır. Bu yapılar geçmişte birbirlerinin yerine tercih edilmiştir. Fakat günümüzde palet ve çelik tekerlek kullanımı yerini lastik kullanımına bırakmıştır (Musonda ve ark, 1989; Monroe ve ark., 1990).

1.1.1. Paletler

Traktörde lastik kullanımının toprak yapısının özelliklerine bağlı olarak yetersiz kaldığı ya da kullanılmadığı durumlarda paletli traktörler kullanılmaktadır (Kurtay, 1981).

Paletlerin toprakta temas yüzeyleri geniş ve düşük toprak basıncı yaratmalarına rağmen dönüş mesafeleri kısa ve maliyetleri yüksektir. Bunun yanında paletli traktörlerde yükseklik az ve iz genişlikleri ayarlanamamaktadır. Bu sebeple sıra bitkileri için uygun olmadığı görülmektedir. Paletli traktörler ağırlıkları kadar çeki kuvveti yaratırken bu oran lastik tekerlekli traktörlerde ağırlıklarının %30-40'u kadardır.

1.1.2. Çelik Tekerlekler

Geçmişte traktörlerde çelik tekerlekler uzun bir süre kullanılmıştır. Fakat daha sonra çelik tekerlekler yerini lastik basınçlı tekerleklere bırakmıştır (Fred ve ark, 1980). Kuvvet tekerleği ve yönlendirme tekerleğinden oluşmaktadır. Çelik tırnaklar kuvvet tekerleği üzerinde çeki kuvvetini arttırmak için kullanılmaktadır. Çelik bant yönlendirme tekerleğinde verimli bir dümenleme için kullanılmaktadır. Lastik tekerlekli traktörler çelik tekerlekli traktörlere göre daha düşük yuvarlanma direncine ve daha yüksek çeki kuvveti verimine sahiptir (Fred ve ark., 1980; Bashford ve Kocher, 1999).

1.1.3. Lastik Tekerlekler

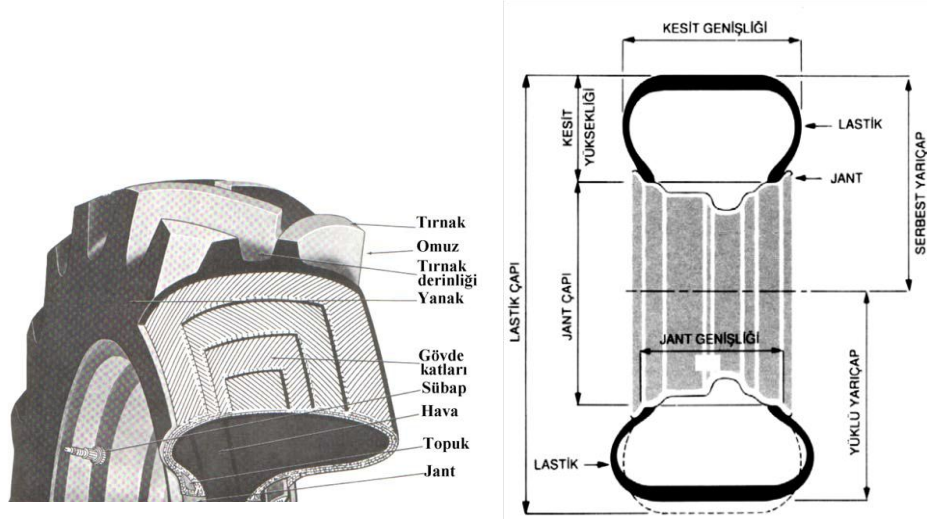
Lastikler taşıtların gücünü zemine aktaran elemanlardır. Bir taşıtın hareketi esnasında zeminle temasını sağlayan sadece lastiklerdir. Lastiklerin başlıca görevleri şunlardır:

- Araç yükünü taşımak,
- Direksiyon ile verilen yönü izlemek,
- Motordan gelen gücü ileri/geri hareket olarak yansıtmak,

- Emniyetli bir şekilde hem ıslak hem de kuru zeminde aracı durdurmak,
- Amortisörlere yardımcı olarak sürüş keyfini artırmak.

Lastikler taşıtların sürüş güvenliğinde önemli bir yer tutar. Basıncın yanlış seçilmiş olması, bir lastiğin yol tutuşuna ve frenlenmesine etkisi olabileceği gibi lastiğin iç ısısının aşırı artmasından kaynaklı aniden patlamaya ve taşıtın kontrolünün kaybolmasına sebebiyet verebilir. Ayrıca lastikler darbeleri sönümleyerek amortisör görevi görür ve araç konforuna olumlu etki yapar. Lastikler motordan gelen döndürme momentini zemine aktararak çekiş kuvvetini, yavaşlama sırasında fren gücünü, viraj dönüşlerinde ve direksiyon kontrolünde gereken yanal kuvveti oluşturur. Ayrıca lastik yapısının darbe sönümlenme özellikleri sebebiyle zemin ve sürüş kaynaklı bozukluklarda ortaya çıkan kuvvetleri sönümlemeye yardımcı olur. Lastiklerin görevi zemin türünün (asfalt, toprak, stabilize) ve zemin özelliklerinin (yağmur, çamur, kar, buz) her şartında, güvenli yol tutuşu sağlamak ve aracın sürücünün istediği şekilde dümenlenmesini sağlamaktır. Fakat günümüz taşıt sürücülerinin bir lastikten konfor ve güvenliğin yanı sıra farklı beklentileri de vardır. Modern bir lastikten beklenen minimum düzeyde titreşim, gürültü oluşturması, maksimum düzeyde tutunma özelliğine sahip olması ve yine minimum düzeyde yakıt sarfiyatıdır. Fakat lastiklerin bütün bu beklenen özelliklerin hepsini bir arada bulundurması mümkün değildir.

Lastik tekerlekler; iç lastiksiz ve iç lastikli olarak iki farklı yapıda üretilmektedir. Hava ile doldurulan iç lastiğin belirli bir basınca kadar dayanma kapasitesi vardır (Okello ve ark., 1994). Genellikle traktörlerde lastik tekerlekler içi lastikli olarak kullanılmaktadır. Dış lastiğin bölümleri şekil 1.1' de görülmektedir.

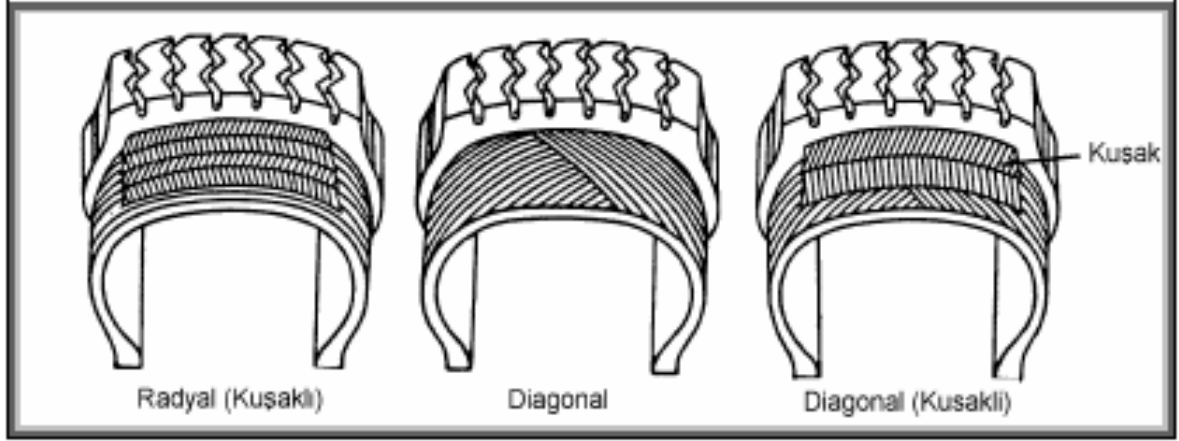


Şekil 1.1. Lastik tekerlek ve bölümleri (Goreing, 1989)

Lastiğin dayanımında, lastik malzemesi ve kat sayısı etkilidir. Traktörlerde kullanılan lastiklerdeki kat sayısı 4-8 arasında değişmektedir (Sabancı, 1997; Mcdonald ve ark., 1993).

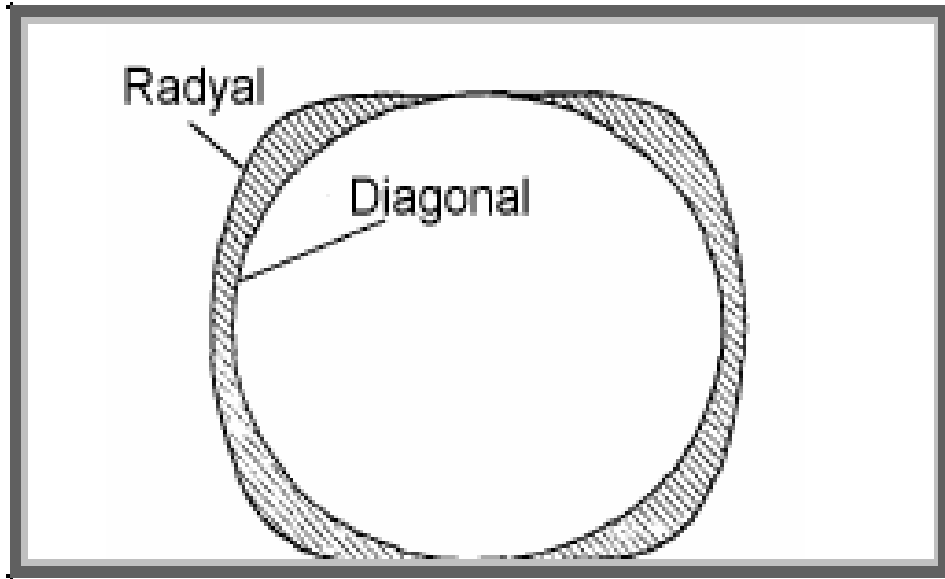
Üretilen ilk nesil lastiklerin tamamında lastik dayanım katları, lastik topukları arasında çapraz (diagonal) olarak tasarlanmıştır. 1957 yılında Pirelli tarafından, diagonal lastik yapısı yerine dayanım katlarının yeniden düzenlenmesiyle yeni bir lastik modeli tasarlanmıştır. Lastik dayanım katları ve taban arasına koyulan kuşak sebebiyle kullanıldığı ilk yıllarda kuşaklı lastik olarak tanımlanmış fakat daha sonra dayanım katlarının yapısı sebebiyle “eksenel katlı” lastik (radyal) olarak tanımı değişmiştir.

Tarla ve yol dışı koşullarda lastik tabanın sertliğini arttıran kuşaklar, darbelere karşı lastik katlarını koruma görevi yapmaktadır. Bu kuşaklı yapı daha sonra diagonal lastiklerde de uygulanmaya başlamıştır (Goering, 1989). Radyal ve diagonal lastik yapıları şekil 1.2’ de verilmiştir.



Şekil 1.2. Diagonal ve radyal lastik yapıları (Goering, 1989)

Çapraz katlı lastikler radyal lastik basıncından daha yüksek çalışma basıncına sahiptirler ve çapraz katlı lastiklerin kenarlarında daha az şişkinlik oluşmaktadır. Bu sebeple, radyal lastiklerin toprak temas yüzeyi daha büyüktür. Bu sebeple radyal lastikler aynı çalışma şartlarında diagonal lastiklere göre %25-40 daha fazla ömre sahiptir (Frisby, 1999). Şekil 1.3' de radyal ve diagonal lastik temas alanları gösterilmiştir.



Şekil 1.3. Radyal ve diagonal lastik toprak temas alanları (Goering, 1989)

Radyal lastiklerin daha fazla olumlu özelliklerinin yanında maliyetleri, diagonal lastiklerle karşılaştırıldığında %10-25 daha fazladır (Mowitz ve Finck, 1987). Fakat günümüzde radyal katlı lastiklerin traktörlerde daha yaygın kullanımı olduğu görülmektedir (Anonymous, 1991, Burt ve ark., 1983).

Lastikleri tanımlamak için kullanılan semboller, lastikler arası karşılaştırmayı ve lastiklerin özellikleri hakkında bilgi sahibi olmamızı sağlamaktadır.

Daha önceleri lastik ölçüleri inç olarak tanımlanmaktaydı fakat günümüzde lastik ölçülendirilmesinde daha fazla metrik ölçü birimi kullanılmaktadır. Farklı standartlara bağlı olarak çeşitli lastik tanımlama sembolleri kullanılmaktadır. Bu sembollerin en fazla kullanılan dört formu şekil 1.4' de verilmiştir (Keçecioglu ve Gülsoylu, 2003);

I. Form

18.4 / 15 - 34 AS TL 6 PR

18.4 | 15 | 34 | AS | TL | 6 | PR
Lastik genişliği (inç) | Jant genişliği (inç) | Diagonal lastik işareti | jant çapı (inç) | Lastik tipi (AS=Tarım traktörü) | İç lastiksiz (Tubless) | Taşıma kabiliyeti sınıfı

II. Form

700 / 65 - 38

700 | 65 | 38
Lastik genişliği (mm) | Yanak yüksekliği/Lastik genişliği (%) | Diagonal lastik işareti | Jant çapı (inç)

III. Form

480 / 70 R 38 - 145 A8

480 | 70 | R | 38 | 145 | A8
Lastik genişliği (mm) | Yanak yüksekliği/Lastik genişliği (%) | Radyal lastik işareti | jant çapı (inç) | Şişirme basıncı işareti | Yük indeksi (2900 kg) | Hız sembolü (40 km/h)

IV. Form

67 x 34 - 34

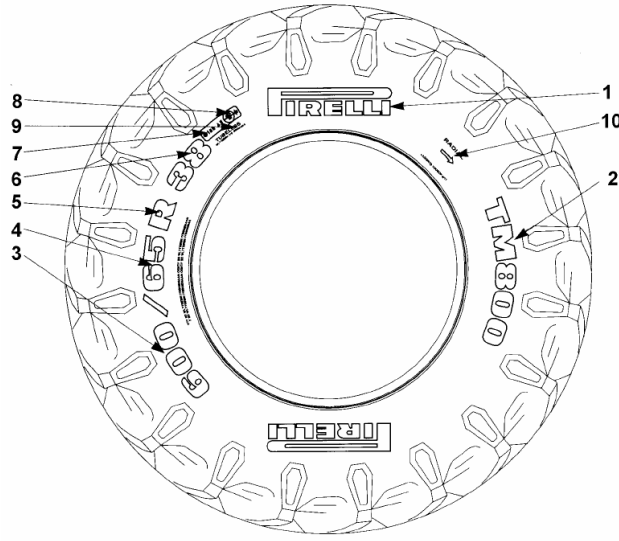
67 | x | 34 | - | 34
Lastiğin dış çapı (inç) | Lastik genişliği (inç) | Diagonal lastik işareti | Jant çapı (inç)

Şekil 1. 4. Lastik Sembol Formları

Görülebileceği üzere, en fazla kullanılan formlarda benzer tanımlamalar farklı düzenlemeler ile belirtilebilmektedir (Srivastava ve ark., 1993).

Bir lastikte en önemli iki ölçü jant çapı ve lastik genişliğidir. Buna ek olarak lastiklerde lastik yanak (kesit) yüksekliğinin taban genişliğine oranı da % olarak verilebilmektedir (Form II ve Form III). Bu oran alçak kesitli lastiklerde ise %70, normal kesitli lastiklerde %80-90 ve daha azdır (Keçecioglu ve Gülsoylu, 2003).

Şekil 1.5' de ölçü birimi metrik olan bir radyal lastikte kullanılan semboller görülmektedir.



Şekil 1.5. Radyal lastikte kullanılan semboller (Anonymous, 1999a)

1. Üretici ismi,
2. Ürün ismi,
3. Tabanı genişliği (mm),
4. Yanak yüksekliğinin taban genişliğine oranı (%),
5. Radyal kat işareti (çapraz kat için, tire (-) işareti kullanılır),
6. Jant çapı (inç),
7. Yük kapasitesi numarası (157 için 4125 kg),
8. Hız sembolü, izin verilen yük kapasitesindeki maks. hız (A8 için 40 km/h),
9. Lastiğin iç lastiksiz olduğunu belirtir (tubeless),
10. Normal çalışma koşullarında, lastik dönüş yönünü gösteren işaret.

Bir kuvvet kaynağı olarak çeşitli yapıda zemin üzerinde (anız, sert toprak, yumuşak toprak, beton vb.) çalışabilen traktörler, lastiklerdeki tırnak şekli, açısı, yüksekliği, sayısının farklı çalışma koşullarında çeki kuvvetinin etkilerinin araştırılması bu konu ile ilgili fazla sayıda çalışma ve araştırma yapılmasına neden olmuştur (Upadyaya, 1988). Araştırmalar sonucunda, ortak kullanılacak standart kodlar oluşturulmuştur. Çeşitli lastikler için oluşturulan standart kodlar çizelge 1.1’ de verilmiştir.

Çizelge 1.1. Lastik tipleri için standart kodlar (Goering, 1989)

Lastik Tipi	Kod
Yönlendirme Lastikleri	
Özel çeltik tabanlı	F-1
Tek şeritli taban	F-2
Çift şeritli taban	F-2D
Üç şeritli taban	F-2T
Endüstriyel taban	F-3
Çeki Lastikleri	
Normal taban (Standart tip)	R-1
Şeker kamışı ve çeltik için derin taban	R-2
Dar, yönlendirilmez taban	R-3
Endüstriyel, orta taban	R-4
Makine Lastikleri	
Tırnaklı taban	I-1
Çeki tabanı	I-3
Pulluk sarhoş tekerleği	I-4
Düz taban	I-6
Yol Dışı Lastikler	
Şeritli taban	E-1
Çeki tabanı	E-2
Sert taban	E-3
Sert derin taban	E-4
Orta sert taban	E-5
Maksimum sert taban	E-6
Palet	E-7

R-1 kodlu çeki lastiği bütün çalışma şartlarında en iyi tutunma ve buna bağlı olarak en iyi çeki gücü verimi sağlayan lastik taban desenidir. Bu sebeple, standart tip olarak da isimlendirilen R-1 kodlu çeki lastiği, özel amaçlar dışında kullanılan traktörler haricinde, lastik tekerlekli tarım traktörlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır (Ali ve Mckyes, 1978; Tan ve ark., 1994).

1.2. Tekerlek Yol İlişkisi

Tekerlek ile yol ilişkisinde; sürtünme ihmal edilmekte ve tekerleğin tamamen rijit olduğu kabul edilmektedir. Tekerlek ve rayın her ikisinin de rijit olduğu demiryolu ulaşımında bu duruma rastlanmaktadır. Tekerlek ile yol ilişkisi aşağdaki durumlarda meydana gelmektedir;

1. Rijit tekerlek-rijit zemin (demiryolu)
2. Rijit tekerlek-esnek zemin (çelik tekerlekli traktör)
3. Esnek tekerlek-rijit zemin (sert yolda pnömatik tekerlek)
4. Esnek tekerlek-esnek zemin (yumuşak zeminde pnömatik tekerlek)

Tekerlekle zemin arasındaki sürtünmenin bir fonksiyonu olan tutunma katsayısı farklı değişkenlere bağlıdır. Bu değişkenler kullanım şartlarına bağlı olarak farklılıklar göstermektedir. Bu katsayı zeminin yapısal özelliklerine, ortam şartlarına, lastiğin tasarımına ve aracın hızına göre farklılık göstermektedir. Tutunma katsayısı (μ) ve frenleme kapasitesi arasında doğru orantılı bir ilişki vardır. Traktörler çoğunlukla toprak zeminde kullanılmasına rağmen frenleme kapasitesinin iyileştirilmesi için en olumsuz şartlar göz önüne alınmalıdır.

Lastiğin zemin üzerindeki hareketiyle birlikte lastik yapısı zemin ile temas ettiği alanda şekil değişimine uğrar. Bunun sonucunda lastiğin hareket yönündeki basınç öteki taraftaki basınçtan yüksektir. Yuvarlanma direnç momenti, bu kaymanın lastik eksenine göre oluşturduğu momenttir. Yuvarlanma direnç kuvveti, serbest yuvarlanan bir lastiğin dengesinin sağlanması için zemin tarafından uygulanan kuvvettir. Yuvarlanma direnç katsayısı, bu kuvvetin normal yüke oranıdır. Burada R_y yuvarlanma direncini göstermektedir. şekil 1.6' da yuvarlanma direnci gösterilmiştir.

Lastik merkeziyle basınç merkezi arasındaki mesafeye e denilirse, düz yolda sabit bir hızda hareket halindeki bir tekerleğin yuvarlanma direnci için tekerlek merkezine göre momentlerin toplamı;

$$M_a + R_y * r_t = F_t * r_t + W * e \quad (1.1)$$

yazılabilir.

$$M_a = F_t * r_t \quad (1.2)$$

olduğundan;

$$R_y * r_t = W * e \quad (1.3)$$

$$R_y = W \frac{e}{r_t} \quad (1.4)$$

yazılabilir.

Burada;

M_a : Aks torku (Nm)

F_t : Tahrik kuvveti (N)

R_y : Yuvarlanma direnci (N)

r_t : Dinamik lastik yarıçapı (m)

W : Dinamik aks yükü (N)

e : Lastik ile basınç merkezi arasındaki mesafe (m)

Eşitliğindeki e/r_t oranı yuvarlanma direnç katsayısı olarak tanımlanmakta ve f ile gösterilmektedir.

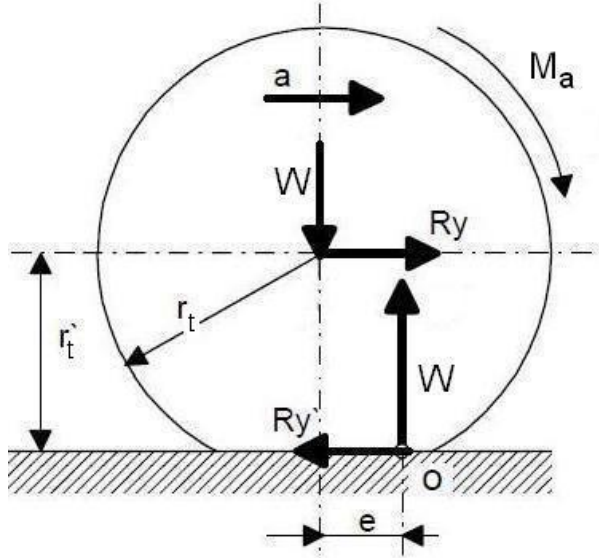
$$f = \frac{e}{r_t} \quad (1.5)$$

Sonuç olarak;

$$R_y = f * W$$

(1.6)

olacaktır (Çetinkaya, 2005).



Şekil 1.6. Yuvarlanma direnci (Dwyer, 1984)

Sert zeminlerdeki yuvarlanma direncinin ana kaynağı yuvarlanma sırasında lastiğin karkas yapısındaki şekil değiştirmeden dolayı ortaya çıkan histerisizlerdir. Başka bir ifadeyle lastiği döndürmek için harcadığımız enerjinin hepsi lastiğin dönmesi için kullanılmaz. Bununla birlikte lastik ile yol arasında kaymadan kaynaklanan sürtünme, lastiğin içinde bulunan havanın devinimine olan direnci ve lastik ile çevresindeki hava arasında oluşan fan etkisi, yuvarlanma direncinin ikincil kaynaklarıdır.

Yapılan deneysel çalışmalar 125-150 km/h hızlar arasında yuvarlanma direncinin %90~95'i lastiğin yapısal histerisizlerinden, %2~10'u lastik ile yer arasındaki sürtünmeden ve %1.5~3.5'inin de hava direncinden kaynaklandığını göstermektedir. Radyal lastikteki yapısal histerisizler üzerine yapılan diğer bir deneysel çalışma ise bu histerisizleri %73'ünün profil kısmından, %13'ünün yan duvarlardan, %12'sinin omuz kısmından ve %2'sinin de topuk bölgesinden kaynaklandığını göstermektedir (Wong, 2001).

Lastiklerin yuvarlanma direnci katsayıları, birçok faktörün etkisi altındadır. Bu faktörler; taşıt hızı, lastik yapısı, taç açısı, iç basıncı, kesit oranı, lastik karışımı, profil malzemesi ve biçimi ile yol yüzeyinin durumu şeklinde özetlenebilir. Değişik yol yüzeyleri için, tipik yuvarlanma direnci katsayıları ve tutunma katsayıları, çizelge 1.2' de verilmiştir.

Çizelge 1.2. Yuvarlanma direnci katsayıları (Saral, 1984)

Yüzey Şekli	Yuvarlanma Direnç Katsayısı (f)	Tutunma Katsayısı %15 Patinaj Koşulunda
Beton	0.02	-
Tarla Yolu	0.05	0.7
Biçilmiş Çayır	0.05-0.09	0.5
Anız	0.12-0.17	0.30-0.38
Çok Nemli Kumlu Tın	0.15-0.25	0.20-0.30
Yumuşak ve Islak Tarla	0.20-0.35	0.10-0.20

Sert ve düzgün yüzeylerdeki yuvarlanma direnci bozuk yol şartlarına göre oldukça düşüktür. Yumuşak yüzeylerde yuvarlanma direncinin artmasının sebebi lastik temas alanındaki normal basıncın daha da öne kaymasıdır, yani lastik zemine batma miktarına göre küçük bir basamağı geçiyormuş gibi davranır. Bundan dolayı yumuşak zeminlerde çalışacak taşıtların lastiklerinin zemine batma miktarı, yani normal basınç şiddeti, azaltılmalıdır. Bunu sağlayabilmek için daha geniş lastikler kullanılabileceği gibi daha sonra da bahsedileceği gibi lastik iç basıncı azaltılarak temas alanı artırılabilir.

Taşıtların lastiklerinde 1895 yılına kadar dolgu lastikler kullanılmıştır. Bu lastiklerin yuvarlanma dirençleri oldukça yüksek olmakla beraber, hareket ettirilirken karşılaşılan atalet kuvveti de oldukça büyüktür. Atalet kuvvetinin azaltılması için yapılan çalışmalar şişme lastikleri ortaya çıkartmıştır. Üretilen bu şişme lastikler 1946 yılına kadar çapraz-katlı olarak tek tip üretilmiştir. 1946 yılında Michelin firması yeni bir lastik tipi olan radyal lastiğin patentini almıştır. Bu tarihten itibaren de radyal lastiğin kullanımı bir çığ gibi büyümüştür. Günümüzde otomobillerde kullanılan lastiklerin hemen hemen tamamı radyal lastiktir. Yapılan ölçümler radyal lastiklerin yuvarlanma direnç katsayılarının çapraz- katlılara göre oldukça iyi olduğunu göstermiştir. Radyal lastiğin yuvarlanma direncinin çapraz- katlıdan düşük olmasının ana sebebi çapraz- katlı lastiklerde belirli bir açı ile döşenmiş lif tabakalarının lastiği şekil değiştirmeleri sırasında birbirleri arasında bir kayma hareketi yaparak enerji kaybına sebep olmalarıdır. Çapraz-katlı lastiklerin yuvarlanma dirençleri daha

yüksek olmasına karşılık yük taşıyan araçlarda halen yaygın olarak kullanılmaktadır. Çünkü bu lastiklerin yük kapasiteleri radyal lastiğe göre daha yüksektir. Şekilde düz yolda belirli bir yük ve lastik iç basınç değerinde otomobillerde kullanılan çapraz-katlı ve radyal lastiklerin değişik hızlardaki yuvarlanma direnç katsayısı görülmektedir. Karkas katların sayısındaki artış, çok büyük histerisiz kayıplarına neden olmakta ve yuvarlanma direnç katsayısının artırmaktadır (Bosch, 1986). Hıza bağımlı olarak, yuvarlanma direnç katsayısını belirlemek için; deneysel veriler üzerine kurulmuş, birçok eşitlik geliştirilmiştir. Bu eşitliklerden birisi;

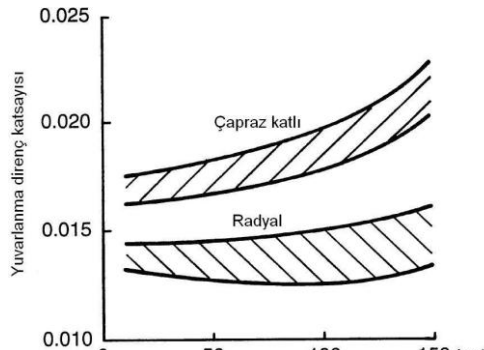
$$f = 0.01 \left(1 + \frac{v}{160} \right) \quad (1.7)$$

şeklinde dir.

Burada;

v : Otomobiller için taşıt ilerleme hızı (km/h) (Çetinkaya, 2005).

Lastiğin üretim tipinin yanı sıra lastiğin profil kalınlığı, profil şekli, yanak kalınlığı, yanak genişliği ve çapraz- katlı lastikte katmanların sayısı da yuvarlanma direncini etkiler. Lastiğin profillerinin ve yanağının kalınlığı şekil değiştirmeyi zorlaştırdığından yuvarlanma direncinin azalır. Lastiğin yanak yüksekliğinin azaltılması yuvarlanma direncini düşürür. Çünkü şekil değiştiren malzeme miktarı (alan) azalır, yani daha az enerji kaybı olur. Fakat lastiğin yanak genişliğinin fazla düşürülmesi, lastiğin temel işlevlerinden olan darbeleri engelleme görevini yapamaması ile sonuçlanır. Şekil 1.7’ de radyal ve çapraz katlı lastiklerin değişik hızlardaki yuvarlanma direnç katsayıları verilmiştir.



Şekil 1.7. Radyal ve çapraz-katlı lastiklerin değişik hızlardaki yuvarlanma direnç katsayıları (Wong, 2001)

Lastik iç basıncı direk olarak lastiğin esnekliği ile ilgilidir. Yolun yumuşaklığına göre iç basıncın yuvarlanma direncine olan etkisi farklı farklıdır. Sert zeminlerde lastik iç basıncının yüksek olması yuvarlanma direncini düşürür. Bunun sebebi yüksek basınçta lastiğin şekil değiştirmesinin azalması yani yapısal histerisizlerinin azalmasıdır (Burt ve Bailey, 1982). Örneğin radyal lastiğin iç basıncını yarıya indirdiğimizde yuvarlanma direnci 1.27 katına çıkmasına karşın çapraz- katlıda bu oran 1.92'dir. Kum gibi yumuşak zeminlerde lastik iç basıncının arttırılması zemine batma miktarını arttıracığı için yuvarlanma direncini şekil 1.8' de görüldüğü gibi arttırır.

Yuvarlanma direnç katsayısının, yük ve basınca bağımlı değişimini yaklaşık olarak veren çeşitli sayısal eşitlikler bulunmaktadır. Bu eşitliklerden birine göre;

Çapraz katlı lastikler için;

$$\frac{f'}{f} = \left(1.5 - 0.5 * \frac{P'}{P}\right) \left(1.5 - 0.5 * \frac{G'}{G}\right) \quad (1.9)$$

Radyal lastikler için;

$$\frac{f'}{f} = \left(1.3 - 0.3 * \frac{P'}{P}\right) \left(1.3 - 0.3 * \frac{G'}{G}\right) \quad (1.10)$$

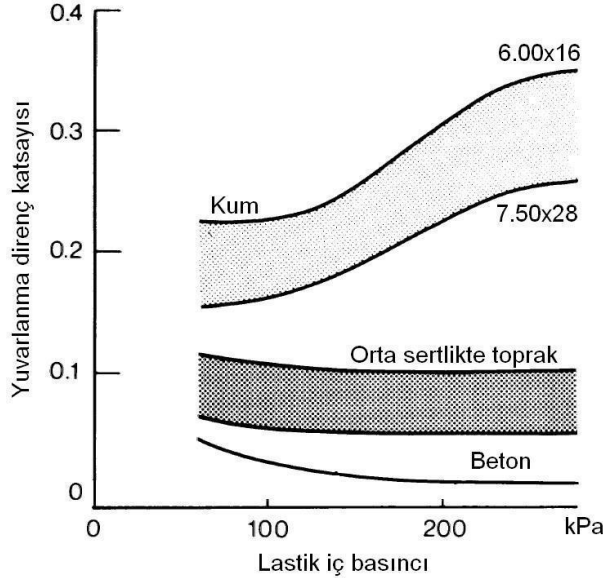
Burada;

P : Lastik iç basıncı (kPa)

G : Lastik yükü (N)

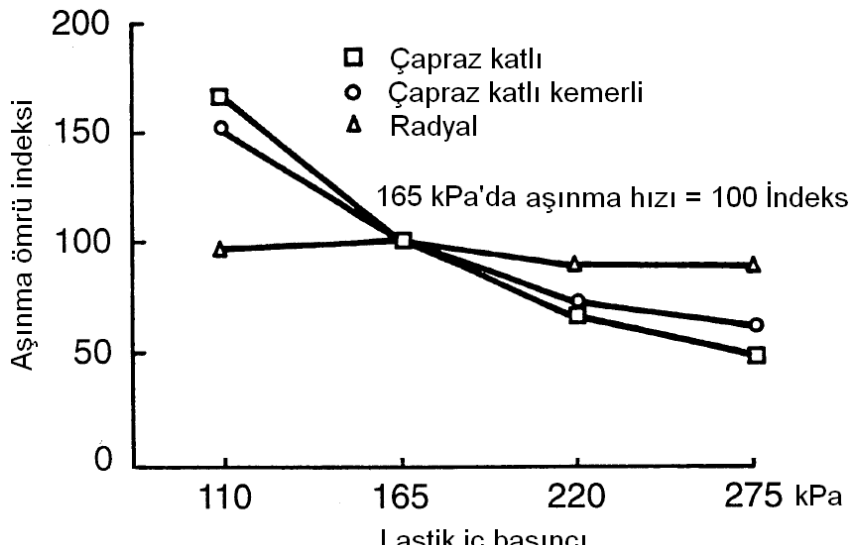
f : Herhangi bir P' basınç ve G' yükündeki yuvarlanma direnç katsayısıdır.

f' : Yük ve basınç değişimi ile elde edilen yuvarlanma direnç katsayısıdır (Çetinkaya, 2005).



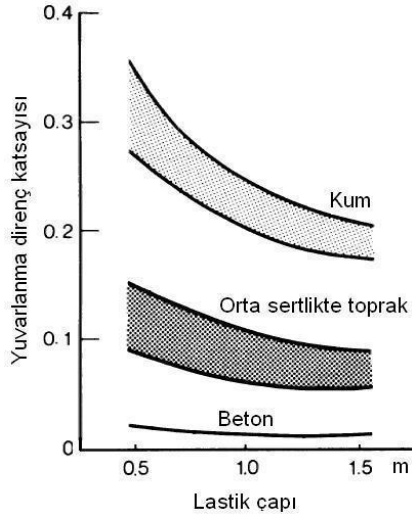
Şekil 1.8. Yuvarlanma direnç katsayısının lastik iç basıncıyla değişimi (Wong, 2001)

Lastik iç basıncı sadece yuvarlanma direncini değil lastiğin aşınma ömrünü de etkiler. Şekil 1.9' da çapraz katlı, çapraz katlı kuşaklı ve radyal lastiklerin iç basınç değerlerindeki değişimin aşınma hızına etkisi görülmektedir. Burada karşılaştırma referansı olarak 165 kPa'daki aşınma hızı kullanılmıştır. Görüldüğü gibi aşınma ömrüne lastik iç basıncının etkisi radyal lastiklere göre çapraz- katlı ve çapraz katlı kuşaklı lastiklerde daha fazladır (Wong, 2001). Aşınma ömrü indeksi; lastiğin standart şartlar altında, aşınma ömrü 100 olarak kabul edilen kontrol lastiğine göre nispi ömrünü gösterir.



Şekil 1.9. Lastik iç basıncı ile aşınma indeksinin değişimi (Wong, 2001)

Lastiğin çapı ile yuvarlanma direnç katsayısı arasındaki ilişki şekil 1.10' da verilmiştir. Buradan sert zeminlerde lastik çapının yuvarlanma direnç katsayısı üzerinde pek de etkili olmadığı görülmektedir. Diğer taraftan yumuşak zeminlerde oldukça etkilidir (Wong, 2001).



Şekil 1.10. Lastik çapının yuvarlanma direnç katsayısına etkisi (Wong, 2001)

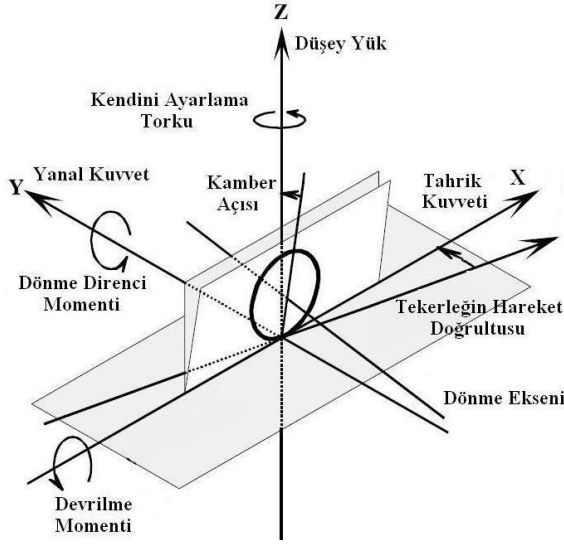
Genel olarak kullanılan bir eksen sisteminde tekerleğe etkiyen kuvvet ve momentler şekilde gösterilmiştir. Tekerleğe etkiyen üç kuvvet ve üç moment bulunmaktadır. Kuvvetler;

- Uzunlamasına kuvvet, (tahrik kuvveti (F_x)),
- Yanal kuvvet (F_y),
- Normal kuvvet (F_z),

Momentler ise;

- X eksenine göre, devrilme momenti (M_x),
- Y eksenine göre, yuvarlanma direnci momenti (M_y),
- Z eksenine göre, ayarlama momenti (M_z)'dir.

Hareket halindeki tekerlekle ilgili olarak, iki de önemli açı bulunmaktadır. Bunlar, kayma açısı ve kamber açısıdır. Kayma açısı (α), tekerlek düzleminin, yol yüzeyi ile arakesiti ve tekerleğin hareket doğrultusu arasındaki açıdır. Kamber açısı (γ) ise, xz düzlemi ile tekerlek düzlemi arasındaki açıdır. Lastiğin geliştirdiği yanal kuvvet, bu iki açının fonksiyonudur (Takahashi ve ark., 2004). Şekil 1.11' de tekerlek eksen sistemi verilmiştir.



Şekil 1.11.Tekerlek eksen sistemi (Takahashi ve ark., 2004)

1.3. Çeki Kuvvetini Etkileyen Faktörler

Genel olarak çeki kuvveti, tekerleğin toprakta meydana getirdiği temas alanı ile aks yükünün etkisi altındadır. Kum gibi yapışma kuvveti olmayan topraklarda, çeki kuvveti ağırlık artışı ile sağlanabilir. Çünkü bu koşullarda tekerleğin batma miktarı yeterli değildir. Çok rutubetli killi topraklarda sürtünme kuvveti yoktur. Bu nedenle yük artırılrsa bile toprak reaksiyonu artmaz, çeki kuvveti artışı tekerlek yüzeyinin artışı ile sağlanabilir. Ayrıca yürüme organlarının çeki yeteneğine, yuvarlanma direnci etkilidir. Yuvarlanma direnci ise tekerleğin toprakla temas alanı büyüklüğü ile ters orantılıdır. Çeki verimliliği pullukla işlenmiş ve anız toprak yüzeylerinde maksimum çeki yükünün yaklaşık 2/3'ünde maksimum değerlere ulaşmaktadır. Bu nedenle çeki verimliliğinin uygun değerlerde bulunması için traktörün geliştirebileceği maksimum çeki kuvvetinin %100'ü ile çalıştırılmasına gerek yoktur (Sabancı 1993).

Motor tarafından geliştirilen dönme momenti, muharrik tekerleklerde;

$$M_t = M_m * i * \eta_{tr} \quad (1.11)$$

tekerlek dönme momentini meydana getirir. Burada;

M_t : Tekerlek dönme momenti (Nm)

M_m : Motor momenti (Nm)

i : Toplam transmisyon oranı (-)

η_{tr} : Transmisyon verimidir. (-)

Tekerlek dönme momenti aynı zamanda tahrik kuvvetiyle ilişkili olarak;

$$M_t = F_t * r_t \quad (1.12)$$

olur. Buradan çeki kuvveti;

$$P_\zeta = F_t - R_y \quad (1.13)$$

bağlantısı ile hesaplanabilir (Saral, 1984). Burada;

P_ζ : Çeki kuvveti (N)

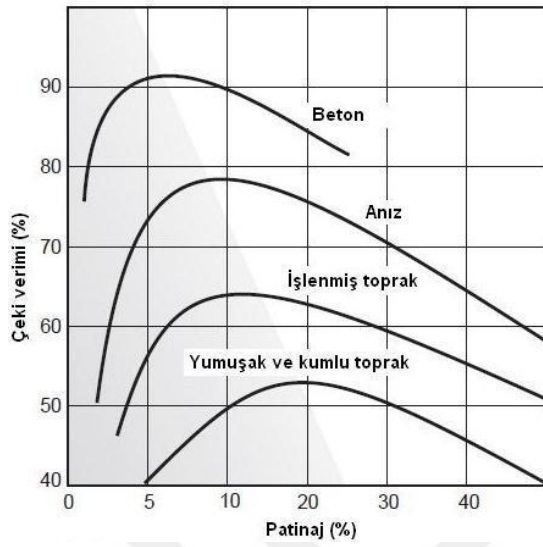
F_t : Tahrik kuvveti (N)

r_t : Dinamik lastik yarıçapı (m)

R_y : Yuvarlanma direnci (N)

Genel olarak çeki kuvveti, tekerleğin toprakta meydana getirdiği temas alanı ile aks yükünün etkisi altındadır. Kum gibi yapışma kuvveti olmayan topraklarda, çeki kuvveti ağırlık artışı ile sağlanabilir. Çünkü bu koşullarda tekerleğin batma miktarı yeterli değildir. Çok rutubetli killi topraklarda sürtünme kuvveti yoktur. Bu nedenle yük artırılrsa bile toprak reaksiyonu artmaz, çeki kuvveti artışı tekerlek yüzeyinin artışı ile sağlanabilir. Ayrıca yürüme organlarının çeki yeteneğine, yuvarlanma direnci etkilidir. Yuvarlanma direnci ise tekerleğin toprakla temas alanı büyüklüğü ile ters orantılıdır. Araştırmalar maksimum çeki verimini; beton yüzeyde %87, anızda %74, pullukla sürülmüş tarlada %47 olarak saptanmıştır. Çeki verimliliği pullukla işlenmiş ve anız toprak yüzeylerinde maksimum çeki yükünün yaklaşık 2/3'ünde maksimum değerlere ulaşmaktadır. Bu nedenle çeki verimliliğinin uygun değerlerde bulunması için traktörün geliştirebileceği maksimum çeki kuvvetinin %100' ü ile

çalıştırılmasına gerek yoktur (Sabancı, 1993). Farklı yüzeylerde çeki kuvveti ve çeki verimliliği ilişkisi şekil 1.12’ de verilmiştir.



Şekil 1.12. Farklı yüzeylerde çeki kuvveti ve çeki verimliliği (Casady, 1997)

Çeki verimi çeki gücünün aks gücüne oranı olarak tanımlanmaktadır. Çeki gücü aşağıdaki bağlantı ile hesaplanabilir;

$$N_{\zeta} = \frac{P_{\zeta} * V}{1000} \quad (1.14)$$

Burada;

N_{ζ} : Çeki gücü (kW)

V : Traktör ilerleme hızıdır (m/s)

Aks gücü ise tekerlek momenti ve devrinin fonksiyonudur. 1.12 nolu eşitlikten;

$$F_t = \frac{M_t}{r_t} \quad (1.15)$$

ise ve çevresel tekerlek hızı;

$$v = \frac{2 * \pi * r_t * n}{60} \quad (1.16)$$

ise, aks gücü tahrik kuvveti ve tekerlek çevresel hızının bir fonksiyonu olarak;

$$N_a = \frac{F_t * v}{1000} \quad (1.17)$$

(1.16) ve (1.17) nolu eşitliklerden;

$$N_a = \frac{M_t * 2 * \pi * r_t * n}{r_t * 60 * 1000} \quad (1.18)$$

$$N_a = \frac{M_t * n}{9549} \quad (1.19)$$

olarak aks gücü belirlenebilir.

N_a : Aks gücü (kW)

n : Tekerlek devri (d/d)

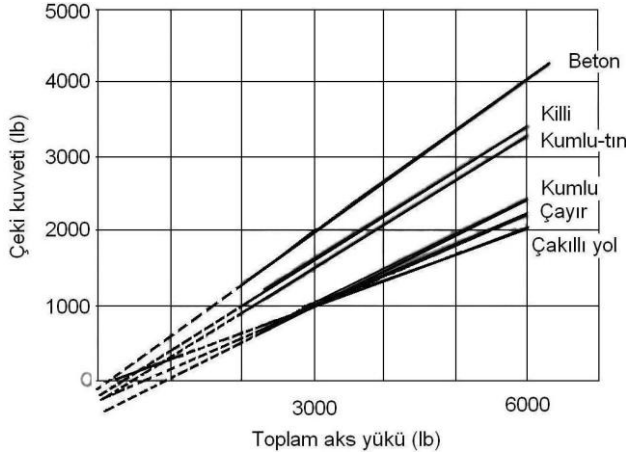
Çeki verimi (n_ζ) ise;

$$n_\zeta = \frac{N_\zeta}{N_a} \quad (1.20)$$

olarak elde edilebilir (Sabancı, 1993; Öğüt, 1998).

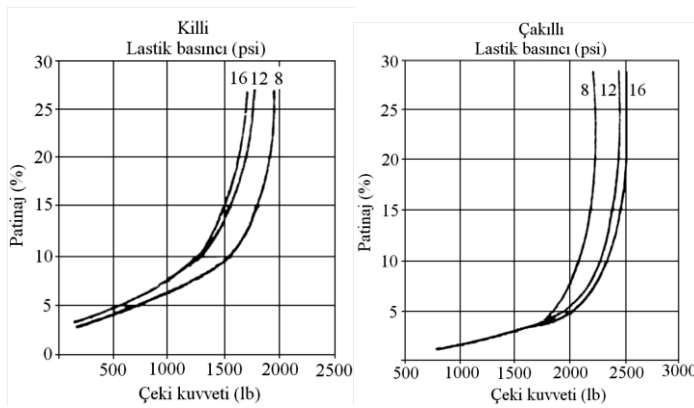
Aks yükünün değişik yüzeylerde çeki kuvveti üzerindeki etkileri şekil 1.13' de gösterilmektedir. Şekil 1.13' de görüldüğü gibi, değişik topraklarda çeki kuvvetlerini etkileyen en önemli etken taşınan ağırlıklardır. Ayrıca patinajın %15'in üzerine çıkması, çeki kuvvetini bir miktar artırmasına karşılık, lastiklerde aşırı yıpranma oluşturmaktadır. Bu nedenle traktör çeki yeteneği, toplam ağırlıkla doğru orantılı değildir, zemin koşullarına bağlı

olarak değişmektedir. Örneğin aks ağırlığının etkisi çayır yüzeylere kıyasla beton zeminde çok daha yüksektir.



Şekil 1.13. Aks yükünün değişik yüzeylerde çeki kuvvetine etkileri (Sabancı, 1993)

Lastik basıncının azalması, tekerleğin toprağa batma miktarını da azaltmaktadır. Buna göre lastik basıncındaki azalış, çeki yeteneğinin artmasına sebep olur. Ancak, bu durum toprak koşullarına göre de farklılık göstermektedir. Killi toprak yüzeyinde lastik basıncı ile çeki yeteneği ters, kumlu toprakta ise doğru orantılı bir ilişki içinde değişmektedir. Çeki yeteneğini artırmak için şekil 1.14' de gösterildiği üzere killi topraklarda lastik iç basıncı azaltılmalı, kumlu ve çakıllı topraklarda aks yükü artırılmalıdır. Normal koşullarda, lastik iç basıncı azaltılarak çeki yeteneği artırılabilir. Ancak bu işlem lastik ömrünü kısaltacağından zorunlu olmadıkça uygulanmamalıdır (Sabancı 1993).

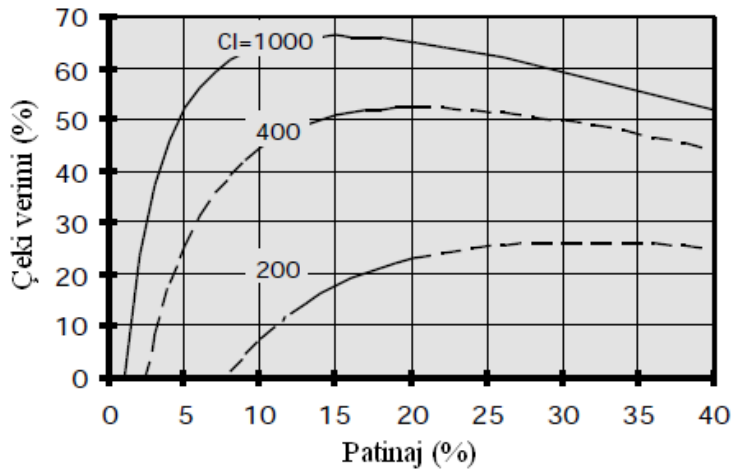


Şekil 1.14. Lastik basıncının çeki kuvvetine etkileri (Sabancı 1993)

Net çeki oranı çeki kuvvetinin muharrik tekerlekler üzerindeki dinamik ağırlığa oranıdır. Yüksek bir net çeki oranı elde edilmesi çeki kuvvetinin büyüklüğüne bağlıdır. Ancak

çok fazla bir değerde olması sıkışmaya ve tekerlek aksında aşırı gerilmelere sebep olabilir. Net çeki oranı (çeki katsayısı)-patinaj ilişkisi şekilde gösterilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi sabit patinajda net çeki oranı değeri; toprak direnci $CI=1000$ kPa olan kuru anızda, toprak direnci $CI=200$ kPa olan nemli gevşek toprağa göre daha yüksektir. Teknik olarak net çeki oranının artırılması için değişik lastik profilleri geliştirilmiş ve radyal lastiklerin kullanımı yaygınlaşmıştır.

Değişik yüzey durumlarına göre çeki verimi değişimi şekil 1.15' de gösterilmektedir. Toprağın artan batma direncine (CI) bağlı olarak çeki veriminin arttığı saptanmıştır.



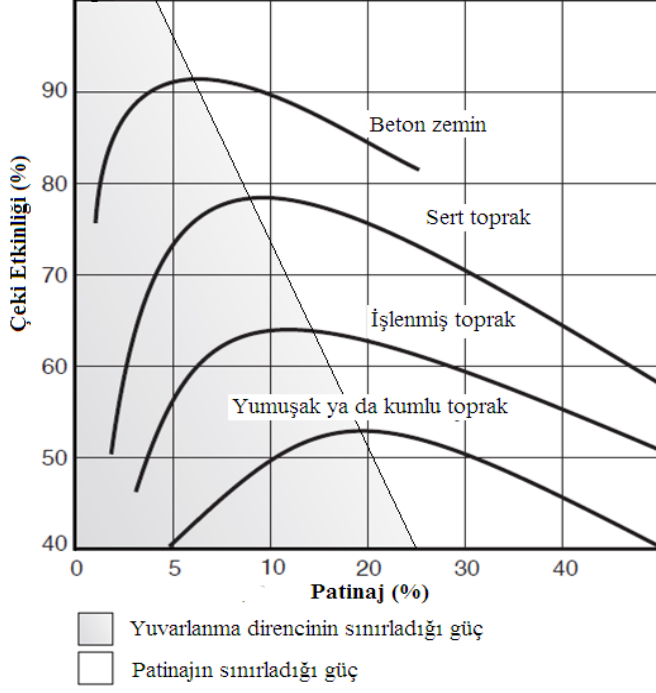
Şekil 1. 15. Üç farklı yüzey koşulunda patinaja bağlı olarak çeki veriminin değişimi (Macmillan 2002)

Bu çalışmada geliştirilen otomatik lastik basınç kontrol sistemi ülkemizde üretilen traktörlerde kullanılsa da yurtdışında kullanımı yaygınlaşmakta olup patinaj önleme sistemleri ile ilgili farkındalıklar artmaktadır. Bu çalışmada ülkemizde ilke defa patinaj önleme sisteminin prototipi gerçekleştirilmiştir. Ayrıca geliştirilen bu sistemin sağladığı teknik ve ekonomik avantajlar konusunda bölge çiftçilerinde bir farkındalık oluşturabilmek amacıyla, yapılan tarla denemelerine çiftçilerde davet edilmiştir.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Bu doktora tezinin konusunu oluşturan lastik basınç kontrol ve patinaj önleme sistemleriyle ilgili birçok araştırmacı çalışmalar yürütmüştür. Konu ile ilgili yürütülen çalışmaların bir kısmı aşağıda sunulmuştur.

Çeki etkinliği geliştirilen gücün çeki okuna iletilen güce oranıdır. Güç basınç altında deforme olmayan yüzeye ve patinajın en düşük olduğu durumlarda en verimli şekilde iletilmektedir. Çeki etkinliği yuvarlanma direnci ve patinajdan etkilenmektedir. Optimum patinaj tarım arazilerinde %8-10 civarında olmalıdır. Gücün iletilmesi yüzeyde büyük sürtünme kuvveti ya da çekişe gereksinim duymaktadır. Çekiş, ağırlığın ve temas alanının artırılmasıyla artırılabilir. Ek ağırlıklar yüzeyde büyük gerilme kuvvetleri yaratır ve toprak sıkışmasına ve toprağın direncinin artmasına neden olur. Bu durum yuvarlanma direncinin artmasına neden olmaktadır. Ek ağırlıklar gücün yüzeye iletilmesinde aşırı patinajı engelleyecek şekilde ayarlanmalıdır. İletilen gücün bir kısmı patinajla kaybolmaktadır. Ancak, aşırı ağırlık derin izlere ve yuvarlanma direncinin artmasına neden olabilir. Optimum ağırlık yuvarlanma direnci ve patinaj arasındaki dengeyle sağlanabilir. Tekerlekler toprak yüzeyinde en fazla temas alanı sağlayacak şekilde seçilmelidir. Temas alanı tekerleğin tipine, sayısına ve basıncına bağlıdır. Geniş dual radyal lastikler düşük basınçlarda en yüksek temas alanını sağlamaktadır. Patinajın %5'in altına düşmesi durumunda yuvarlanma direncine harcanan güç artacağından ek ağırlık varsa alınmalıdır ya da tekerlek basıncı ayarlanmalıdır. Yuvarlanma direnci ve patinajın çeki etkinliği üzerindeki etkisi şekil 2.1' de verilmiştir (Cassady, 1997).



Şekil 2.1. Yuvarlanma direnci ve patinajın traktördeki çeki etkinliği üzerindeki etkisi (Cassady, 1997)

Lastik tekerleklerin yanal gerilme ve temas alanları ile ilgili yapılan çalışmada, 80-200 kPa arasında değişen lastik basıncı ve 2.38-2.87 kN arasında normal yük kullanılmıştır. Belirlenen bu yük koşullarında temas alanı ve yanal gerilmeler tekerlek basıncının artmasıyla doğru orantılı olarak artmıştır (Kumar ve ark., 2004).

Tekerlek basıncı ve dinamik yükte değişim olduğu zaman temas basıncında önemli değişim olmaktadır. Çok yüksek tekerlek basınçlarında, temas basıncı tekerlek izinin ortasında yoğunlaşmakta ve üniform bir dağılım gerçekleşmemektedir. Mümkün olduğunca düşük tekerlek basıncı sağlandığında temas basıncının ve dağılımının oldukça düzgün olduğu görülmüştür (Jun ve ark., 2004).

Tarla trafiğini azaltacak, minimum toprak işleme yöntemleri kullanarak topraktaki temas gerilmelerini azaltmak mümkündür. Bunun yanı sıra firmaların önerdiği lastik basınçlarının üstünde lastik basıncı kullanmamak gerekir (Raper, 2005).

Pullukla yapılan denemelerde patinajın %6'dan %3'e düşmesi durumunda yakıt tüketimi 2 l/ha azalmıştır. Ağır kültürlerle çalışmada ise patinajın %15 den %5 e düşmesi durumunda 2 l/ha yakıt tasarrufu sağlanmıştır (Moitzi ve ark., 2006).

Topraktaki gerilme lastik basıncının artmasıyla artmaktadır. Genellikle 90 kPa basıncın üzerindeki basınçlarda bu etki daha fazla görülmektedir. 240 kPa tekerlek basıncından 50 kPa tekerlek basıncına kadar yapılan denemelerde, bu aralıkta temas alanının 2 kat arttığı saptanmıştır (Schjonning ve ark., 2006).

800 mm kesit alanına sahip lastikle yapılan bir çalışmada, lastik basıncının 2.5 bar'dan 1.25 bar'a düşürülmesiyle penetrasyon direncinin ve lastik iz derinliğinin önemli ölçüde azaldığı belirlenmiştir. 2.5 bar lastik basıncında toprağın hacim ağırlığı %18 artarken, 1.25 bar basınca geçişte %12 artış olduğu görülmüştür (Ansorge ve Godwin, 2007).

Traktör geçişlerinde kayma açısı ve aks yükünün artışı yanal kuvvetleri arttırmaktadır. 100 kN aks yükünde 15 bar tekerlek basıncında yanal kuvvetler, aynı aks yükünde 8 bar tekerlek basıncındakinden hayli yüksek olmuştur (Patel ve Godwin, 2008).

Yapılan laboratuvar koşullarındaki çalışmada, 4 tekerleği de güç alan traktörle temas alanı ve yuvarlanma direncine tekerlek basıncının etkileri araştırılmışlardır. Çalışmanın sonucunda,

- Tekerlek basıncı toprak ile tekerlek arasındaki basınç üzerinde önemli şekilde etkili olmuştur. Yüksek basınçlarda ön ve arka tekerleklerin temas basınçları artmıştır.
- Tekerlek toprak temas alanını biçimi tekerlek basıncı ile değişmiştir. Tekerlek basıncının azalmasıyla tekerlekle toprak arasındaki değme açısı artmıştır.
- Tekerlek basıncı yuvarlanma direnci üzerinde de önemli ölçüde etkili olmuştur. Düşük basınçlı tekerleklerle yuvarlanma direnci azalmakta, traktörün çeki performansı artmaktadır. (Van ve ark., 2008)

Lee ve ark. (2008), tekerlek basıncını ölçüp radyo frekansı ile basınç kontrol ünitesine ileten ve iletilen bu bilgiyle otomatik olarak tekerlek basıncını ayarlayan bir sistem geliştirmişlerdir (Active Tire Pressure Control System, ATPCS).

Serrano ve ark. (2009) yaptıkları çalışmada, en iyi çalışma koşullarında bile yüksek lastik basıncının ilerleme hızında %3-5, yakıt tüketiminde %10-25, patinajda %7-15 arasında artışlara neden olduğunu saptamışlardır. Araştırmacılar, laboratuvar koşullarında yapılan çalışmaların, lastik basıncının azalmasıyla çeki etkinliğinde önemli artış olduğunu saptamışlardır.

Çapraz katlı lastiklerde tekerlek basıncında %25 oranında bir artış, değme alanında %13 azalmaya neden olurken, bu oran radyal lastiklerde %9 olmuştur. Tekerlek basıncında iki kat artış, tekerleğin temas alanında %70-80 oranında azalmaya neden olmaktadır (Ekinci ve Çarman, 2011).

Çarman (2001), 7.00-18 ölçülerindeki bir radyal lastiğin çeki performansı ve enerji tüketiminin belirlenmesi amacıyla yaptığı araştırmada muharrik lastiğin ilerleme hız ve aks yüküne bağlı olarak çeki performansı değerlerini belirlemiştir. Araştırmada üç farklı ilerleme hızı ve iki farklı aks yükünde, tekerleğin çeki performansını ortaya koyabilmek için dinamik çeki oranı ve çeki verimliliği hesaplanmıştır. Farklı çalışma koşullarında elde edilen %5.6-42.0 patinaj değerlerinde çeki kuvveti 1.20-3.35 kN, dinamik çeki oranı 0.30-0.725 ve çeki verimliliği 0.22-0.74 arasında bulmuştur. Artan patinaj değerlerine bağlı olarak lastiğin enerji tüketimi değerlerinin de arttığını ve aks yükünün enerji tüketimi üzerindeki etkisinin daha da etkili olduğunu bulmuştur.

Lee ve Kim (1997), traktörlerdeki bias dokulu lastiğin çeki performansı üzerindeki lastik basıncı etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Muharrik tekerlek aks torqu ve hızı, çeki gücü ve ilerleme hızını tarla testlerinde ölçmüşlerdir. Ölçüler; sürekli sürülen tarla, anızlı çeltik tarlası I, anızlı çeltik tarlası II ve beton zemin gibi dört farklı yüzeyde, saatte 3, 4 ve 5.5 km/h gibi üç farklı ilerleme hızlarından elde etmişlerdir. Araştırmada ayrıca lastik basıncı da 250 kPa'dan 40 kPa'a kadar 30 ya da 50 kPa düşürülerek test alanlarında uygulamışlardır. Sürekli sürülen tarla da ve beton yüzeyde lastik basıncı çeki performansına kesin bir etki sağlamazken, anızlı çeltik tarlalarında lastik basıncının düşürülmesi çeki performansını artırdığını bulmuşlardır. 4 km/h ilerleme hızında lastik basıncı %20 patinajda 160 kPa'dan 40 kPa'a düşürüldüğünde çeki katsayısı 0.35' den 0.49'a yaklaşık %40 artarken, 5.5 km/h ilerleme hızında ise aynı lastik basınçlarında %6 arttığını bulmuşlardır.

Bashford ve ark. (1987), dört farklı yüzey üzerinde tek ve çift tekerleklerle donatılmış bir traktörün dinamik çeki oranı ve çeki verimliliğini değerlendirmişlerdir. Beton zemin üzerinde; patinaja bağlı olarak her iki teker tipinin dinamik çeki oranı artmıştır. Ayrıca çift tekerin dinamik çeki oranı tek tekere göre daha yüksek çıkmıştır. Bununla beraber, tek ve çift tekerlek arasındaki dinamik çeki oranı ve çeki verimliliği farkı çok az olmuştur.

Burt ve Lyne (1985), 0.2-0.6 m/s'lik ilerleme hızı bölgesinde yaptıkları çalışmada, patinajın sabit tutulması koşulunda, hızın net çeki ve çeki verimliliği üzerindeki etkisini önemsiz bulmuşlardır.

Burt ve ark. (1979), çeki verimindeki dinamik yükün etkilerini araştırmışlardır. Sabit hızdaki dinamik yükün artırılmasının sonucunda sıkıştırılmış toprakta çeki verimi arttığını fakat yumuşak toprakta çeki veriminin düşmesine neden olduğunu bulmuşlardır.

Gorjatschkin (1925), Teorik olarak pulluk çeki kuvvetinin farklı toprak yapıları için hesaplanabildiği bir eşitlik elde etmiştir. Bu eşitlik, statik ve dinamik toprak dirençlerini içermekte olup birçok tarla denemesi yaparak bulunmuştur. Bu eşitlikle, iş derinliği (cm), iş genişliği (cm), özgül toprak direnci (N/cm^2), çeki direnci katsayısı ($N \cdot h^2/cm^2 \cdot km^2$) ve pulluğun çekilme hızı (km/h) değişkenleri kullanılarak, çeki kuvvetinin değeri bulunmaktadır.

Adams (1962), farklı yapıdaki toprakların özgül toprak direnci (N/cm^2) değerlerini nem içeriğine bağlı olarak belirlemiştir. Çeşitli toprak zeminlerinde yapılan çalışmada, farklı nem oranlarına göre, toprağın çeşitli tarım makinalarına göstermiş olduğu direnç kuvvetleri, grafik olarak çıkartılmıştır. Sonuçta, killi tınlı toprak en yüksek özgül direnç değerine sahipken, kumlu toprak en düşük özgül direnç değerine sahip olduğu bulunmuştur.

Taylor ve ark. (1976), radyal ve diagonal lastiklerin çeki verimlerini karşılaştırmak için farklı toprak şartlarında araştırmalar yapmışlardır. Araştırmalar, çeşitli toprak şartları üzerinde, 18.4R34 (6 kat) ile 18.4-34 (6 kat) lastikleri tipleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Araştırmanın sonucuna göre; farklı toprak şartlarının beşinde %15 patinaj değerinde net çeki katsayısı radyal lastik için diagonal lastiğe oranla %6 ile %18 daha fazla olduğu saptanmıştır.

Say (1995), "Toprak Penetrasyon Direncinin Toprak Koşulları İle Değişimi ve Matematiksel Modellerin Geliştirilmesi" araştırmasında, toprak penetrasyon direnci değerlerini 30 cm profil derinliğine kadar ölçmüştür. Araştırmada bulunan penetrasyon direnci değerlerinin, 511-2157 kPa arasında olduğunu saptamıştır.

Lastik basınç kontrol sistemi ile ilgili yürütülen bu doktora tezinde bir kısmı yukarıda sunulmuş olan önceki çalışmalarında ışığında yeni bir prototip geliştirilmiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

Yapılan çalışmada denemeler, buğday anızı ile örtülü toprak zemin üzerinde yürütülmüştür. Anızlı zemin üzerinde yürütülen çalışmalarda materyal ile ilgili bilgiler, aşağıdaki alt başlıklar halinde sunulmuştur.

3.1.1. Deneme Alanı

Tarla denemeleri, Tekirdağ ili Çerkezköy ilçesinde killi yapıya sahip buğday anızı ile örtülü arazide yapılmıştır.

Lastik basınç kontrol sisteminin, traktör verimi üzerindeki etkilerinin değerlendirilmesi amacıyla, çalışma alanı ve traktör ile ilişkili bazı parametreler seçilmiş ve ölçülmüştür. Çalışma sisteminin verimini karşılaştırmak için traktör ile ilgili olarak; patinaj, net çeki kuvveti, yakıt tüketimi parametreleri seçilmiştir. Denemelerin yapıldığı anızlı yapıdaki arazi şekil 3.1’ de verilmiştir.



Şekil 3.1. Deneme alanları

3.1.2. Ortam Hava Şartları

Tarla deneme çalışmalarının yapıldığı günlerde, çalışma ortamına ait bağıl nem ve hava sıcaklıkları denemeler süresince ölçülmüş olup, traktör çeki verimi üzerindeki etkisinin gözlenmesi amaçlanmıştır. Bu ölçülen meteorolojik verilerin ortalamaları Çizelge 3.1’ de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Ortalama günlük sıcaklık ve bağıl nem değerleri

Ölçülen Değerler	Tarla çalışma günleri			
	14.09.2015	14.09.2015	14.09.2015	14.09.2015
Hava sıcaklığı (°C)	18,4	18,5	18,5	18,5
Hava bağıl nemi (%)	76	76	76	75

Ölçülen değerler incelendiğinde, tarla denemeleri süresince ölçülen bağıl nem ve ortalama sıcaklık değerlerinin önemli oranda değişmediği görülmüştür. Yapılan tarla denemelerinin aynı meteorolojik değerlerde olduğu saptanmıştır. Bu sebeple ortamdaki meteorolojik verilerin değişimlerinin, ölçülen parametreler üzerine etkisi dikkate alınmamıştır.

3.1.3. Test Traktörü

Testlerde, Hattat A110 model traktör kullanılmıştır. Test traktörü şekil 3.2’ de ve test traktörüne ait teknik özellikler şekil 3.3’ de verilmiştir.



Şekil 3.2. Hattat A110 test traktörü

TEKNİK ÖZELLİKLER	
HATTAT A110	
MODEL	A110 4WD
Motor	Perkins
Emisyon Tipi	Euro3
Motor Seri Kodu	1104D-44TA
Azami Motor Gücü kW / BG / rpm (ISO 14396)	74,9 / 102 / 2200
Azami Motor Torku Nm / rpm	416 / 1400
Silindir Hacmi (cm ³) / Silindir Sayısı	4400 / 4
Silindir Çapı x Strok (mm)	105 x 127
Hava Filtresi Tipi	Kuru Tip, Uyan Göstergeli
Aspirasyon	Turboşarj ve Intercooler
Diferansiyel Kilidi & Tahrikli Ön Aks	
Diferansiyel Kilidi Kumanda Tahriki	16 + 8 Mekanik / 12 + 12 Elektro Hidrolik
Dört Çeker Kumanda Tahriki	16 + 8 Mekanik / 12 + 12 Elektro Hidrolik
Kuyruk Mili	
Tipi	Bağımsız
Kuyruk Mili Devri, dev/dak (motor devri)	540 (1890)
Kuyruk Mili Devri, dev/dak (motor devri)	540E (1594)
Kuyruk Mili Devri, dev/dak (motor devri) *	1000 (2074)
Geri Dönümlü Kuyruk Mili	Opsiyonel
Fren	
Servis Freni	Çok Diskli Yağlı Tip - Hidrolik Tahrikli
Dört Tekerden Frenleme Sistemi	Var
Park Freni	Mekanik El Kolu ile Kumandalı
Vites Kutusu	
Vites Kutusu Tipi	Tam Senkromeçli 16 + 8R veya 12 + 12R Shuttle
Vites Kutusu Debriyajı	Kuru Tip Çift Diskli Debriyaj Pedalı İle Kumandalı
Hidrolik ve Üç Nokta Askı Sistemi	
Azami Pompa Debisi / Pompa Pasancı, (lt/dak)/bar	58 / 195
Fonksiyonlar	
Lift Markası / Kategorisi	Hema / Kategori 2
Hidrolik Güç Çıkışı, çıkış/valf sayısı	4/2
Maksimum Kaldırma Kapasitesi (kg)	3700
Kapasiteler	
Yakıt Tankı (lt)	115
Motor Karteri (lt)	7
Motor Soğutma Sistemi (lt)	15,5
Vites Kutusu (lt)	29
Hidrolik Sistem (lt)	31
Ön Diferansiyel (lt)	6
Sağ ve Sol Poryalar (lt)	2 x 0,8
Hidrolik Fren (lt)	0,3
Ağırlıklar ve Ölçüler (Kabinli Modeller)	
Toplam Yüksüz Ağırlık - 2WD/4WD (kg)	3740
Ön Ağırlık (kg)	10 x 40
Arka Ağırlık (kg)	2 x 80
Toplam Uzunluk - 2WD/4WD (mm)	3985
Dingil Açıklığı - 2WD/4WD (mm)	2300
Toplam Genişlik (mm) **	2220
Toplam Yükseklik (mm) **	2882
Ön İz Genişliği - 2WD/4WD (mm)	1580 / 1780
Arka İz Genişliği (mm)	1595 - 1795
Alt Açıklık (mm) 16,9-30 4WD **	500
Ağırlıklar ve Ölçüler (Ropslu ve Gölgelikli Modeller)	
Toplam Yüksüz Ağırlık - 2WD/4WD (kg)	3490
Ön Ağırlık (kg)	10 x 40
Arka Ağırlık (kg)	4 x 80
Toplam Uzunluk - 2WD/4WD (mm)	3985
Dingil Açıklığı - 2WD/4WD (mm)	2300
Toplam Genişlik (mm)	2220
Toplam Yükseklik (mm)	2862
Ön İz Genişliği (mm)	1580 / 1780
Arka İz Genişliği (mm)	1595 - 1795
Alt Açıklık (mm)	500
Lastik Seçenekleri (2WD)	
Ön Lastikler	-
Arka Lastikler	-
Lastik Seçenekleri (4WD)	
1. opsiyon (Ön)	13.6R24
1. opsiyon (Arka)	16.9R34
2. opsiyon (Ön)	380/70R24
2. opsiyon (Arka)	480/70R34
3. opsiyon (Ön)	280/85R28
3. opsiyon (Arka)	14.9R38
Sürücü Mahalli	
Kabin	HV/HVAC Geniş Kabin Ve Yardımcı Koltuklu

Şekil 3.3. Hattat A110 test traktörü teknik özellikleri

3.1.4. Tarım Alet ve Makinaları

Testlerde toprak işleme aletleri olarak 4 gövdeli kulaklı pulluk, tekli dip kazan ve v tipi ağır diskaro kullanılmıştır. Kullanılan ekipmanlar şekil 3.4, şekil 3.5 ve şekil 3.6' da verilmiş olup ekipmanlara ait teknik özellikler çizelge 3.2, çizelge 3.3 ve çizelge 3.4' de verilmiştir.

Çizelge 3.2. V tipi ağır diskaro teknik özellikleri

Model	Disk Sayısı (Adet)	Disk Çapı (mm)	Disk Arası (cm)	İş Genişliği (cm)	Ağırlık (kg)	Motor Gücü (Hp)
CDHV20	20	610	23	230	2000	80-90



Şekil 3.4. V tipi ağır diskaro

Çizelge 3.3. Tekli Standart Dipkazan Teknik Özellikleri

Model	Ayak Tipi	Dalma Açısı	Çatı Yüksekliği (cm)	Çalışma Derinliği (cm)	Ağırlık (kg)	Motor Gücü (Hp)
Standart Dipkazan	Dik	30	80	10-70	155	90



Şekil 3.5. Tekli standart dipkazan

Çizelge 3.4. Dört gövdeli kulaklı pulluk teknik özellikleri

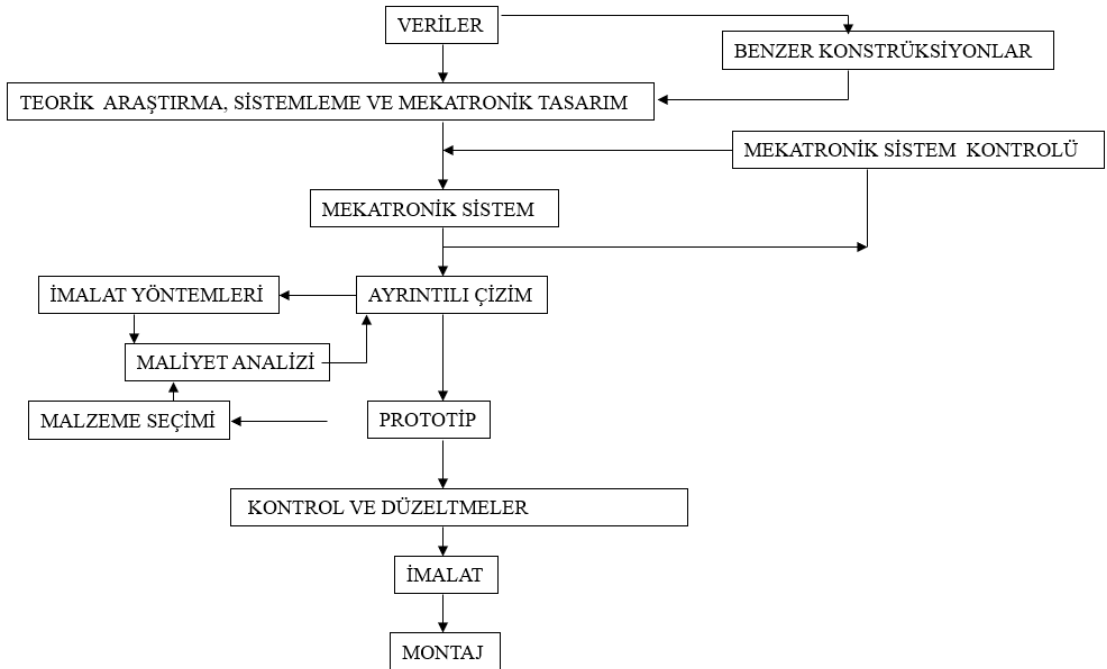
Model	Şasi Yüksekliği (cm)	Gövde Arası (cm)	İş Derinliği (cm)	İş Genişliği (cm)	Ağırlık (kg)	Motor Gücü (Hp)
pp12	64	72	26	35*2	515	100-110



Şekil 3.6. Dört gövdeli kulaklı pulluk

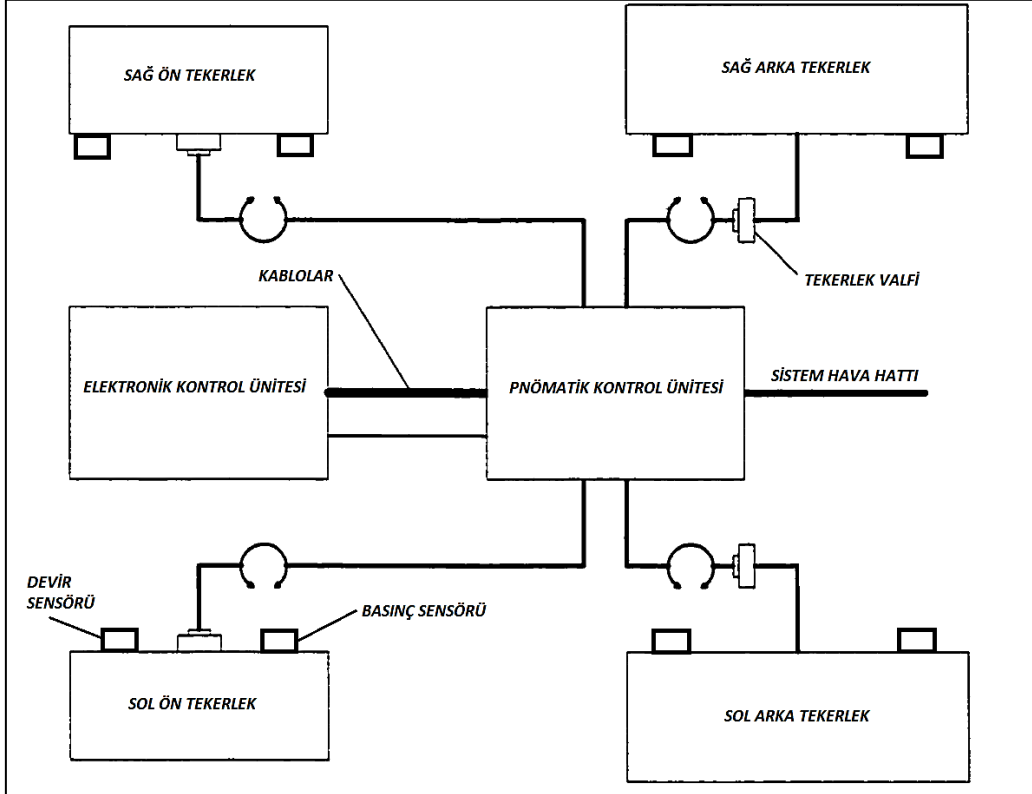
3.2. Yöntem

Bu araştırma şekil 3. 7' de sunulan çalışma planı doğrultusunda yürütülmüştür.



Şekil 3. 7. Çalışma Planı

Tasarlanan lastik basıncı kontrol sistemi Şekil 3.8’ de verilmiştir. Sistemde her tekerlekte devir ve basınç sensörleri, pnömatis kontrol ünitesi, elektronik kontrol ünitesi, hava hattı bulunmaktadır.



Şekil 3. 8. Lastik basıncı kontrol sisteminin şematik gösterimi

3.2.1. Sistemin Mekanik Tasarımı

Sistemin mekanik tasarımda yapılan kapasite hesaplarına ve seçilen standart parçalara göre 3D modellemeler yapılmış ve traktör üzerinde montaj yerleri belirlenip sistemin mekanik tasarımı tamamlanmıştır.

Sistem için gerekli hava kapasite miktarının hesabı:

Hattat A 110 test traktöründe kullanılan arka lastikler 18.4R34, ön lastikler 14.9R24 olarak seçilmiştir. Kullanılan lastik teknik özellikleri şekil 3.9 ve şekil 3.10’ da verilmiştir.

18.4R34 144A8/141B TL AGRIBIB® ★★						
MSPN : 40989			CAI : 123846			
Load per tire (single)						*All load values are for maximum indicated speeds at low torque. *20 mph (30 km/h): high torque field work or max road speed. *All load values for ground slopes up to 20% (above 20% consult Michelin).
30 mph 50 km/h	25 mph 40 km/h	20 mph 30 km/h	6 mph 10 km/h	25 mph Dual 40 km/h Dual	Pressure	
				2,490 lbs 1,130 kgs	6 psi 0.4 bar	Tire Technical Data
		3,700 lbs 1,680 kgs	4,720 lbs 2,140 kgs	3,010 lbs 1,365 kgs	7 psi 0.5 bar	
3,750 lbs 1,700 kgs	4,010 lbs 1,820 kgs	4,300 lbs 1,950 kgs	5,470 lbs 2,480 kgs	3,530 lbs 1,600 kgs	9 psi 0.6 bar	Unloaded Dimensions
4,130 lbs 1,875 kgs	4,440 lbs 2,015 kgs	4,760 lbs 2,160 kgs	6,050 lbs 2,745 kgs	3,910 lbs 1,775 kgs	12 psi 0.8 bar	Loaded Dimensions
4,520 lbs 2,050 kgs	4,870 lbs 2,210 kgs	5,220 lbs 2,370 kgs	6,640 lbs 3,010 kgs	4,290 lbs 1,945 kgs	15 psi 1.0 bar	Overall Width
4,920 lbs 2,230 kgs	5,310 lbs 2,410 kgs	5,690 lbs 2,580 kgs	7,220 lbs 3,275 kgs	4,670 lbs 2,120 kgs	17 psi 1.2 bar	Overall Diameter
5,300 lbs 2,405 kgs	5,740 lbs 2,605 kgs	6,150 lbs 2,790 kgs	7,800 lbs 3,540 kgs	5,050 lbs 2,290 kgs	20 psi 1.4 bar	Loaded Radius
5,690 lbs 2,580 kgs	6,170 lbs 2,800 kgs	6,610 lbs 3,000 kgs	8,390 lbs 3,805 kgs	5,430 lbs 2,465 kgs	23 psi 1.6 bar	Loaded Circumference
			8,970 lbs		26 psi	Rolling Circumference Index
			4,070 kgs		1.8 bar	44
			4,200 kgs		1.9 bar	Number of Lugs
						20 x 2
						Gross Flat Plate
						Tire Weight
						100% Tire Volume
						Centerline Tread Depth
						Rims (preferred in bold)
						DW16L
						DW15L
						DW16L
						Tube MSPN
						71039
						Tube CAI
						170150
						Minimum Dual/Triple Spacing
						24.1 in
						611 mm

Şekil 3.9. Traktör arka lastik teknik özellikleri

14.9R24 126A8/123B TL AGRIBIB® ★★							
MSPN : 75971			CAI : 123848				
Load per tire (single)						*All load values are for maximum indicated speeds at low torque. *20 mph (30 km/h): high torque field work or max road speed. *All load values for ground slopes up to 20% (above 20% consult Michelin).	
30 mph 50 km/h	25 mph 40 km/h	20 mph 30 km/h	6 mph 10 km/h	6 mph Cyclic 10 km/h Cyclic	25 mph Dual 40 km/h Dual		Pressure
					1,460 lbs 660 kgs	6 psi 0.4 bar	Tire Technical Data
		2,250 lbs 1,020 kgs	2,870 lbs 1,300 kgs	2,870 lbs 1,300 kgs	1,810 lbs 820 kgs	7 psi 0.5 bar	
2,250 lbs 1,020 kgs	2,450 lbs 1,110 kgs	2,600 lbs 1,180 kgs	3,310 lbs 1,500 kgs	3,310 lbs 1,500 kgs	2,150 lbs 975 kgs	9 psi 0.6 bar	Unloaded Dimensions
2,480 lbs 1,125 kgs	2,710 lbs 1,230 kgs	2,890 lbs 1,310 kgs	3,660 lbs 1,660 kgs	3,660 lbs 1,660 kgs	2,380 lbs 1,080 kgs	12 psi 0.8 bar	Loaded Dimensions
2,710 lbs 1,230 kgs	2,970 lbs 1,345 kgs	3,160 lbs 1,435 kgs	4,020 lbs 1,825 kgs	4,020 lbs 1,825 kgs	2,610 lbs 1,185 kgs	15 psi 1.0 bar	Overall Width
2,950 lbs 1,340 kgs	3,230 lbs 1,465 kgs	3,450 lbs 1,565 kgs	4,380 lbs 1,985 kgs	4,380 lbs 1,985 kgs	2,830 lbs 1,285 kgs	17 psi 1.2 bar	Overall Diameter
3,190 lbs 1,445 kgs	3,480 lbs 1,580 kgs	3,730 lbs 1,690 kgs	4,730 lbs 2,145 kgs	4,730 lbs 2,145 kgs	3,060 lbs 1,390 kgs	20 psi 1.4 bar	Loaded Radius
3,420 lbs 1,550 kgs	3,750 lbs 1,700 kgs	4,010 lbs 1,820 kgs	5,090 lbs 2,310 kgs	5,090 lbs 2,310 kgs	3,300 lbs 1,495 kgs	23 psi 1.6 bar	Loaded Circumference
			5,450 lbs	5,450 lbs		26 psi	Rolling Circumference Index
			2,470 kgs	2,470 kgs		1.8 bar	39
			5,620 lbs	5,620 lbs		28 psi	Number of Lugs
			2,550 kgs	2,550 kgs		1.9 bar	19 x 2
							Gross Flat Plate
							Tire Weight
							100% Tire Volume
							Centerline Tread Depth
							Rims (preferred in bold)
							W13
							W12
							Tube MSPN
							96691
							Tube CAI
							171114
							Minimum Dual/Triple Spacing
							19.8 in
							504 mm

Şekil 3.10. Traktör ön lastik teknik özellikleri

Kompresörün hava kapasitesi miktarı aşağıdaki bağıntı ile belirlenmiştir.

$$V_a = V_t \cdot \frac{P_{max} - P_{min}}{P_a} \quad (3.1)$$

Burada;

V_a : Tüm lastikleri şişirmek için gerekli kompresör hacmi (l)

V_t : Toplam lastik hacmi (l)

P_{max} : Lastiklerin maksimum efektif basıncı (23 psi)

P_{min} : Lastiklerin minimum efektif basıncı (14 psi)

P_a : Atmosfer basıncı (14.69 psi)

Toplam lastik hacmi, arka lastikler (2x527 l), ön lastikler (2x250 l) 1554 litredir. Yukarıdaki değerlere bağlı olarak kompresörün tüm lastikleri şişirmek için gerekli hava kapasitesi;

$$V_a = 1554 \times \frac{23 - 14}{14.69} = 952 \text{ l} \quad (3.2)$$

Kompresör devri aşağıdaki bağıntı yardımıyla bulunmuştur;

$$n_{kr} = \frac{n_{mr} \times d_f}{d_k} \quad (3.3)$$

Burada;

n_{kr} : Rölanti devirde kompresör devri (d/d)

n_{mr} : Motorun rölanti devri (800 d/d)

d_f : Fan kasnağı çapı (135 mm)

d_k : Kompresörün kasnak çapı (110 mm)

Yukarıdaki değerler yardımıyla motorun rölantide çalışması durumunda kompresör devri;

$$n_{kr} = \frac{800 \times 135}{110} = 981 \text{ d/d} \quad (3.4)$$

Motorun tarla koşullarında çalıştığı koşullarda ($n_{mr}=1800 \text{ d/d}$) kompresör devri;

$$n_{kt} = \frac{1800 \times 135}{110} = 2209 \text{ d/d} \quad (3.5)$$

Kompresörün tarla koşullarında bir dakikada basacağı hava miktarı;

$$v_{kd} = n_{kt} \cdot v_k = 2209 \times 0.11 = 243 \text{ l/d} \quad (3.6)$$

Burada;

v_k : Kompresörün bir devirde bastığı hava miktarı (0.11 l/d)

Tüm lastikleri minimum hava basıncından (14 psi) maksimum hava basıncına (23 psi) kadar şişirmek için geçen süre;

$$t_t = \frac{V_t}{v_{kd} \cdot \eta_k} = \frac{952}{243 \times 0.90} = 4.35 \text{ dak.} \quad (3.7)$$

Burada;

η_k : Kompresörün verimi (0.90)

Ön lastiğin bir tanesini 2 psi şişirme süresi;

$$t_{\ddot{o}} = \left(\frac{2 \cdot V_{\ddot{o}}}{14.69} \right) / (v_{kd} \cdot \eta_k) \quad (3.8)$$

$$t_{\ddot{o}} = \frac{\left(\frac{2 \times 250}{14.69} \right)}{(243 \times 0.90)} = 0.155 \text{ d} = 9.3 \text{ s} \quad (3.9)$$

Bu süre yapılan test ölçümlerinde $t_{\ddot{o}}=10$ s olarak bulunmuştur.

Arka lastiğin bir tanesini 2 psi şişirme süresi;

$$t_a = \left(\frac{2 \cdot V_a}{14.69} \right) / (v_{kd} \cdot \eta_k) \quad (3.10)$$

$$t_a = \frac{\left(\frac{2 \times 527}{14.69} \right)}{(243 \times 0.90)} = 0.328 \text{ d} = 19.7 \text{ s} \quad (3.11)$$

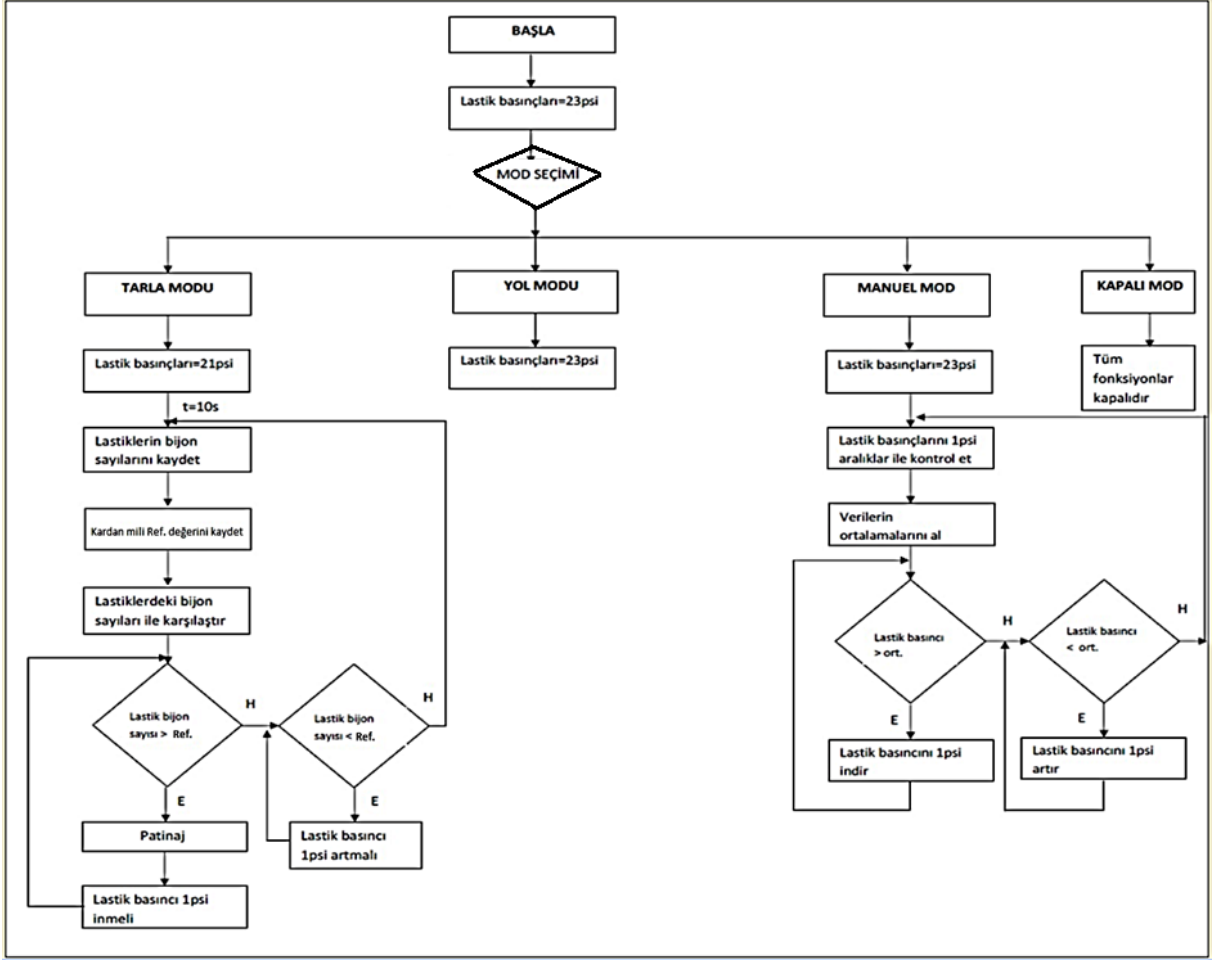
Yapılan test ölçümlerinde $t_a=21$ s olarak bulunmuştur.

3.2.2. Elektronik Tasarım

Elektronik tasarımda sistemin çalışma prensibine göre ilk olarak algoritma yazılmıştır. Standart kartlar ve denetleyiciler ile sistemin kontrolü mümkün olmadığından, uygun kart tasarımları Altium elektronik kart tasarım programı ile gerçekleştirilmiştir. Elektronik kumanda ünitesiyle basınç sensörleri arasında kablosuz bağlantı yapılmıştır.

Tasarlanan sistemin algoritması:

Tasarlanan sistemin algoritması şekil 3.11' de verilmiştir. Sistem ilk olarak tüm lastik basınçlarını 23 psi olacak şekilde ayarlamaktadır.



Şekil 3.11. Tasarlanan sistemin algoritması

Sistemde 4 adet mod seçimi vardır;

- Tarla modu
- Yol modu
- Manuel mod
- Kapalı mod

Kapalı mod: Sistemin devre dışında olduğu durumdur.

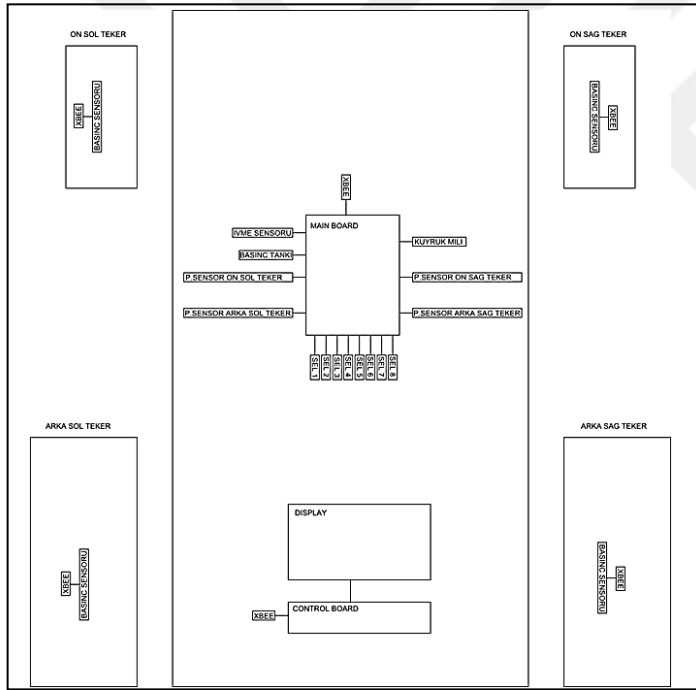
Manuel mod: Sistemin lastik basınçlarını operatörün istediği değere getirmesini sağlamaktadır.

Yol modu: Sistemin lastik basınçlarını otomatik olarak 23 psi getirmesini sağlamaktadır.

Tarla modu: Sistem ilk olarak tarla çalışma koşullarında lastik basınçlarını 21 psi getirmesini sağlamaktadır. Tekerleklerde bulunan devir sensörleri ve kardan milinde bulunan devir sensörü aracılığıyla alınan veriler her 10 saniyede bir ölçüm yapılarak karşılaştırılıp, herhangi bir lastiğin devri %10 patinaj değerinin üzerinde olduğunda sistem o lastiğin basıncını 1 psi düşürmektedir.

Elektronik kontrol ünitesi programı:

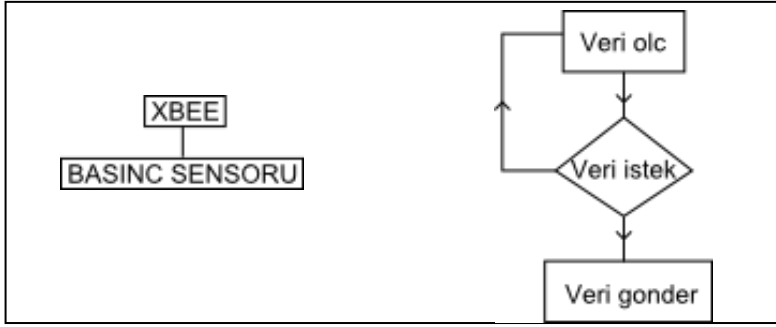
Tekerleklerdeki sensörler, ana kart, kontrol kartı arasındaki haberleşmeler XBEE modülleri ve ZIGBEE protokolü ile yapılmıştır. Standart kartlar ve denetleyiciler ile sistemin kontrolü mümkün olmadığından, uygun kart tasarımları Altium elektronik kart tasarım programı ile gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.12’ de anakart ve sensör haberleşmelerinin ana şeması verilmiştir.



Şekil 3.12. Anakart ve sensör haberleşmelerinin ana şeması

Tekerlek basınç ölçümü:

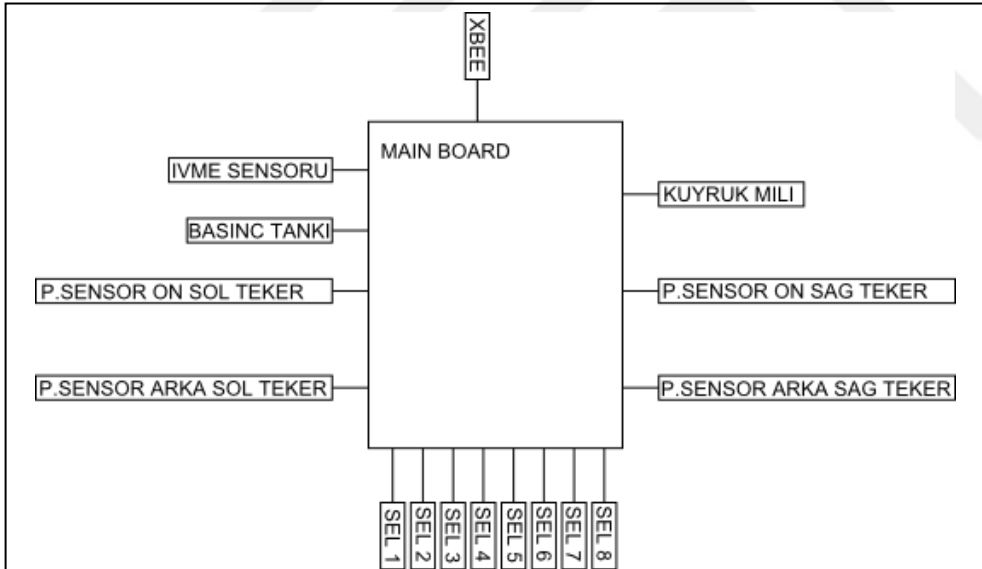
Tekerlek sibopuna bağlı basınç sensörü, tekerleğin iç basıncını ölçerek 4-20mA olarak XBEE S2 modülünün analog-digital çeviricisine gönderir. Kontrol kartı XBEE S2 modüllerinden bu değerleri 200ms aralıklarla alır. Şekil 3.13’ de tekerlek basınç ölçümü verilmiştir.



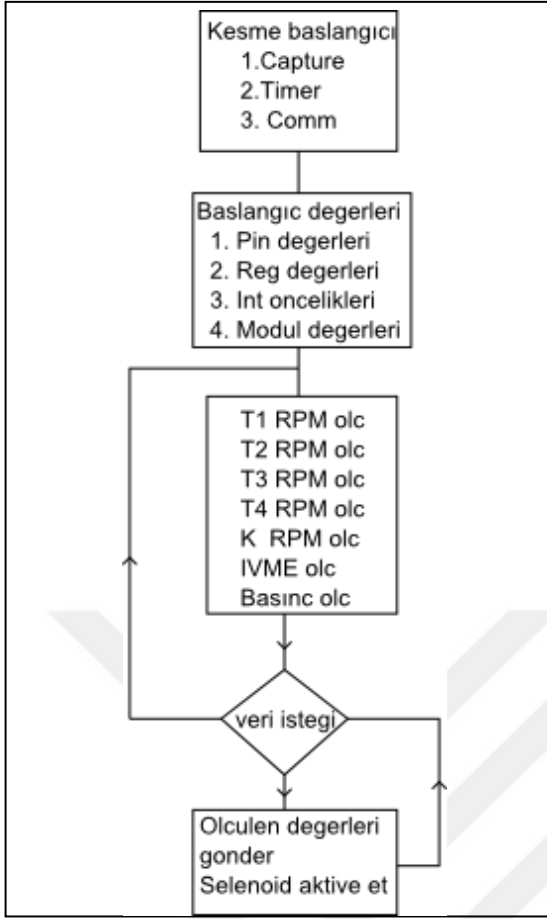
Şekil 3.13. Tekerlek basınç ölçümü

Ana kart:

Bu kartın görevi; tekerleklerin ve kuyruk milinin devrini, kompresörün basıncını ve ivme sensörünün değerini ölçmek ve kontrol kartından gelen bilgiye göre tekerleklerin basıncını ayarlamak üzere solenoidleri aktive etmektir. Modül PIC24FJ32GA002 mikroişlemcisi ile oluşturulmuştur. Program MPLAB-C30 derleyicisi ile C dilinde yazılmıştır. Şekil 3.14’ de ana kart şeması şekil 3.15’ de ana kart akış diyagramı verilmiştir.



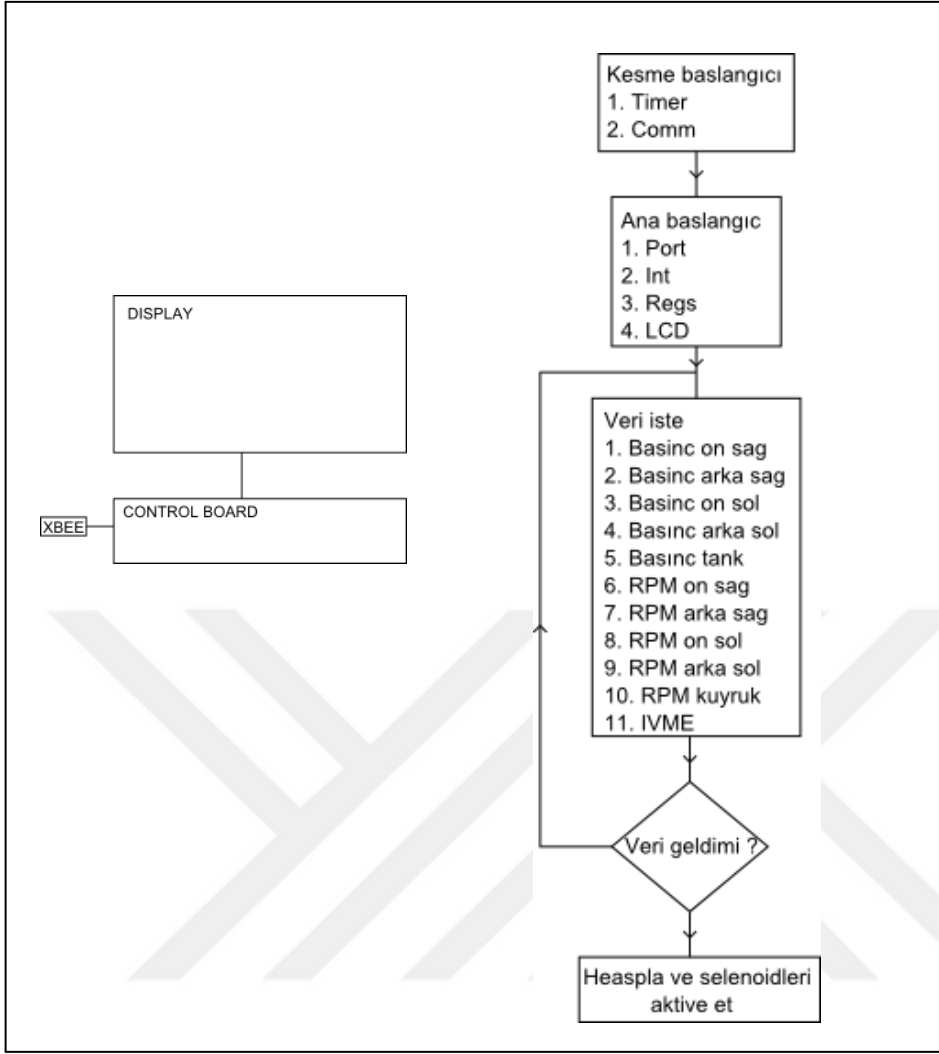
Şekil 3.14. Ana kart



Şekil 3.15. Ana kart akış diyagramı

Kontrol kartı:

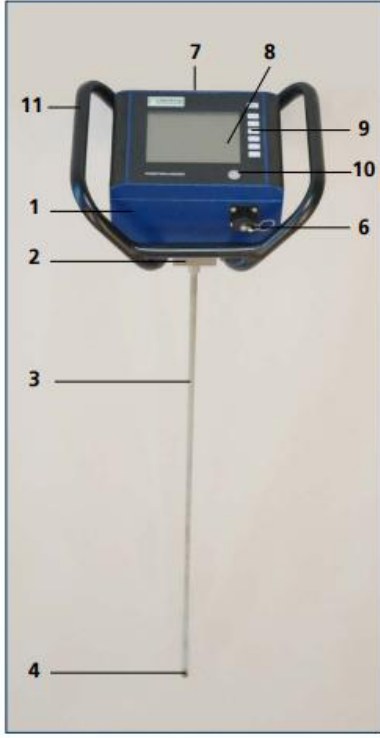
Bu kart modüllerden verileri toplar, değerlendirir, ana karta veri göndererek selenoidleri aktive ettirir ve gelen verileri LCD ekranda göstererek kullanıcıya bilgi verir. Modül PIC24FJ32GA002 mikroişlemcisi ile oluşturulmuş olup bilgi verme 128x64 GLCD ile sağlanmıştır. Program MPLAB-C30 derleyicisi ile C dilinde yazılmıştır. Şekil 3.16' da kontrol kartı akış diyagramı verilmiştir.



Şekil 3.16. Kontrol kartı akış diyagramı

3.2.3. Toprak Penetrasyon Direnci Ölçümü

Tarla denemelerindeki toprak penetrasyon direnci ölçümlerinde, Eijkelkamp marka hafızalı toprak penetrometre cihazı kullanılmıştır. Şekil 3.17’ de Eijkelkamp marka toprak penetrometresi ve bileşenleri verilmiştir.



Şekil 3.17. Toprak penetrometresi

1-Suya dayanıklı gövde, 2- Darbe emici, 3- Konik uç mili, 4- Konik uç, 5- Derinlik referans plakası, 6- Haberleşme portu, 7- GPS anteni, 8- LCD ekran, 9- Kontrol paneli, 10- Seviye, 11- Elektrik yalıtımlı tutucular

Penetrometrede ölçülen toprak direnç kuvveti ve koni iz düşüm alanına bağlı olarak, toprak penetrasyon direnci değerleri eşitlik (3.12) kullanılarak hesaplanmıştır (Özgüven ve Aydınbelge, 1990).

$$PD = \left(\frac{F}{A} \right) 9.81 \times 10^{-2} \quad (3.12)$$

Eşitlikte;

PD =Penetrasyon direnci (MPa),

F = Göstergeden okunan kuvvet değeri (kgf),

A = Konik uç taban alanıdır (1.292 cm²).

3.2.4. Çeki Kuvveti Ölçümü

Yapılan çalışmada, çeki kuvveti değerleri, traktör üç nokta askı sistemine bağlanan kuvvet ölçüm pimleri vasıtasıyla bilgisayara aktarılmıştır. Çeki kuvveti ölçümünde kullanılan kuvvet ölçüm pimi şekil 3.18’ de ve pime ait teknik özellikler çizelge 3.5’ de verilmiştir.



Şekil 3.18. Kuvvet ölçme pimi

Çizelge 3.5. Kuvvet ölçme pimi teknik özellikleri

Maksimum Kapasite (E _{max})	kg	10000 kg
Toplam hata	%	< ±1.0
Minimum yük	%E _{max}	150
Aşırı yükleme kapasitesi	%E _{max}	300
Maksimum Uyarma Gerilimi (U _{max})	V	10
Kazanç (C _n)	mV/V	1mV/V
Yüksüz Çıkış	%C _n	< ±5.0
Giriş Direnci		730 ±20
Çıkış Direnci		700 ±20
İzolasyon Direnci	MQ	>500
Düzeltilmiş Çalışma Sıcaklığı Aralığı	°C	-10...+40
Çalışma Sıcaklığı Aralığı	°C	-40.. .+80
Yük Hücresi Malzemesi		Çelik
Koruma Sınıfı (EN60529 standartlarına göre)		IP68
Kablo Boyu	m	5
Kablo Dış Çapı	mm	5
Ağırlık	kg	2,5 kg

Yapılan çalışmada traktörün üç nokta askı sistemine bağlanan döner kulaklı pulluğun çekilebilmesi için gerekli çeki kuvveti üç nokta askı sistemindeki kuvvet ölçüm pimleri ile ölçülen yatay eksenindeki kuvvetlerin vektörel toplamları kullanılarak hesaplanmıştır. Çeki kuvvetinin hesaplanmasında aşağıdaki eşitlik kullanılmıştır;

$$P_{\text{ç}} = P_1 + P_2 + P_3 \quad (3.13)$$

Eşitlikte;

$P_{\text{ç}}$ = Çeki kuvveti (kN),

P_1 = Sağ alt bağlantı kolu kuvveti (kN),

P_2 = Sol alt bağlantı kolu kuvveti (kN),

P_3 = Üst bağlantı kolu kuvveti (kN)'dir.

Yapılan tarla denemeleri boyunca veri kaydedici ile her 5 saniyede ölçülüp kaydedilen P_1 , P_2 ve P_3 kuvvet değerlerinin aritmetik toplamı alınmıştır. Ölçülen değerler Datataker Dt80 model veri kaydedici sistem üzerinden bilgisayara kaydedilmiştir. Şekil 3.19' da veri kaydedici verilmiştir.



Şekil 3.19. Veri kaydedici

3.2.5. Hız ve Patinaj Ölçümü

Denemelerde M3 (7 km/h) vites kademesindeki traktör ilerleme hızı kullanılmıştır. Deneme parsellerine giriş ve çıkış arasında geçen süre bir kronometre yardımıyla ölçülerek efektif hız saptanmıştır.

Patinaj değerleri ise, tüm tekerleklere sabit olarak yerleştirilen manyetik algılayıcılardan (Proxy sensör) alınan sinyallerin kardan miline yerleştirilen manyetik

algılayıcıdan alınan sinyal ile karşılaştırılması sonucu hesaplanmıştır. Manyetik algılayıcı kablo bağlantılı 300 Hz frekansa sahip, algılama mesafesi 12 mm'dir. Kardan milinden alınan devir 15.73 indirgeme oranıyla ön aksa, 26.13 indirgeme oranıyla arka aksa iletilmektedir. Şekil 3.20' de Hattat A 110 traktör şanzımanının indirgeme oranları verilmiştir.

Bu indirgeme oranlarından yararlanarak patinaj oranları saptanmıştır.

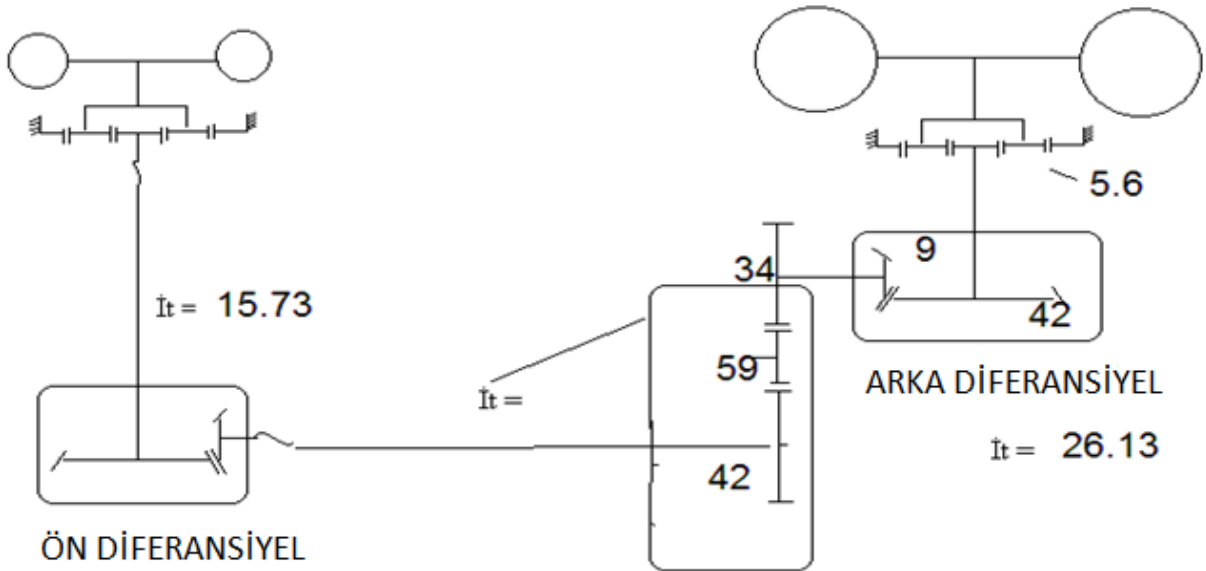
$$S = \frac{n_t - \frac{n_k}{i}}{n_t} \quad (3.14)$$

Burada;

n_t : Tekerlek devri (d/d)

n_k : Kardan mili devri (d/d)

i : İndirgeme oranı



Şekil 3.20. Hattat A 110 Traktör Şanzımanının İndirgeme Oranları

Tasarlanan programda önceden ayarlanmış %10 patinaj oranına göre karşılaştırma yapılmakta ve tekerleklerden alınan patinaj verisi bundan büyükse lastik basıncı düşürülmektedir.

3.2.6. Çeki Gücü Hesaplanması

Çeki gücü, traktör çeki kancası veya üç nokta bağlantı düzeni ile çekilir veya asılır tip makinaların çekilmesi için gereksinim duyulan güçtür (Sabancı ve Akıncı, 1990). Diğer bir tanımlamayla çeki gücü, makine ile çalışmada gereksinim duyulan, traktör ve/veya tarım makinasının bitki-toprak içinde veya üzerinde hareket ettirilip taşınması için traktörün kuvvet tekerlekleri tarafından geliştirilen güçtür (Işık, 1988).

Her bir düzenleme için ölçülen net çeki kuvveti ve ilerleme hızı değerleri kullanılarak çeki gücü değerleri eşitlik ile hesaplanmıştır (Sabancı, 1997).

$$N_{\text{ç}} = \frac{P_{\text{ç}} * V}{1000} \quad (3.15)$$

Eşitlikte;

$N_{\text{ç}}$ = Çeki gücü (kW),

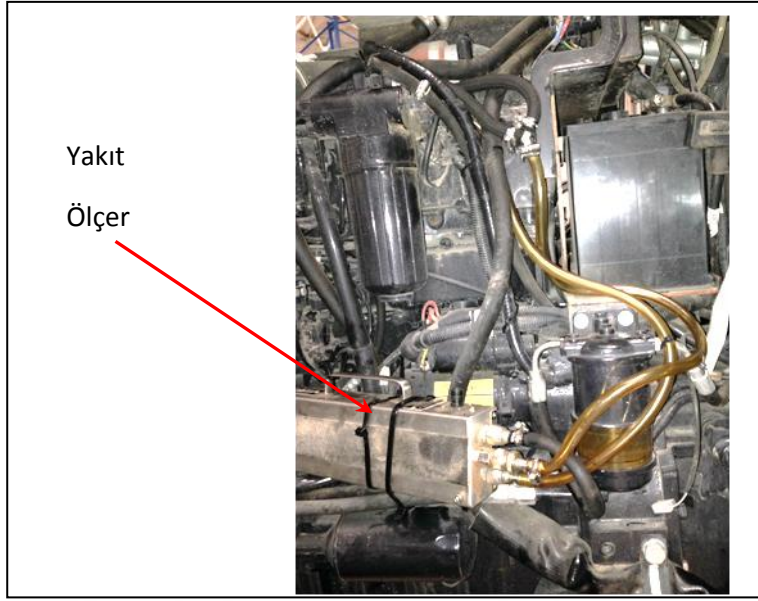
$P_{\text{ç}}$ = Çeki kuvveti (N),

V = Traktör ilerleme hızıdır (m/s).

3.2.7. Yakıt Tüketimi Ölçümü

Yakıt tüketimi, çalışmada kullanılan traktörün birim zamanda tükettiği yakıt miktarıdır. Her bir tekrar sonunda veri kaydediciden okunan yakıt miktarı (l) ve çalışma süresi değerleri ile çalışma koşulları için saatlik yakıt tüketimi değerleri hesaplanmıştır (l/h).

Yakıt tüketimini ölçmek için yakıt ölçer monte edilmiş ve veri kaydedici ile bağlantısı yapılmıştır. Şekil 3.21' de yakıt ölçüm cihazı montajı verilmiştir.



Şekil 3.21. Yakıt ölçüm cihazı montajı

3.2.8. Özgül Yakıt Tüketimi Hesaplanması

Özgül yakıt tüketimi, traktörlerin geliştirebildiği birim güce karşılık tükettiği yakıt miktarının ölçüsüdür (OECD, 1995). Tarla denemelerinde patinaj etkisiyle çeki gücünde kayıplara neden olduğu gözlemlenmiştir. Bu durumun yakıt tüketimine olan etkisini belirlemek amacıyla ölçülen çeki kuvvetlerine bağlı olarak özgül yakıt tüketim değerleri hesaplanmıştır. Hesaplanan çeki gücü değerleri ve birim zamanda tüketilen yakıt tüketim değerleri kullanılarak, her bir çalışma koşulu için özgül yakıt tüketimi değerleri belirlenmiştir. Bunun için aşağıdaki eşitlikten yararlanılmıştır.

$$\text{ÖYT} = \frac{B_e}{N_\zeta} \quad (3.16)$$

Eşitlikte;

ÖYT: Özgül yakıt tüketimi (kg/kW-h),

B_e : Traktör motorunun birim zamanda tükettiği yakıt miktarı (kg/h),

N_ζ : Çeki gücü (kW)

Eşitlikte yer alan B_e değerleri, tarla denemelerinde daha önce de belirtildiği gibi l/h olarak belirlenmiştir. Daha sonra bu değerler, dizel yakıtının özgül yoğunluk değeri (0.827 kg/l) ile kg/h birimine dönüştürülerek kullanılmıştır.

3.2.9. Alan İş Kapasitesinin Belirlenmesi

Çalışmada, denenen lastik yapıları ve düzenlemelerinin ekonomik analizlerinin yapılması; diğer bir ifade ile, sağlanan avantajların, oluşan ek maliyetlerin geri kazanım süreleri üzerindeki etkilerinin incelenmesi için Grisso (2000) tarafından geliştirilen bir yöntem kullanılmıştır. Yöntem, birkaç parametre ile birlikte, her bir düzenlemede tarla kapasitesini (ha/h) de kullanmaktadır. Bu nedenle, oluşturulan düzenlemeler için, aşağıdaki eşitlik kullanılarak alan iş kapasiteleri hesaplanmıştır (Hunt, 1983).

$$TK = \frac{B * V}{10} \quad (3.17)$$

Eşitlikte;

B = İş genişliği (m),

V = Traktör ilerleme hızı (km/h)'dır.

3.2.10. Deneme Planı

Denemeler 15*300 m boyutlarında parsellerde yürütülmüştür. Buğday hasadından sonra hazırlanan parsellerde, 3 tekrarlı olarak patinaj kontrol sistemi çalışırken ve çalıştırılmadan, yukarıda özellikleri belirtilen toprak işleme aletleri standart devirlerde kullanılmıştır. Daha sonra anızlı tarla sap parçalama makinesiyle işlendikten sonra aynı denemeler bu tarla yüzeyinde yapılmıştır. Böylece anızlı ve anızsız tarla yüzeyinde sistemin etkisi araştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar varyans analiziyle değerlendirilmiştir. Tarlada denemeler 4'lü pulluk, goble diskaro ve dipkazan ile yapılmıştır. Traktör M3 (7km/h) vites kademesinde çalıştırılmış olup patinaj kontrol sistemi patinajı %8-10 arasında tutacak şekilde ayarlanmıştır.

3.2.11. İstatistiki Analizler

Tarla koşullarında farklı makinelerle yapılan denemelerde sistemin açık veya kapalı olma durumuna göre ölçülen parametreler arasında fark olup olmadığını saptamak için, SPSS Ver.11 paket programı kullanılarak, iki yönlü varyans analizi (two-way Anova) yapılmıştır.



4. ARAŞTIRMA BULGULARI

4.1. Sistemin Mekanik Tasarımı, Üretimi ve Montajı

Mekanik tasarım verilerine göre gerekli olan parçaların imalat resimleri hazırlanmış ve parça listeleri oluşturulmuştur. Sistemde kullanılacak olan standart elemanların ve imalat resimleri hazırlanan parçaların üretimi gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan parçalara ait belli başlı ünitelere ait teknik resimler aşağıda verilmiştir.

Mekanik tasarımda yapılan çalışmalar şunlardır:

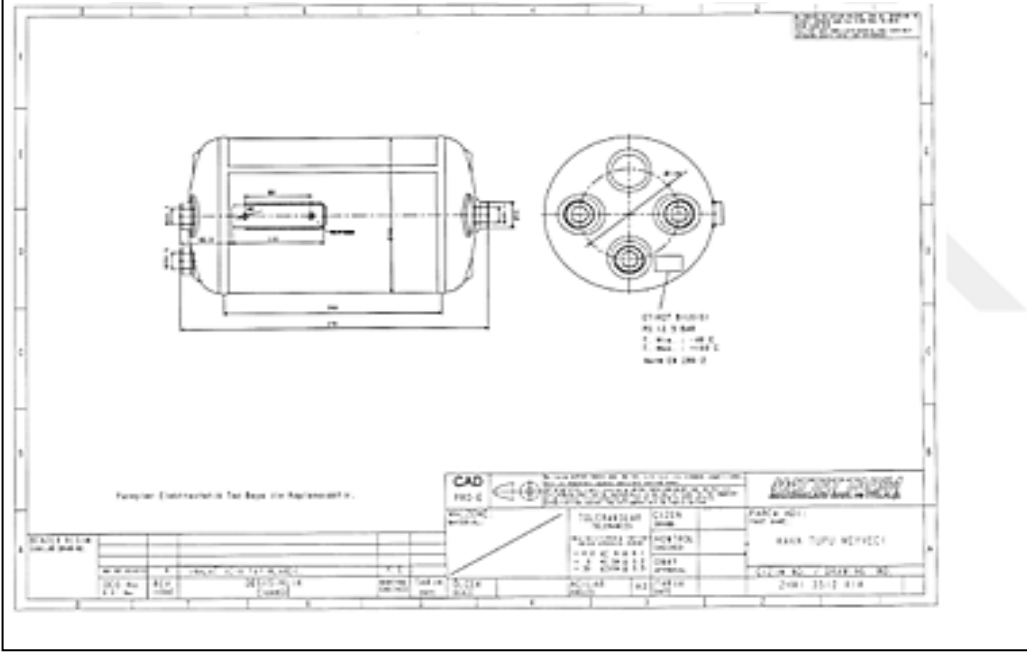
- Hava kompresörü seçimi ve yerleşimi
- Hava tüpü seçimi ve yerleşimi
- Hava kurutucu seçimi ve yerleşimi
- Bypass depolama tüpü seçimi ve yerleşimi
- Yağ atma valfi seçim ve yerleşimi
- Hava tahliye valfi seçimi ve yerleşimi
- Pnömatik kontrol ünitesi için valf seçimi ve yerleşimi
- Pnömatik kontrol ünitesi gövdesinin tasarımı
- Tekerlek valfleri tasarımı
- Tekerlek valfleri bağlantı braketleri tasarımı
- Basınç sensörleri seçimi ve bağlantı braketleri tasarımı
- Devir sensörleri seçimi ve bağlantı braketleri tasarımı
- Ön ve arka jant ek sübap bağlantıları
- Hortumlar ve bağlantı rakorları seçimi ve yerleşimi
- Kuvvet ölçme pimleri braketleri tasarımı
- Sistem tasarımı ve montajı

Hava kompresörünün seçimi ve yerleşimi:

110 cc strok hacmine sahip olan Filkar marka hava kompresörü, motorun üst kısmına yerleştirilmiş ve üzerinde 2 valf bulunan hava iletim borusuyla 15 litre hacme ve 8 bar basınca sahip olan hava tüpüne bağlanmıştır. Kompresör hareketini kayış kansak sistemiyle fandan almaktadır. Şekil 4.1' de hava tüpü kompresörü bağlantısının 3D modeli ve şekil 4.2' de hava kompresörünün teknik resmi verilmiştir.



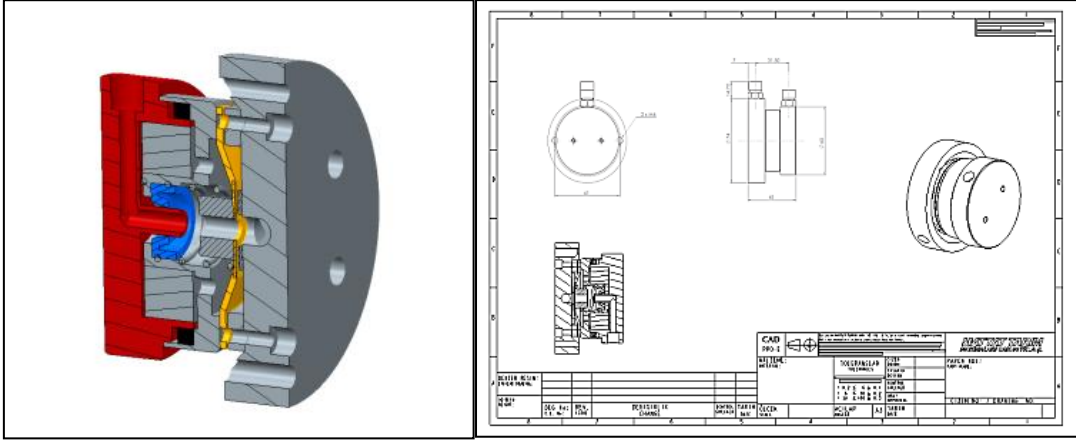
Şekil 4.3. Hava tüpü ve bypass depolama tüpü yerleşimi



Şekil 4.4. Hava tüpünün teknik resmi

Tekerlek valfleri:

Tekerlek valfleri her bir tekerleğin göbeğine bağlanmıştır ve tekerlekten bağımsız olarak hareket etmektedir. Biri hava tüpüne diğeri tekerlek sübabına olmak üzere 2 adet çıkışı bulunmaktadır. Bu valfler selenoid valften gelen komutlara göre şişirme ve indirme esnasında devreye girmektedir. Şekil 4.5’ de tekerlek valflerinin kesit görünüşü ve imalat resmi verilmiştir.

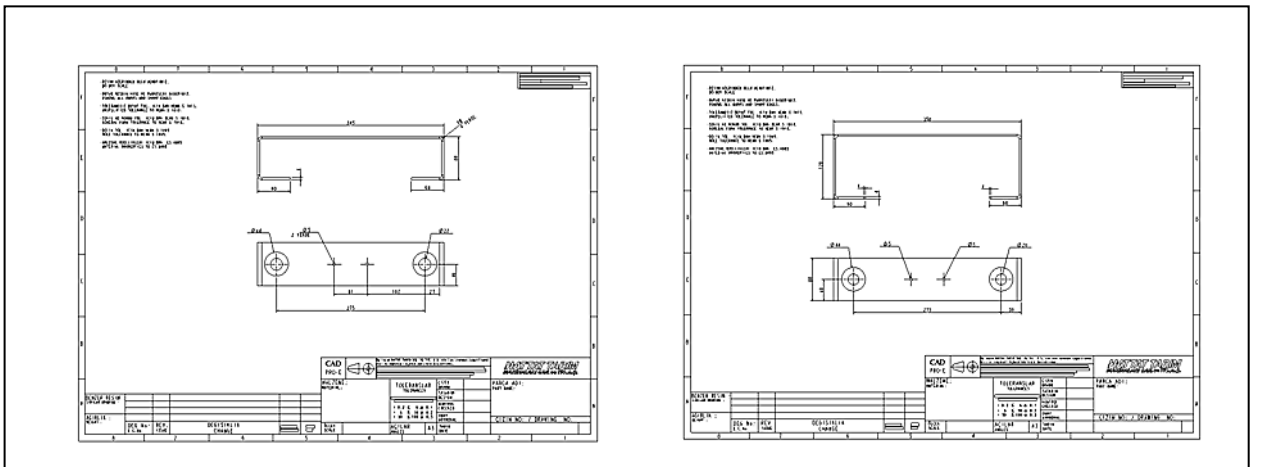


Şekil 4.5. Tekerlek valflerinin kesit görünüşü ve imalat resmi

Tasarım ve teknik çizimlere uygun olarak tekerlek valfleri imal edilmiştir. Şekil 4.6' da imal edilen tekerlek valfi ve şekil 4.7' de bağlantı braketleri teknik resimleri verilmiştir.



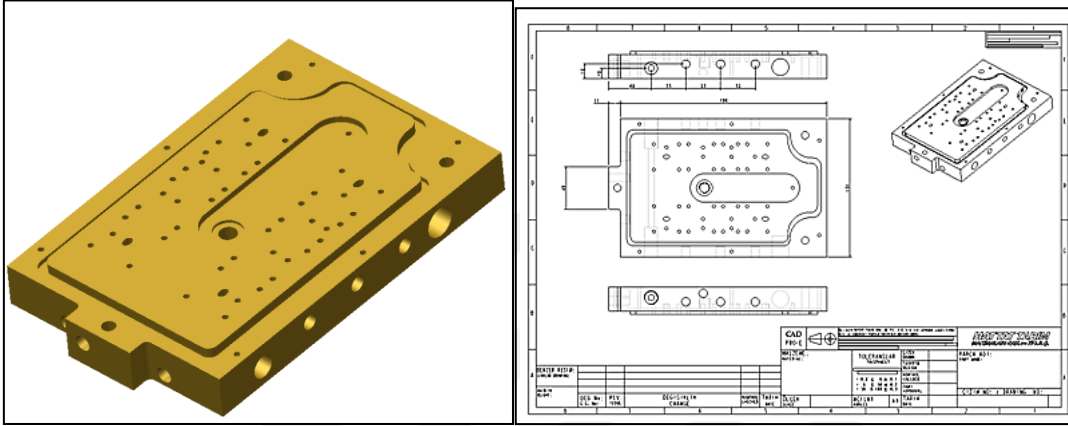
Şekil 4.6. İmal edilen tekerlek valfi



Şekil 4.7. Bağlantı braketleri

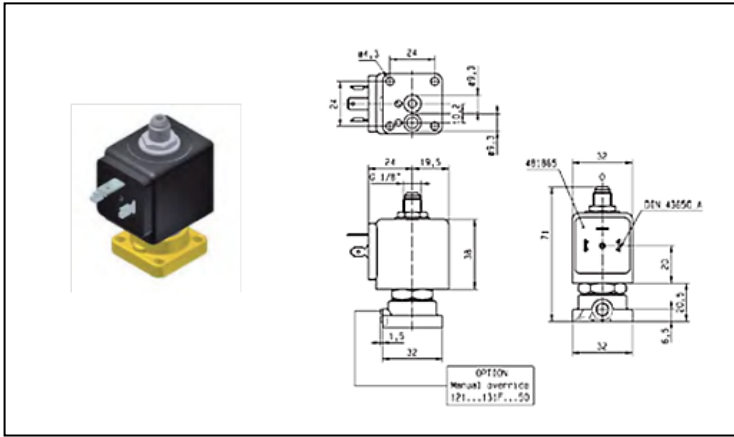
Pnömatik kontrol ünitesi:

Pnömatik kontrol ünitesi her bir tekerlek için indirme ve şişirme selenoid valfları olmak üzere üzerinde 8 adet selenoid valf bulunan ünedir. Merkezi kontrol ünitesinden alınan komutlarla tekerleklerin hangisinde indirme ve şişirme yapılacaksa, o tekerleğin selenoid valfleri devreye girmektedir. Şekil 4.8’ de pnömatik kontrol ünitesinin taban plakası ve teknik resmi verilmiştir.



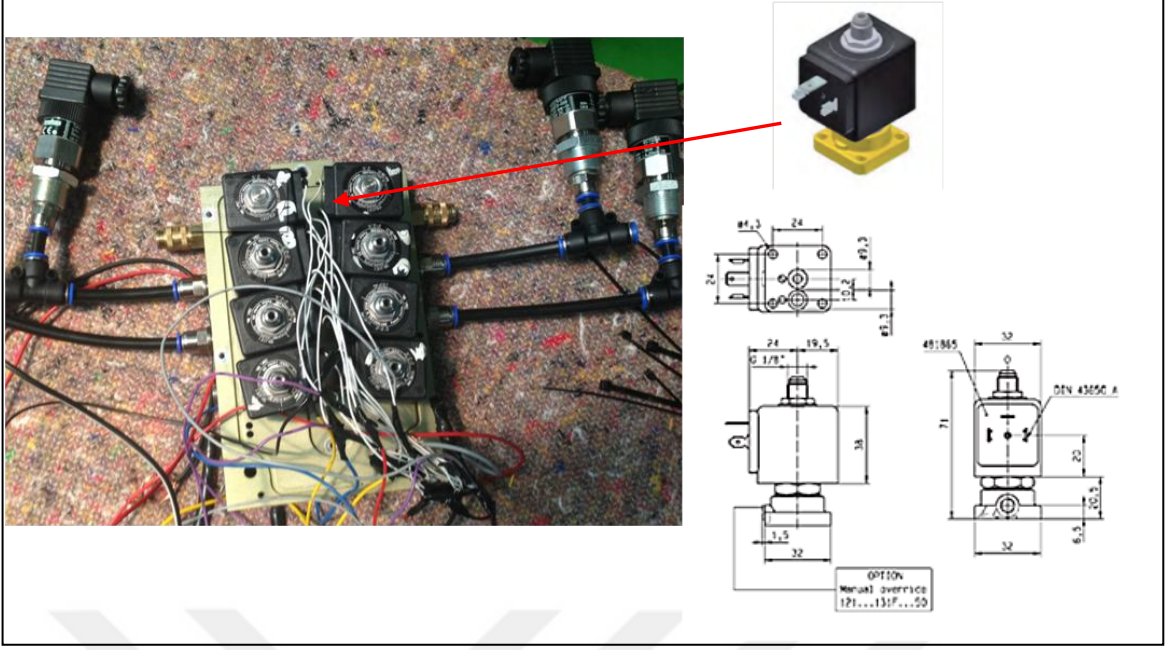
Şekil 4.8. Pnömatik kontrol ünitesi taban plakası ve imalat resmi

Şekil 4.9’ da selenoid valf ve ölçüleri verilmiştir.



Şekil 4.9. Selenoid valf ve ölçüleri

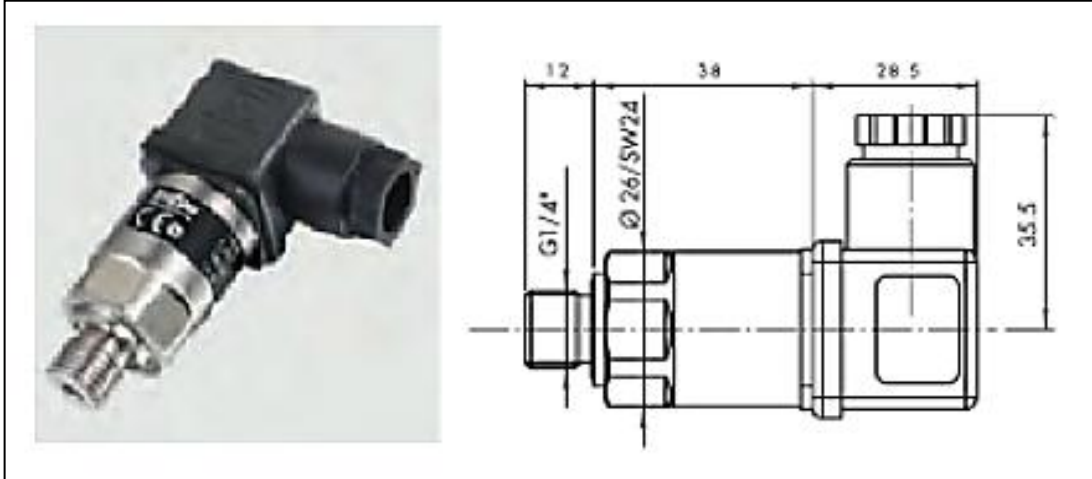
Pnömatik kontrol ünitesi taban ünitesinin üzerine Parker 131F46 model selenoid valfler yerleştirilmiş ve çalıştırılmıştır. Şekil 4.10’ da pnömatik kontrol ünitesi ve selenoid valflerin yerleşimi verilmiştir.



Şekil 4.10. Pnömatik kontrol ünitesi ve selenoid valflerin yerleşimi

Basınç sensörleri:

Her tekerlek için kullanılan basınç sensörleri ECT2-2.5A model olup, maksimum 5 bar basınca kadar ölçüm yapabilmektedir. Ölçüm duyarlılığı $\% \pm 0.2$ 'dir. Şekil 4.11' de basınç sensörü ve ölçüleri verilmiştir.



Şekil 4.11. Basınç sensörü ve ölçüleri

Devir sensörleri:

1 adet kardan mili ve 4 adet tekerlekler olmak üzere toplam 5 adet devir sensörü kullanılmıştır. Devir sensörleri proximity NPN 11CF-M1812N-03U2 tipidir. Şekil 4.12' de devir sensörü ve montajı verilmiştir.

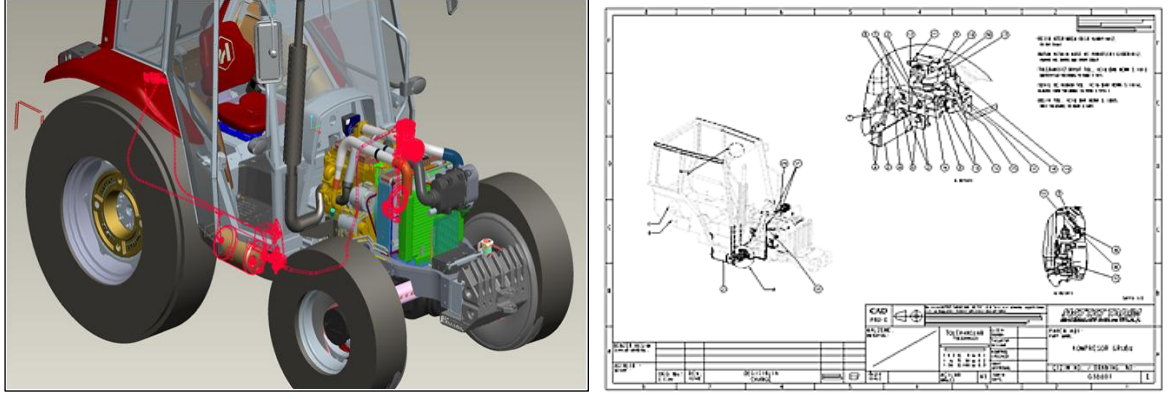


Şekil 4.12. Devir sensörü ve montajı

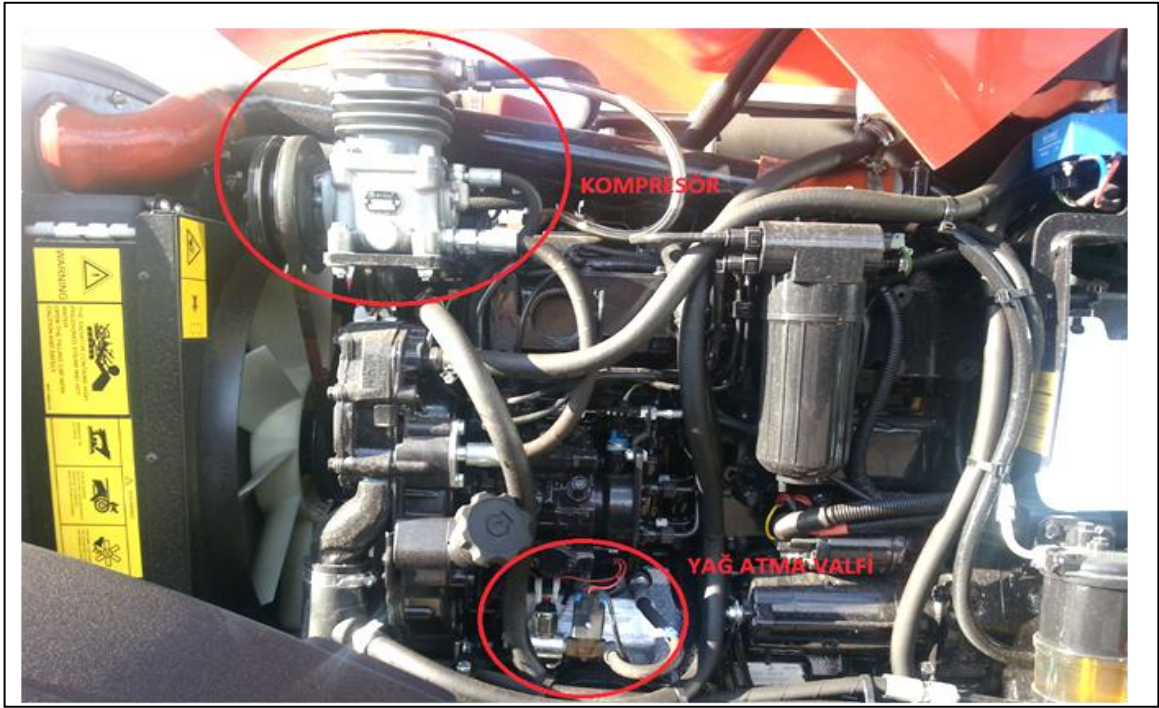
Tasarlanan programda önceden ayarlanmış patinaj oranına göre karşılaştırma yapılmakta ve tekerleklerden alınan patinaj verisi bundan küçükse lastik basıncı arttırılmakta, fazla ise lastik basıncı düşürülmektedir.

Sistemin montajı:

Tasarlanan sistemin parçalarının traktöre montajı için gerekli olan montaj teknik resimleri hazırlanmış olup hazırlanan montaj teknik resimlerine göre sistem bileşenlerinin uygun biçimde traktöre montajı gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.13' de sistemin traktör üzerindeki yerleşimi ve şekil 4.14' de kompresör ve yağ atma valfinin yerleşimi verilmiştir.

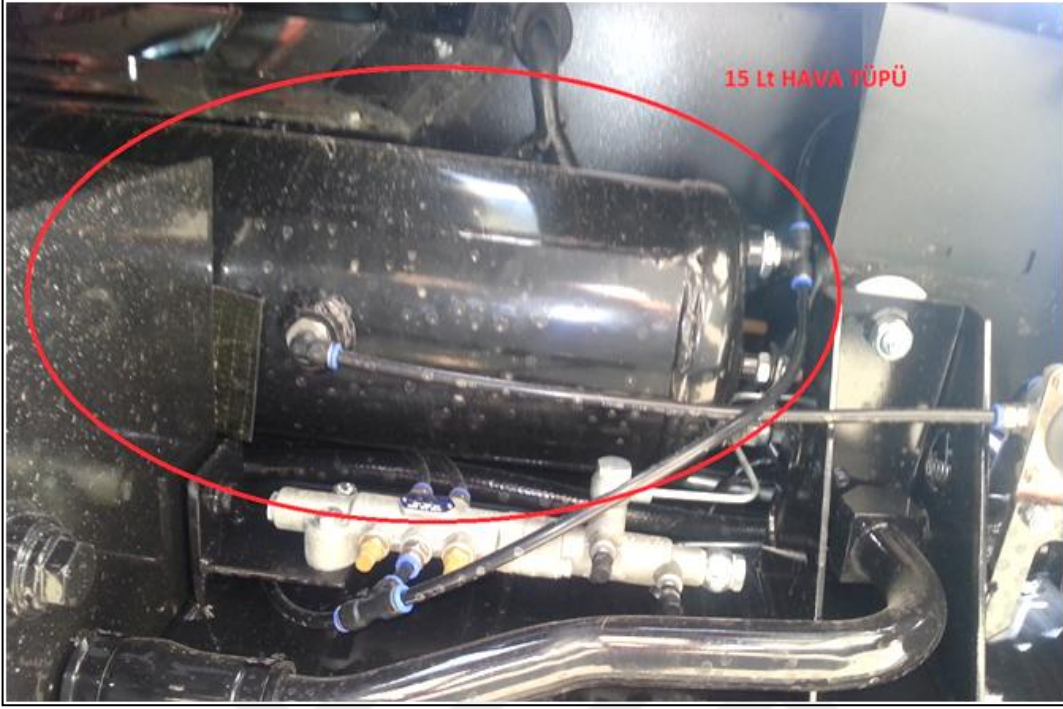


Şekil 4.13. Sistemin traktör üzerindeki tasarlanmış modeli ve yerleşimi



Şekil 4.14. Kompresör ve yağ atma valfinin traktöre montajı

Şekil 4.15’ de hava tüpünün şekil 4.16’ da hava kurutucu tahliye valfi montajı verilmiştir.



Şekil 4.15. Hava tüpünün montajı



Şekil 4.16. Hava kurutucu tahliye valfinin montajı

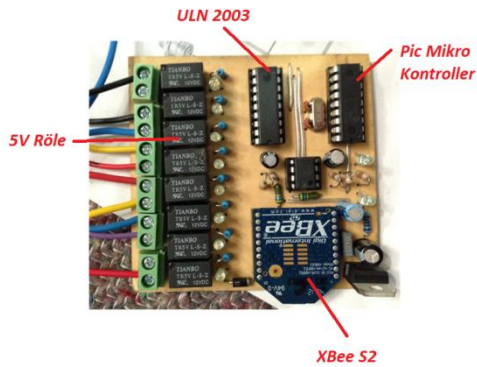
Şekil 4.17’ de tekerlek valfi ve montajı verilmiş olup traktörün 4 tekerlek göbeğine de tekerlek valfleri monte edilmiştir.



Şekil 4.17. Tekerlek valfleri ve montajı

4.2. Elektronik Sistem Tasarımı Üretimi ve Montajı

Algoritmaya uygun olarak elektronik kontrol ünitesi tasarlanmış ve imalatı yapılmıştır. Şekil 4.18’ de elektronik kontrol ünitesi verilmiştir. Kontrol ünitesinin pnömatis kontrol ünitesi ve sensörlerle haberleşmesi kablosuz olarak XBee protokolü ile gerçekleştirilmiş ve Elektronik kontrol ünitesinin basınç sensörleriyle haberleşmesini sağlayan elektronik kartlar imal edilmiştir.



Şekil 4.18. Elektronik kontrol ünitesi

Hassas bir ölçüm yapılabilmesi için tekerlekler üzerinde ayrı bir sübap açılarak basınç sensörleri yerleştirilmiştir. Basınç sensörlerinin merkezi elektronik kontrol ünitesiyle haberleşmesi kablosuz iletişimle sağlanmıştır. Şekil 4.19' da basınç sensörü ve iletişim kontrol ünitesinin yerleşimi verilmiştir.



Şekil 4.19. Basınç sensörü ve iletişim kontrol ünitesinin yerleşimi

4.3. Sistemin Testi ve Kontrolü

Sistem ilk laboratuvar denemeleri için hazır hale getirilmiştir. Sistemin mekanik tasarımının, donanım ve yazılım olarak ortaya çıkan ürünün sorunsuz çalışıp çalışmadığı test edilmesi amacıyla laboratuvar şartlarında sistemin denenmesi aşamasına geçilmiştir. Hazırlanan programın ara yüzü oluşturularak tüm tekerleklerin indirme ve şişirme modlarında çalışmaları kontrol edilmiştir. Sistemin basınç ve devir sensörleriyle haberleşmesi sorunsuz olarak gerçekleşmiştir. Ayrıca, sistemin tekerlekleri 2 psi şişirme süreleri saptanmıştır.

Laboratuvar denemeleri parçaların ayrı ve sistem içerisindeki testlerini içermektedir. Parçalar tasarım değerlerini sağlaması konusunda test edilmiş olup, uygun ürünlerin elde edilmesi sonucu sistem testlerine geçilmiştir.

Traktör belirlenen test parkurunda ilk olarak denemeler yapılmıştır. Özellikle tekerlek basınçları, tekerlek devirleri yardımcı donanımlar kullanılarak ölçülmüş ve elde edilen sonuçlar ile asıl sistemin çalışma ayarları gerçekleştirilmiştir. Laboratuvar denemelerinde karşılaşılan problemlere çözümler getirilerek sistem kurulumu yapılmış traktör araziye çıkabilecek duruma getirilmiştir.

Sistem testlerinde farklı uygulama koşulları laboratuvar ortamında gerçekleştirilerek traktörün yetenekleri test edilmiştir. Ayrıca arazide çıkması muhtemel senaryoların şartları oluşturularak sistemin farklı problemlere karşı stabil çalışması sağlanmıştır.

Çok tekrarlı yapılan denemelerde ön tekerleklerin birisinin 2 psi basınç artımı için 12 saniye, arka tekerleklerin birisinin 2 psi basınç artımı için 19.7 saniye süre gereksinimi olduğu ortaya çıkmıştır. Bu değerlerin teorik hesaplamalara yakın değerler olduğu görülmüştür.

4.4. Tarla Denemeleri

Tarlada yürütülen denemelerde elde edilen veriler incelenmiş ve değerlendirilmiştir. Tarla denemelerinde, sistemin açık ve kapalı olduğu şartlarda pulluk, diskaro ve dipkazan kullanılarak anızlı tarla koşullarında yapılan testlerin hız, iş kapasitesi, özgül yakıt tüketimi ve traktör çeki gücü üzerindeki etkileri incelenmiştir. Şekil 4.20' de pulluk, diskaro ve dipkazan tarla denemeleri verilmiştir.



Şekil 4.20. Pulluk, Diskaro ve Dipkazan Tarla Denemeleri

Sistemin açık olduğu durumlarda penetrasyon direncinin 30-40 cm çalışma derinliği için ortalama 2.46 MPa'dır. Sistemin kapalı olduğu durumlarda ise penetrasyon direncinin 30-40 cm çalışma derinliği için ortalama 2.72 MPa'dır. Sistemin açık olduğu durumda penetrasyon direncinde %9.5 iyileşme olduğu görülmüştür.

4.4.2. Sistem Lastik Şişirme Süreleri Ölçüm Sonuçları

Traktörün ön ve arka lastikleri minimum 14 psi, maksimum 23 psi basınçları arasında değişmektedir. Yapılan ölçümlerde kompresör hacmi 0.11 l/devir olarak saptanmıştır. Çizelge 4.1' de ön ve arka tekerlek 2 psi basınç arttırma süreleri verilmiştir.

Çizelge 4.1. Ön ve arka tekerleklerin 2 psi basınç arttırma süreleri

Tekerlek	Tekerlek Hacmi	Şişirme Süresi
Ön Lastik	250 l	10 s
Arka Lastik	527 l	21 s
Lastiklerin Toplamı	1554 l	4.59 dak.

Sistem tasarımında hesaplanan lastik basıncı şişirme sürelerinin teorik değerleri ön tekerlek için 9.3 s, arka lastik için 19.7 s ve toplam lastikler için 4.35 dak. dır. Teorik hesap ile yapılan deneme ölçümleri arasında ön lastik için %7, arka lastik için %6, toplam lastikler için %5,5 farklar görülmüştür, bu farkların sebebinin sistem kayıpları olduğu ve %10 değere kadar sistem kayıpları kabul edilebilir değerlerdedir.

4.4.3. Traktör İlerleme Hızı ve İş Kapasitesi Ölçüm Sonuçları

Denemeler, daha önce de belirtildiği gibi, yapılan ön denemelerde belirlenen M3 vites kademesinde ve sabit 1800 d/d devirde yürütülmüştür. Bu vites ile yapılan denemelerde lastik basınç kontrol sistemi ilerleme hızı değerleri ve iş kapasiteleri üzerinde etkili olmuştur. İlerleme hızlarında oluşan değişimler, sistemin patinaj üzerinde oluşturduğu etki ile açıklanabilir. Sistem şartlarına bağlı olarak her ekipman için deneme alanındaki ilerleme hızı değişimleri ve iş kapasitelerindeki değişimler çizelge 4.2' de verilmiştir.

Çizelge 4.2. İlerleme hızı ve iş kapasiteleri

Ekipman	Sistem Durumu	Tekrarlar			İş Kapasitesi (ha/h)	İlerleme Hızı (km/h)
		1	2	3		
PULLUK	Açık	0,35	0,39	0,37	0,37	5.4
	Kapalı	0,32	0,40	0,36	0,36	5.2
DİSKARO	Açık	1,22	1,19	1,30	1,27	5.5
	Kapalı	1,28	1,25	1,19	1,24	5.3
DİPKAZAN	Açık	0,22	0,19	0,19	0,20	5.7
	Kapalı	0,17	0,21	0,19	0,19	5.4

Çalışmada denenen sistemin ilerleme hızı ve patinaj üzerinde oluşturdukları etki dikkate alınarak, her bir ekipman için tarla kapasiteleri de belirlenmiştir. Sistemin açık olduğu çalışma koşullarında iş kapasitesinde artış olduğu gözlenmiştir. Ancak, bu artış istatistiki olarak önemli olmamıştır ($F=1.119$; $P<0.05$). İşlenen alanın büyüklüğüne göre kayma miktarının iş kapasitesi üzerindeki etkisi de değişmektedir. Deneme parselleri 15*300 m olduğundan sistemin iş kapasitesi üzerindeki etkisi çok fazla olmamıştır.

4.4.4. Çeki Kuvveti ve Çeki Gücü Ölçüm Sonuçları

Denemelerde sistemin açık ve kapalı olduğu durumlarda her bir ekipman için çeki kuvveti ölçülmüştür. Sistemin açık ve kapalı olduğu şartlar için her bir ekipmana göre traktör çeki kuvveti değerlerindeki değişimler, çizelge 4.3' de verilmiştir.

Çizelge 4.3. Çeki kuvveti ve çeki gücü

Ekipman	Sistem Durumu	Çeki Kuvveti (kN)	Çeki Gücü (kW)	Çeki Gücü Değişimi (%)
PULLUK	Açık	14.20	21.28	7.5
	Kapalı	13.40	19.68	
DİSKARO	Açık	12.20	18.75	7.0
	Kapalı	11.60	17.47	
DİPKAZAN	Açık	10.20	16.10	6.8
	Kapalı	9.84	14.95	

Çalışmada denenen sistemin ilerleme hızı ve patinaj üzerinde oluşturdukları etki dikkate alınarak, her bir ekipman için çeki kuvveti ölçülmüş ve buna bağlı olarak çeki gücü hesaplanmıştır. Sistemin açık olduğu durumlarda pulluk kullanımı esnasında traktör çeki kuvvetinde %5.2, çeki gücünde %7.5, diskaro kullanımı esnasında traktör çeki kuvvetinde %3.5, çeki gücünde %7, dipkazan kullanımı esnasında traktör çeki kuvvetinde %4.43, çeki gücünde %6.8 oranlarında artış görülmüştür (Çizelge-4.3). Sistemin patinaj üzerindeki azaltıcı etkisi nedeniyle çeki kuvveti ve çeki gücünde artış sağlandığı gözlenmiştir. Bu durum ölçülen ortalama çeki kuvveti değerlerinin patinaja bağlı olarak değişmesi ile açıklanabilir. Lastik basıncı yükseldiğinde lastik izi yüzey alanı azalmakta ve bu durum çalışma esnasında patinajda artışa neden olmaktadır. Dolayısıyla lastik basıncındaki artışa bağlı olarak patinaj artarken çekme kuvvetinde ve ilerleme hızında azalma görülmektedir. Çekme kuvveti ve ilerleme hızı, çekme gücü ile doğru orantılı olması nedeniyle çekme gücünde düşmektedir. Sonuç olarak sistem geliştirilen gücü tüm makinelerde önemli ölçüde etkilemiştir ($F=9.931^*$; $P<0.05$).

4.4.5. Yakıt Tüketimi ve Özgül Yakıt Tüketimi Sonuçları

Denemelerde sistemin açık ve kapalı olduğu durumlarda her bir ekipman için 15x300 m'lik mesafede çalışma süresi ve bu sürede tüketilen yakıt miktarları 3 tekerrürlü olarak ölçülmüştür. Ölçülen çalışma süreleri ve tüketilen yakıt miktarları kullanılarak birim zamanda

tüketilen yakıt miktarları belirlenmiştir. Sistemin açık ve kapalı olduğu şartlar için her bir ekipman göre yakıt tüketimi değerlerindeki değişimler, çizelge 4.4' de verilmiştir.

Çizelge 4.4. Ortalama yakıt tüketimi ve özgül yakıt tüketimi

Ekipman	Sistem Durumu	Tekrarlar			Ort. Yakıt Tüketimi (L/h)	ÖYT (L/kW-h)
		1	2	3		
PULLUK	Açık	7.10	7.80	7.96	7.62	0.35
	Kapalı	8.00	8.60	8.00	8.20	0.41
DİSKARO	Açık	5.20	5.80	6.49	5.83	0.32
	Kapalı	5.90	6.00	6.70	6.20	0.36
DİPKAZAN	Açık	5.15	5.30	5.27	5.24	0.31
	Kapalı	5.40	5.70	5.40	5.50	0.35

Çizelgeye göre, sistemin açık olduğu durumlarda pulluk kullanımı esnasında ortalama yakıt tüketiminde %7.6, özgül yakıt tüketiminde %16, diskaro kullanımı esnasında ortalama yakıt tüketiminde %6.3, özgül yakıt tüketiminde %14, dipkazan kullanımı esnasında ortalama yakıt tüketiminde %5, özgül yakıt tüketiminde %13 oranlarında azalma görülmüştür. Pullukla yapılan çalışmada sistemin açık pozisyondaki yakıt kazancı, diskaro ve dipkazana göre daha fazla olmuştur. Sistemin patinaj üzerindeki azaltıcı etkisi nedeniyle ortalama yakıt tüketiminin ve özgül yakıt tüketiminin azaldığı gözlenmiştir. Bu durum ölçülen ortalama yakıt tüketim değerlerinin patinaja bağlı olarak değişmesi ile açıklanabilir. Lastik basıncı yükseldiğinde lastik izi yüzey alanı azalmakta ve bu durum çalışma esnasında patinajda artışa neden olmaktadır. Dolayısıyla lastik basıncındaki artışa bağlı olarak patinaj artarken ortalama yakıt tüketiminde de artış görülmektedir. Sonuç olarak tüm makinelerde sistemin açık olma durumunda yakıt tüketimi açısından önemli bir fark olduğu gözlenmiştir ($F=5.015^*$; $P<0.05$).

4.5. İstatistikî Analiz Sonuçları

Tarla denemelerinde elde edilen verilerin varyans analizi sonuçlarına göre;

Elde edilen sonuçlar değerlendirilerek, yapılan denemelerde traktörün tarla koşullarında %15'in üzerindeki patinajlarda çalışması, kayıpların artmasına ve aşırı güç

tüketimine neden olduğu belirlenmiştir. Sistem tarla modunda her bir güç tekerleğinden aldığı patinaj verilerini değerlendirerek, lastik basıncını azaltıp arttırmak suretiyle, patinajın belirlenen sınırlar içinde kalmasını sağlamıştır. Sistem üzerinde devir sensörleri, lastik basıncını kontrol eden sensörler ve pnömatik ünite ile entegre biçimde çalışarak geliştirilen bir yazılımla basınç kontrolünü sağlamıştır. Çalışma sonunda yapılan testlerde ve tarla denemelerinde pullukla yapılan sürümde ortalama %7,6; diskaro ile yapılan sürümde %6,3; dipkazan ile yapılan sürümde %5 toplamda ortalama %6,3 yakıt tasarrufu sağlandığı belirlenmiştir. Ayrıca çeki etkinliğinde ortalama %7,16 kazanç sağlandığı görülmüştür.



5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu araştırmada ÷lkemizde üretilen traktörlerde bulunmayan, ancak yurtdışında benzerleri bulunan, patinajı belirli aralıklarda tutmak için, otomatik lastik basıncı kontrol sistemi başarıyla geliştirilmiştir. Tarla faaliyetlerinde en fazla girdinin olduğu traktör kullanım aşamalarında, proje ile geliştirilen otomatik lastik basıncı kontrol sistemiyle, çeki etkinliğinin artırılması, yakıt tüketiminin azaltılması ve toprakta oluşacak olumsuz trafik etkilerinin en az düzeye düşür÷lmesi amaçlanmıştır.

Sistem, elektronik kontrol ünitesi, pnömatik kontrol ünitesi, kullanıcı ara yüzü ve merkezi kontrol ünitesi alt sistemlerinden oluşmaktadır. Bu alt sistemlerin araştırma süresince birbirileri ile uyumlu bir şekilde entegrasyonu sağlanmıştır ve geliştirilen yazılım ile tüm sistemin çalışması mümkün olmuştur.

Traktörlerin farklı tarım alet ve makinaları ile tarlada çalışma şekilleri belirlenmiş ve sistem buna göre tasarlanmıştır. Traktörün laboratuvar ortamında pnömatik kontrol ünitesinin testleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca saha testlerinde ilk etapta düz yolda ekipman kullanılmadan testler gerçekleştirilmiş ve ardından sonuçlar değerlendirilerek iyileştirme çalışmaları yapılmıştır. Son olarak traktöre pulluk, goble, diskaro takılarak tarla testleri gerçekleştirilmiştir.

Araştırma, özellikle son yıllarda ÷lkemizde yaygınlaştırılmaya çalışılan doğrudan anıza ekim vb. anız üzerinde gerçekleştirilen tarımsal işlemler dikkate alınarak, Tekirdağ Çerkezköy bölgesinde anızla ört÷lü killi zemin koşulunda sistemin açık ve kapalı olduğu şartlarda ve farklı ekipmanlar ile yürüt÷lmüştür. Çalışmada belirlenen özgül yakıt tüketimi, patinaj ve traktör genel verimi değerleri incelenerek, traktör verimi değerlendirilmiştir.

Her iki çalışma koşulunda elde edilen veriler, ayrı başlıklar altında, çizelge ve grafikler ile anlatılmış ve tartışılmıştır. Bu bölümde de çalışmalarda elde edilen sonuçlar, her iki çalışma koşulu için ayrı olarak, özet şekliyle sunulmuştur.

Bu sistemin traktörlerde kullanılmasının yaygınlaştırılması, ÷lke ekonomisine katkı sağlayacaktır.

6. KAYNAKLAR

- Adams, R, 1962. Zugkraft-und Drehmomentmessungen an Schleppearanhaengemaschinen. Archiv für Landtechink, 3. Band, Heft 3., S.117/225, Akademie-Verlag.
- Ali, O.S., and Mckyes, E., 1978. Traction Characteristic of Lugs for Tires. Transactions of the ASAE 21(2):239-243.
- Ansorge, D. and R.J. Godwin, 2007. The effect of tyres and a rubber track at high axle loads on soil compaction, Part 1: Single axle-studies; Biosystems Engineering 98 (1) pp. 115-126
- Anonymous, 1991. Deere & Company John Deere Tractor and Equipment, Volume two 190-1990, s(392).
- Anonymous, 1999a. Pirelli Co., Agricultural Tyres Technical Manual, s(104).
- Bashford, L.L. And Kocher, M.F., 1999. Belts vs Tires, Belts vs Belts, Tires vs Tires. Applied Engineering in Agriculture, 15(3):175-181.
- Bashford,L.L., Bargaen, K.V., Way, T.R., and Xiaoxian, L., 1987. Performance Comparision Between Duals and Single on the Rear Axle of A Front Wheel Assist Tractor. Transactions of the ASAE 30(3):641-645.
- Bosch, R., 1986, Automotive Handbook, Robert Bosch GmbH, Germany.
- Burt, E. C. and Bailey, A. C., 1982, Load and inflation pressure effects on tires, Transactions of the ASAE, 25 (4), 881-884.
- Burt, E. C., Lyne, P. W. L., Meiring, P., Keen, J. F., 1983, Balast and inflation effects on tire efficiency, Transactions of the ASAE, 26 (5), 1352-1354.
- Burt, E.C., Bailey, A.C., Patterson, R.M. and Taylor, J.H., 1979. Combined Effects of Dynamic Load and Travel Reduction Reduction on Tire Performance. Transactions of the ASAE 22(1):40-45.
- Cassady W.W., 1997. Tractor tire and balast management, Agricultural MU Guide, University of Missouri Extension, G1235.
- Çarman, K., 2001, 7.0-18 Ölçülerindeki bir radyal lastiğin çeki performansı ve enerji tüketiminin belirlenmesi, S.Ü. Araştırma Fonu Proje No:99-021, Konya.

- Çarman, K. and Aydın, C., 2002, Load and velocity effects on tire, International Conference on Agricultural Engineering, Budapest.
- Çetinkaya, S., 2005, Taşıt mekaniği, Nobel Yayın Dağıtım, Ankara, 93-120.
- Dwyer, M. J., 1984, The Tractive Performance of Wheeled Vehicles, Journal of Terramechanics, 21(1), 19-34.
- Ekinci, S.; K., Carman, 2011. Effect on tire contact area of tire structural and operational parameters, 6th International Advanced Technologies Symposium (IATS'11), 16-18 May 2011, Elazığ, Turkey
- Erickson, L.R., And Larsen, W.E., 1983. Four Wheel Drive Tractor Field Performance. Transactions of the ASAE 26(5):1346-1351.
- Fekete, A., 1990. The Optimum Slip of the Tyre. International Conference on Agricultural Engineering, 24-26 October, Berlin.
- Fred, R., Jones, M.S., William, H., and Aldred, M.S., 1980. Farm Power and Tractors. McGraw Hill Book Company. New York. Chapter 19, s(365-391).
- Frisby, J.C., 1999. Are Radial Tractor Tires Cost Effective. Published by Extension, University of Missouri-Columbia.
- Goering, C.E., 1989. Engine and Tractor Power. The American Society of Agricultural Engineers, USA. Chapter 16, s(366-391).
- Gorjatschkin, W.P., 1925. Theorie Des Pfluges. Moskau
- Grisso, R.D., 2000. Radial Tractor Tires-Performance That Counts (<http://www.ianr.unl.edu/pubs/farmpower/91273.htm>).
- Hunt, D., 1983. Farm Power and Machinery Management. Iowa State University Press, Ames. Eighth edition. ISBN:0-8138-0580-5.
- Işık, A., 1988. Sulu Tarımda Kullanılan mekanizasyon Araçlarının Optimum Makine ne Güç Seçimine Yönelik İşletme Değerlerinin Belirlenmesi ve Uygun Seçim Modellerinin Oluşturulması Üzerinde Bir Araştırma (Yayınlanmamış Doktora Tezi). Ç.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü. Yayın No:108. s:352, Adana.
- Jun H., T.R.Way, B., Löfgren, M.landsröm, A.C. Bailey, E.D. Burt, T.P., McDonald, 2004.

- Keçecioglu, G. Ve Gülsoylu, E., 2003. Tarım Traktörleri. Ege Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Bölümü Ders Kitabı, 545. Ege Üniversitesi Basımevi. S:323, İzmir.
- Kumar, P; KN., Dewangan, 2004. Deflection and Contact Characteristics of a Power Tiller Tyre, CIGR E-Journal Volume 6, ISSN : 1682-1130
- Kurtay, T., 1981. Yol Dışı Araç Mekaniğinde Toprak Davranışının Uygun Bir Matematik Modeli. İTÜ Makine Fakültesi Ofset Atölyesi, s:68, İstanbul.
- Lee, D. R. and Kim, K. U., 1997, Effect of inflation pressure on tractive performance of bias-ply tires, Journal of Terramechanics, 34 (3), 187-208.
- Lee K.C., J.H. Yu, Y.G. Choi, H.Y. Jung, K.H. Ryu, 2008. Development of active tire pressure control system (ATPCS) for agricultural tractor-desing of tire pressure transceiver unit using radio frequency, ASABE Section Meeting Presentation, Paper Number : 084520.
- Mcdonald, T.P., Stokes, B.J., and Wilhoit, J., 1993. Field Evaluation of Skidder Tire Tractive Performance. Transactions of the ASAE 9(6):571-576.
- Moitzi G., H. Weingartmann, J. Boxberger, 2006. Effects of tillage systems and wheel slip on fuel consumption, Energy Efficiency and Agricultural Engineering, 7. - 9. June 2006, Rouse, Bulgaria, 237-242, Rouse; ISSN 1311-9974.
- Monroe, G.E., Burt, E.C., And Bailey, A.C., 1990. Tire Performance Using Different Treads on Traffic Lanes. Transaction in Agriculture, 33(1):51-55.
- Mowitz, D., Finck, C., 1987. Performance, Successful Farming, Machinery Management, February. s:10
- Musonda, N.G., Kushwaha, R.L., and Ford, R.J., 1989. Effect of Tire Combinations and Ballasting on 4WD and 2WD Tractive Efficiency. Applied Engineering in Agriculture, 5(4):517-521.
- Oecd, 1995. OECD Standart Codes for The Official Testing of Agricultural and Forestry Tractors. Codes 1to 8. Organization for Economic Co-Operation and Development, Paris.

- Okello, A.J., Dwyer, M.J., and Cottrell, F.B., 1994. The Tractive of Rubber Tracks and A Tractor Driving Wheels Tyre as Influenced by Design Parameters. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 59:33-43.
- Öğüt, H., 1998, Tarım traktörleri, Selçuk Üniversitesi Ziraat Fakültesi Yayınları No;23, Konya, 126-133.
- Özgüven, F., Aydınbelge, M., 1990. İkinci Ürün İçin Tohum Yatağı Hazırlığında Kullanılan Toprak İşleme Aletlerinin Toprak Sıkışıklığına Etkisi
- Patel, NM., RJ. Godwin, 2008. Controlled Soil Bin Tests for Pneumatic Tyres at Heavy Loads, ASABE Annual International Meeting, Providence, Rhode Island.
- Raper R.L., 2005. Agricultural traffic impacts on soil, *Journal of Terramechanics* 42 (2005) 259–280.
- Sabancı, A., 1993, Tarım traktörleri, Çukurova Üniversitesi Ziraat Fakültesi Genel Yayın No:46, Ders Kitapları Yayın No: 9, Adana.
- Sabancı, A., 1997. Tarım Traktörleri. Ç.Ü. Ziraat Fakültesi Ders Kitapları Genel Yayın No: 46. Adana. Bölüm 6-7, s(113-167).
- Sabancı, A., Ve Akıncı, İ., 1990. Tek ve Çift Çeker Tarım Traktörlerinin Çeki Etkinlikleri Üzerinde Bir Araştırma. 4. Ulusal Makine Sempozyumu, s:565-572. Yalova, İstanbul.
- Saral, A., 1984, Tarım traktörleri, Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi Yayınları No; 948, Ankara, 152-187.
- Say, S.M., 1995. Toprak Penetrasyon Direncinin Toprak Koşulları İle Değişiminin Belirlenmesi ve Matematiksel Modellerin Geliştirilmesi. Ç.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Tarım Makinaları Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi. Eylül.
- Schjonning P., M. Lamande, F.A. Togersen, J. Arvidsson, T. Keller,2006. Distribution of vertical stress at the soil-tyre interface: Effects of tyre inflation pressure and the impact on stress propagation in the soil profile, *International Soil Tillage Research Organization 17th Triennial Conference - Kiel, Germany*
- Serrano M.J, J.O Peça, R. Sivia, L. Marquez, 2009. The effect of liquid balast and tyre inflation pressure on tractor performance, *Biosystem Engineering*, Volume 102, P.51-62

- Srivastava, A.K., Georing, C.E., and Rohrbach, R.P., 1993. Engineering Principles of Agricultural Machines. The American Society of Agricultural Engineers, USA. Chapter 4, s(117-145).
- Takahashi, T., Hada, M., Oyama, K., Sakai, H., 2004, New model of tire overturning moment characteristics and analysis of their influence on vehicle rollover behavior, *Vehicle System Dynamics*, 42 (1-2), 109-118.
- Tan, J., Schumacher, L.G., Hires, W.G., and Shipley, B.C., 1994. Dynamic Tractor Ballasting. *Applied Engineering in Agriculture*, 10(3):363-367.
- Taylor, J.H., 1973. Lug Angle on Traction Performance of Pneumatic Tractor Tires. *Transactions of the ASAE* 16(1):16-18.
- Taylor, J.H., Burt, E.C., and Bailey, A.C., 1976. Radial Tire Performance in Firm and Soft Soil. *Transactions of the ASAE* 19(6):1062-1064.
- Taylor, R.K., Schrock, M.D., and Grisso, R.D., 1995. A Vehicle Number to Predict Tractive Performance. *Applied Engineering in Agriculture* 11(4):495-498.
- Upadyaya, S.K., 1988. Effect of Tread Design on Bias Ply Tire Tractive Characteristic. *Transactions of the ASAE* 31(5):1338-1344.
- Upadhyaya, S. K. and Wulfsohn, D., 1989, An overview of traction research at University of California, Davis, *California Agriculture*, March-April, 15-17.
- Van N.N, T. Matsou, T. Koumoto, S. Inaba, 2008. Effects of Tire Inflation Pressure on Soil Contact Pressure and Rolling Resistance of Farm Tractors, *Bull. Fac. Agr. Saga Univ.* No.93, 101-108.
- Witney, B., 1988. *Choosing and Using Farm Machines*. Longman Scientific and Technical Published. John & Wiley and Sons, Inc., New York, Chapter 7. s(246-297).
- Wong, J. Y., *Theory of ground vehicles*, 2001, 3, John Wiley & Sons, Canada, 3-87.

ÖZGEÇMİŞ

Yenal ENGİN 24.02.1981 tarihinde Malkara’da doğmuştur. 2004 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümü lisans öğrenimini, 2006 yılında Anadolu Üniversitesi İşletme bölümü lisans öğrenimini, 2006 yılında İstanbul Üniversitesi İşletme Yöneticiliği yüksek lisans öğrenimini tamamlamış, halen devam ettiği Namık Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Biyosistem Mühendisliği Anabilim Dalı’ndaki doktora öğrenimine 2006-2007 öğretim yılında başlamıştır.

TDS Tasarım ve Mühendislik firmasının sahibi Yenal ENGİN, tasarım, analiz ve prototip hizmetleri konularında firmalara, kurum ve kuruluşlara hizmet vermektedir.

