



T.C

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TRAKTÖR KUYRUK MİLİ ISLAK TİP KAVRAMA TERMAL DAYANIMININ
İNCELENMESİ**

Özgür ERDOĞAN

Yrd. Doç. Dr. Erol SOLMAZ

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2017


Her Hakkı Saklıdır.

TEZ ONAYI

Özgür ERDOĞAN tarafından hazırlanan “TRAKTÖR KUYRUK MİLİ ISLAK TİP KAVRAMA TERMAL DAYANIMININ İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

İMZA

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Erol SOLMAZ

Üye : Yrd. Doç. Dr. Erol SOLMAZ 
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Otomotiv Mühendisliği Bölümü

Üye : Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK 
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Otomotiv Mühendisliği Bölümü

Üye : Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ 
Bursa Teknik Üniversitesi
Doğa Bilimleri, Mimarlık Ve Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

Yukarıdaki sonucu onaylıyorum.


Prof. Dr. Ali BAYRAM

Enstitü Müdürü

25/12/2018

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

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

beyan ederim.



/ /

İmza

Özgür ERDOĞAN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

TRAKTÖR KUYRUK MİLİ İSLAK TİP KAVRAMA TERMAL DAYANIMININ İNCELENMESİ

Özgür ERDOĞAN

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Erol SOLMAZ

Güç iletim sisteminin en önemli elemanlarından biri olan kavramaların tasarım ve performans artımı üzerine sürekli iyileştirme ve geliştirme çalışmaları yapılmaktadır. Farklı kavrama modelleri arasında gittikçe yaygınlaşan ıslak tip kavramaların kullanım alanları da artmaktadır. Traktörler ise, ıslak tip kavramaların kullanıldığı önemli bir alandır. Traktörlerin iş görme esnasında ihtiyacı olan yüksek torkun iletilmesi, ıslak tip kavramalar ile sağlanabilmektedir. Aynı zamanda kullanım kolaylığı da sağlayan ıslak tip kavramaların performansında en önemli kriterlerden bir tanesi de balata aşınmalarıdır.

Bu çalışmada, daha önce teorik ve tezgah ortamında yapılmış aşınma canlandırması, traktör kuyruk mili üzerinde uygulandı. Belirlenen üç farklı zorluktaki test şartlarında kavrama devreye alınarak, iki mil arasındaki açısal hız farkı değeri ölçüldü ve bu değer kullanılarak açığa çıkan enerji hesaplandı. Balatalarda meydana gelen toplam aşınma miktarı ile enerji seviyeleri sentezlenerek, ıslak tip kavramanın üç farklı test koşulu için termal dayanımı incelendi ve ömür hesabı yaklaşımında bulunuldu. Alınan verilerin işlenmesi sonucunda, orta zorluktaki test koşulunda çalışma için, kuyruk milinde kullanılan ıslak tip kavramanın traktör ömrü kadar çalışma hedefinin yakalandığı tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Traktör, Kavrama, Debriyaj, Termal, Aşınma, Ömür
2017,x+56 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

THERMAL CAPACITY INVESTIGATION OF TRACTOR PTO WET TYPE CLUTCH

Özgür ERDOĞAN

Uludag University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Automotive Engineering

Supervisor: Asst. Doc. Dr. Erol SOLMAZ

Couplings are one of the most important component of the powertrain systems. Improvement studies are ongoing day by day regarding to coupling performance and efficiency. There are different types of applications for coupling systems and wet types are becoming more common among other types. Agricultural equipments – especially tractors- are one of the wet coupling usage area. Wet couplings provide the high torque transfer capacity that tractors need during working conditions. Furthermore, wet couplings make tractor handling easier. Facing wear is one of the key figures torque transmissibility point of view.

In this study, wear phenomenon were investigated by tractor test for PTO usage which were performed as theoretical and simulation conditions on previous studies. Three different test conditions described with three different difficulty stages. For each stage, coupling forced to engagement meanwhile speed difference between input and output shaft was recorded. Dissipated energy was calculated for each engagement and cumulative. Total facing wear and total dissipated energy were evaluated then life estimation for three different difficulty stages were calculated. As a result, on medium difficulty level, wet coupling lifespan is equal to tractor lifespan as expected.

Keywords: Tractor, Coupling, Clutch, Thermal, Wear, Lifespan

2017, x+56 pages

TEŞEKKÜR

Hayatım boyunca desteklerini esirgememiŐ olan sevgili annem Zaide ve babam Ömer ERDOĞAN'a, biricik ablam Öznur ERDOĞAN ve değerli eŐim Pelin ERDOĞAN'a sonsuz teŐekkürlerimi sunarım. Tez çalıŐmamda ve yüksek lisans eğitimim boyunca bana yol göstermiŐ olan değerli danışman hocam Yrd. Doç. Dr. Erol SOLMAZ'a, bilgileri ve tecrübeleriyle bu çalıŐmamda bana destek olan Valeo Otomotiv San. A.Ő firması ve çalıŐanlarına teŐekkürlerimi sunarım.

Özgür ERDOĞAN

/ /



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
1. GİRİŞ	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	8
2.1. Kaynak Araştırması.....	8
2.2. Islak Kavramalar	17
2.2.1. Sistem Bileşenleri	17
2.2.2. Sürtünme ve Aşınma.....	22
2.2.3. Balata Çeşitleri	26
2.2.4. Kalıcı Tork	29
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	30
3.1. Test Öncesi Hazırlıklar	30
3.2. Test Koşulları.....	35
3.3. Enerji ve Tork Hesabı	39
4. BULGULAR	43
5. TARTIŞMA VE SONUÇ.....	53
KAYNAKLAR	54
ÖZGEÇMİŞ	56

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER	AÇIKLAMA
F	Sürtünme kuvveti
F_n	Eksenel kavrama kuvveti
F_y	Yay kuvveti
F_d	Hareket düzlemine dik kuvvet
μ	Sürtünme katsayısı
Q	Isınma miktarı
v	İki yüzey arası kayma hızı
h_i	Aşınan malzeme yüksekliği
k_i	Sistem aşınma katsayısı
P	Basınç
s	Yüzeyler arası kayma mesafesi
V_i	Aşınan malzeme hacmi
A	Balata yüzey sayısı
ω	Açısal hız
ω_r	Açısal hız farkı
ρ	Akışkan viskozitesi
r	Yarıçap
h	Balata metalik disk arası mesafe
E	Enerji
T	Tork
T_i	İletilebilir tork
T_k	Kalıcı tork
P	Basınç
S	Piston yüzey alanı

L	Uzunluk
K	Rijitlik
R_{ort}	Ortalama balata çapı
BS	Balata sayısı

KISALTMALAR AÇIKLAMA

PTO	Power Take - Off
-----	------------------

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Yıllara göre Türkiye'deki traktör sayıları	1
Şekil 1.2. Traktör güç aktarma sistemi	2
Şekil 1.3. Farklı kavrama tipleri	3
Şekil 1.4. Kuru tip debriyaj kompleksi	4
Şekil 1.5. Islak kavrama kesit görünüşü	4
Şekil 1.6. Traktör kuyruk mili şaft bağlantısı	6
Şekil 1.7. Manuel ve otomatik transmisyonların dünyadaki satış oranları	7
Şekil 2.1. Kavrama basıncına göre balata kalınlık değişim oranları, pürüzlülük ve sürtünme katsayısı değişim grafiği	8
Şekil 2.2. Öngörü ve test sonuçları	9
Şekil 2.3. Kavrama basıncının sıcaklık üzerine etkisi	10
Şekil 2.4. Simülasyon çıktıları a) Uygulanan basınç b) prizdirek milleri giriş ve çıkış devirleri c) giriş ve çıkış prizdirek milleri devir farkları d) sürtünme torku	11
Şekil 2.5. Selüloz fiber ağırlık oranı	12
Şekil 2.6. Desen derinliği ve kavrama süresi grafiği	13
Şekil 2.7. Yük ve frenleme şartlarına göre aşınma durumları	14
Şekil 2.8. Yerli bir traktörde kullanılacak ıslak kavrama sistem şeması	15
Şekil 2.9. Kampana kesit görünüşü.....	18
Şekil 2.10. a) Balata b) metalik disk kesit görünüşü.....	19
Şekil 2.11. Piston ve filtre kesit görüntüsü	20
Şekil 2.12. Distribütör kesit görüntüsü	20
Şekil 2.13. Sarmal yay kesit görüntüsü.....	21
Şekil 2.14. Sızdırmazlık elemanları ve segmanlar	22
Şekil 2.15. Aşınma zaman grafiği.....	24

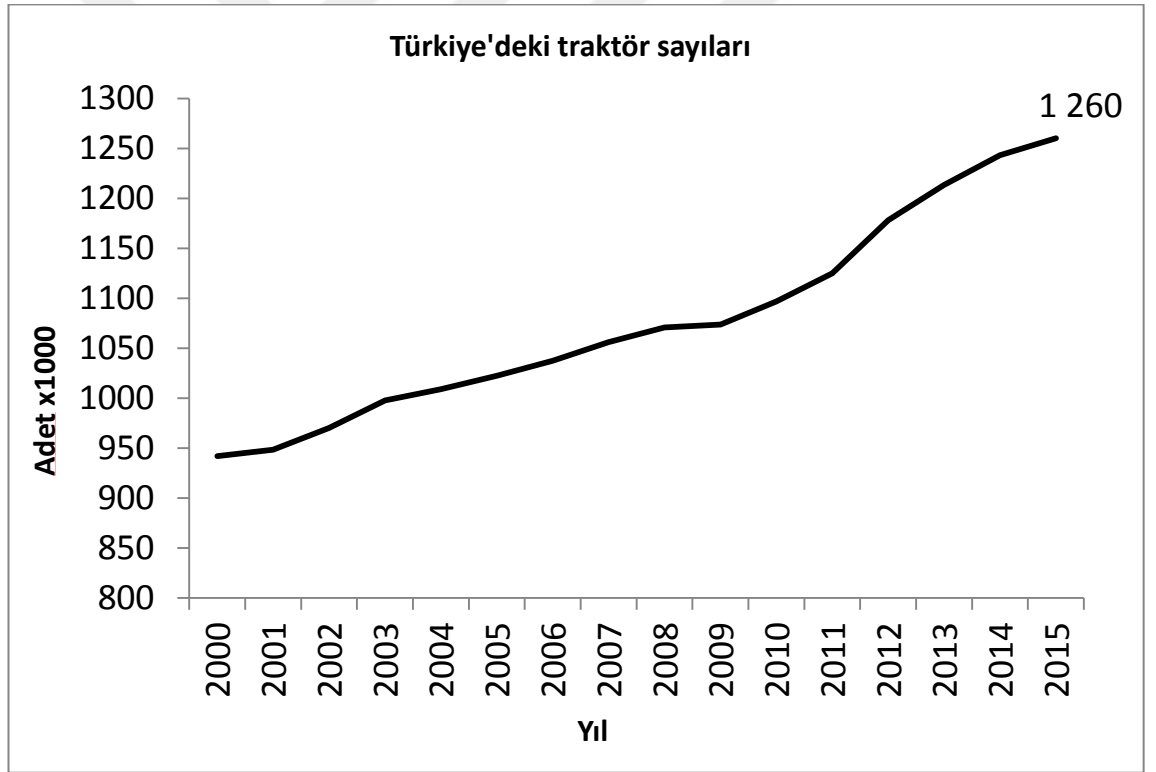
Şekil 2.16. Farklı balata desenleri.....	28
Şekil 2.17. Kalıcı torku etkileyen geometrik parametreler	29
Şekil 3.1. Balata kalınlık ölçüm noktaları.....	31
Şekil 3.2. Traktör sistem şeması	32
Şekil 3.3. Islak kavrama çalışma bölgesi	33
Şekil 3.4. a) Alternatör hız sensörü b) PTO çıkış hız sensörü	34
Şekil 3.5. Basınç ve sıcaklık sensörleri.....	34
Şekil 4.6. Test süresince kullanılan dinamometre	35
Şekil 3.7. Tahrik mekanizmasına göre zirai ekipmanlar.....	37
Şekil 3.8. Traktör anlık tork zorlanmaları ve frekansları.....	38
Şekil 3.9. Islak kavrama kesit görünüşü	40
Şekil 3.10. Bir kavrama anına ait sensör verilerinin Excel ile işlenmiş görüntüsü	42
Şekil 4.1. Bir kavrama sürecine ait grafik.....	43
Şekil 4.2. Kavrama süreleri değişimi	45
Şekil 4.3. Test sonrası balatalar	46
Şekil 4.4. Islak kavrama balata yerleşim sıralaması	47
Şekil 4.5. Enerji - kavrama süresi dağılımı.....	48
Şekil 4.6. Sayaç takılmış bir sürüş tarafı debriyaj pedalı.....	50
Şekil 4.7. PTO kolu sayacı.....	51

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1. Test öncesi balataların kalınlıkları.....	32
Çizelge 3.2. Tarım bölgelerine göre zirai ekipman sayıları.....	36
Çizelge 3.3. Test koşulları	39
Çizelge 4.1. Her duruma ait test sonuçları.....	44
Çizelge 4.2. Test sonrası balata aşınmaları.....	46
Çizelge 4.3. Test Süresince hidrolik akışkan sıcaklığı.....	48
Çizelge 4.4. Öngörülen kavrama sayıları.....	49
Çizelge 4.5. Traktör debriyajı kullanım sıklığı	52

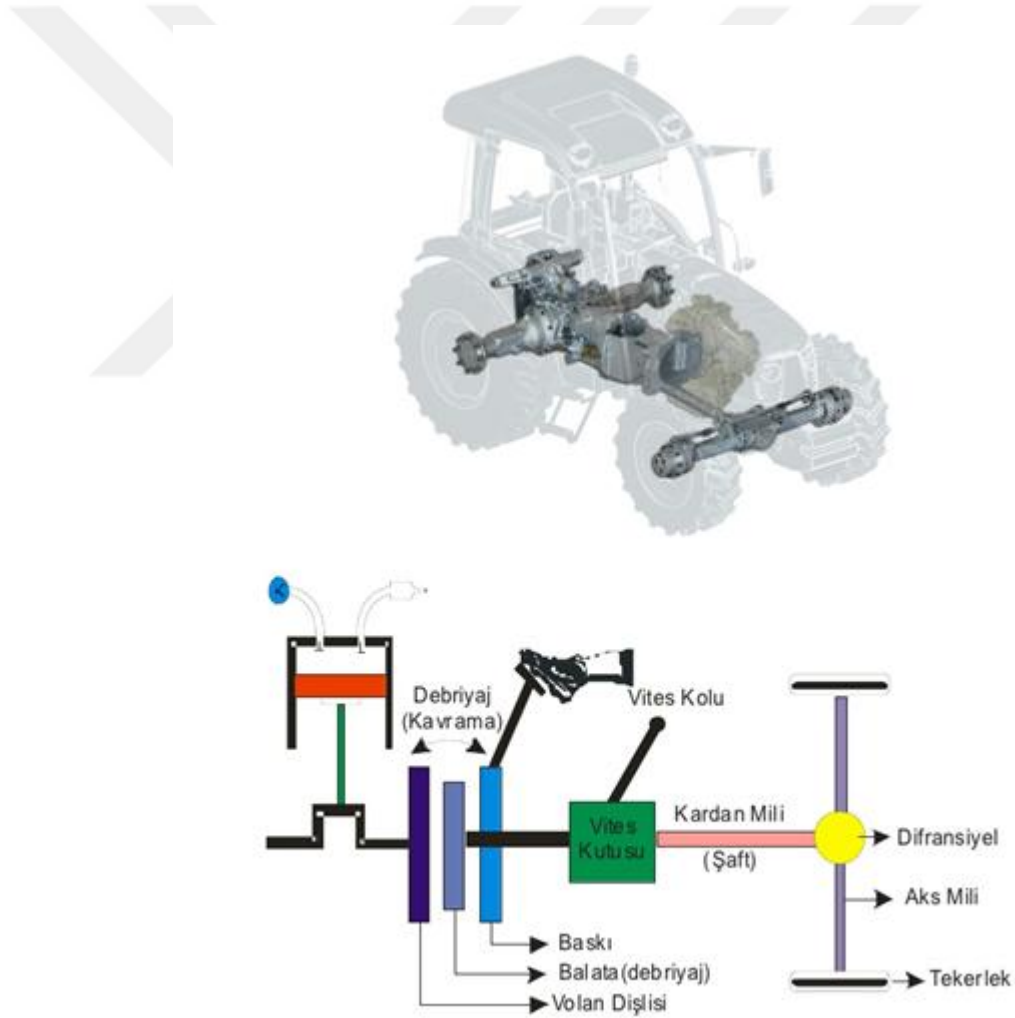
1. GİRİŞ

Traktörlerin, tarımda mekanizasyona geçildikten sonra önemi gittikçe artmaktadır. Tarımsal mekanizasyon kavramı, tarımsal faaliyetlerin makine ve enerji kullanılarak yapılmasını ifade etmektedir. Böylelikle daha hızlı ve daha yüksek kapasitede üretim mümkün hale gelmektedir. Tarımda makinelerin kullanılması, diğer tarım teknolojilerine kıyasla verim artışı dolaylı olarak etkilemekte; tarım bölgelerinde yeni üretim metotlarının uygulanması için alt yapı oluşturmaktadır. Modern tarımsal mekanizasyonun lokomotif görevi yapan, üretim girdileri içerisinde en büyük paya sahip olan tarım aleti ise traktördür. Şekil 1.1.'de verilen yıllara göre Türkiye'deki traktör sayıları da traktör kullanımının gittikçe arttığını doğrulayan niteliktedir.



Şekil 1.1. Yıllara göre Türkiye'deki traktör sayıları (TUİK 2016)

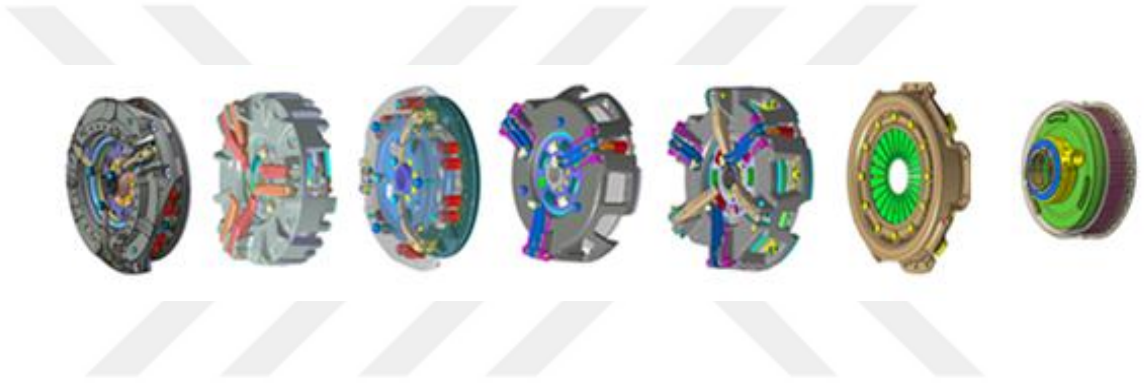
Geçmişten günümüze kadar teknolojiye meydana gelen gelişmelere paralel olarak otomotiv sektöründe de gelişmeler ve iyileştirmeler yapılmaktadır. Bu gelişmeler, ağırlık azaltma, dayanım artırma, konfor iyileştirme gibi farklı alanlarda kendisini göstermektedir. Otomotiv sektörünün yüksek rekabetçi ortamında şirketlerin varlıklarını sürdürebilmeleri için ürünlerini tüm alanlarda iyileştirme ve geliştirme faaliyetlerine devam etmeleri gerekmektedir. Bu yüksek lisans tez çalışmasında traktör kuyruk milinin tahrik sisteminde kullanılan ıslak tip kavramanın üç farklı koşulda devreye alınma durumu incelenmiş, bu koşullarda açığa çıkan enerjilere ve balata aşınmalarına dayanılarak üç koşul için kavramanın kullanım ömrü öngörüsünde bulunulmuştur.



Şekil 1.2. Traktör güç aktarma sistemi

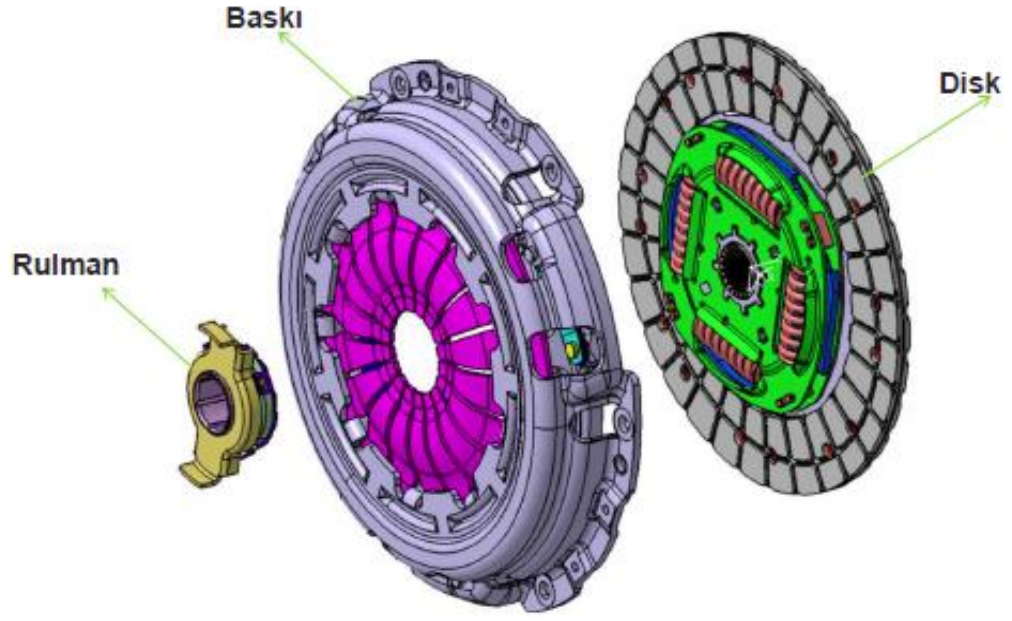
Kavrama, dönen bir parçanın hareketini, eş eksenli başka bir parçaya iletmekte ve istendiği zaman da bu hareket iletimini kesmeye imkan sağlayan bağlantı elemanıdır. Taşıtlarda ise kavrama, motordan elde edilen dairesel hareketin vites kutusuna iletilmesinde kullanılmaktadır. Traktör güç iletim şeması Şekil 1.2’de verilmiştir.

Taşıtlarda kullanılan tüm kavramaların görevi aynıdır fakat birlikte çalıştığı parçalardaki geometrik değişiklikler, beygir gücü, tork değeri, çalışma prensibi ve kullanılacak uygulama (motosiklet, binek araç, ağır vasıta, traktör vb.) bilgilerine göre dış görünüşleri farklılık göstermektedir. Farklı debriyaj görselleri Şekil 1.3’te verilmiştir.



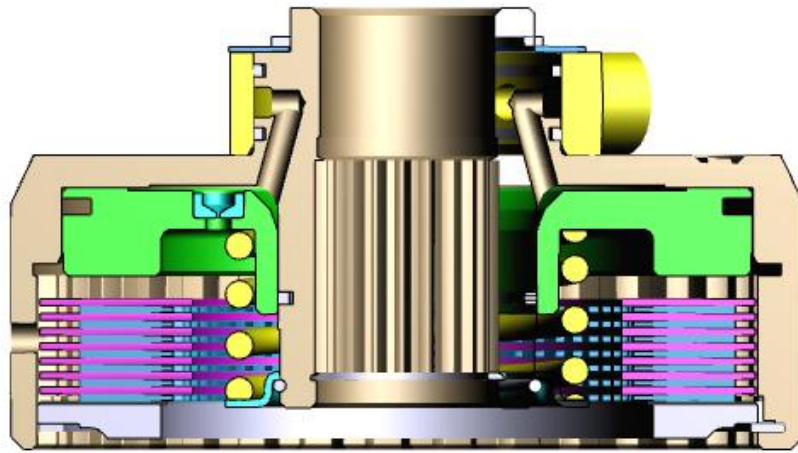
Şekil 1.3. Farklı kavrama tipleri

Kavramalar çalışma ortamlarına göre kuru tip ve ıslak tip olarak iki gruba ayrılır. Kuru tip kavramalarda sistem temel olarak baskı ve alt bileşenleri (baskı plakası, diyafram, kapak), disk ve rulmandan meydana gelmektedir. Rulman mekanizmasına deplasman verilmesiyle diyaframa uygulanan baskı kuvveti, kapak ve baskı plakasındaki mesnet noktaları sayesinde baskı plakasının diskten uzaklaşarak ayrılmasını sağlar. Bu durumda motordan gelen hareket vites kutusuna iletilmez ve vites değiştirme işlemi gerçekleştirilebilir. Kuru kavrama sistemine ait görsel Şekil 1.4’te verilmiştir.



Şekil 1.4. Kuru tip debriyaj kompleksi

Islak tip kavramalar ise kuru tip kavramaların akışkan dolu bir ortamda çalışan versiyonlarıdır. Kavrama hidrolik yağ içerisine gömülü olarak çalıştığından, balatadaki sürtünme katsayısı azalmaktadır. Bu sorunu çözmek için sürtünme yüzeylerinin artırılması düşünülmüş ve bu doğrultuda da kavramada kullanılan disk sayısı artırılmıştır.



Şekil 1.5. Islak kavrama kesit görünüşü

Islak tip kavramalar genel hatlarıyla bir adet kampana, bu kavramanın içerisinde bir adet piston, pistonun üzerine seri ve sıralı olarak yerleştirilmiş balata ve metalik disk grubundan oluşmaktadır. Islak kavramaya ait kesit görünüşü Şekil 1.5'te verilmiştir. Balata ve metalik disk sayıları, kavramanın kullanılacağı tork seviyelerine göre farklılık gösterebilmektedir. Islak tip kavramalar, kampana içerisine yerleştirilmiş pistona hidrolik basıncın etkisiyle bir kuvvet uygulanıp, bu kuvvetin etkisiyle paket içerisinde yer alan balata ve metalik disklerin sıkışması sonucunda motordan elde edilen hareketin kavrama sonrasındaki elemana iletilmesi prensibi ile çalışmaktadır. Çoklu balata sistemi ve hidrolik kuvvetlerden yararlanan bu sistem, bu sayede küçük hacimlerde yağ basıncı ile doğru orantılı olarak yüksek tork iletimini gerçekleştirebilmektedir. Sistem hidrolik kuvvetler temelinde çalıştığı için, konfor açısından kuru tip kavramalara göre daha avantajlıdır.

Islak kavramaların kullanım alanları gün geçtikçe artmaktadır. Yaygın olarak motorsikletlerde kullanılan ıslak kavramalar, yüksek tork iletim ihtiyacı bulunan ağır iş makinelerinde, binek ve ağır vasıta araçlarda kullanılan otomatik transmisyon sistemlerinde kullanılmaktadır. Bunun yanında günümüz ileri teknolojisinin kullanıldığı traktörlerin de güç iletim sistemlerinde ve kuyruk mili ayırma kavramasında değişik çapta ve değişik balata özelliklerine sahip ıslak kavramalar kullanılmaktadır.

Traktörlerde genelde 540 veya 1000 dev/dk olmak üzere iki farklı hızda kuyruk mili çıkışı bulunmaktadır. Kuyruk mili; mekanik, hidro - mekanik ve elektro - hidrolik olmak üzere 3 farklı tipte kullanılmaktadır. Traktör kuyruk miline bağlanan şaft, traktör kuyruk milinden gelen hareketi, çekilir veya üç noktadan asılır makinelere aktaran, üzerindeki mafsallar yardımıyla çalışma sırasında aksel kaçıklıkları belli toleranslarla karşılayabilen ünitelerdir (SAFER, 2010).

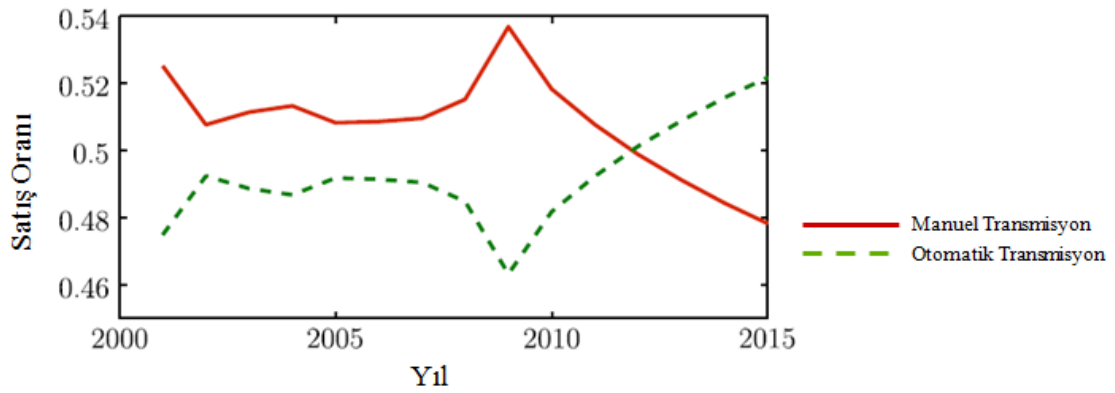
Tarım traktörü ve tarım iş makineleri ile çalışırken, traktör kuyruk miline bağlanan ve hareketin makineye iletimi Kardana-Hook dişli sistemi olarak bilinen ancak yaygın tanımı ile şaft kullanılarak yapılmaktadır. Örnek bir şaft Şekil 1.6'da görülebilir.



Şekil 1.6. Traktör kuyruk mili şaft bağlantısı

Şaft, farklı büyüklük, biçim ve teknik özelliklere sahip olsa da gerçekleştirdiği görev hep aynıdır. Traktör kuyruk mili üzerine ve tarım iş makinesi üzerindeki mile belirli bir tolerans ile genellikle de sıkı geçme olarak takılarak değişik yöntemlerle sabitlenen mafsallar, üzerlerine kaynaklanmış erkek mil ve dişi boru aracılığıyla hareketi (gücü) traktörden zirai ekipmana transfer eder. Şaft, yaptığı iş nedeniyle makineyle çalışma esnasında önemli bir görev üstlenmektedir. Şaft, belirli bir açısal hızda dönerek moment aktardığından etrafında çalışanlar için bir tehlike kaynağıdır ve kazaya sebebiyet verme riskinin en yüksek olduğu traktör bileşenlerinden biridir. Şaft genel uygulamalarda 540 dev/dk., bazı uygulamalarda ise 1000 dev/dk. açısal hız ile döner. Sistemde hareket üretiminin sonlanması halinde bile, makine üzerinde atalet kuvvetleri ile oluşan bileşke kuvvetler şaftın dönmesini, üzerindeki momenti ve dolayısıyla da kuvvetlerin bir süre daha etkisini sürdürmesine sebep olmaktadır. 540 dev/dk ile çalışan bir şaft saniyede yaklaşık dokuz dönüş yapmaktadır.

Hidrolik aktivasyonlu kavrama, volan ile kavrama birleşmesinin ve ayrışmasının hidrolik akışkan vasıtası ile yapılmasını sağlayan bir sistemdir. Diğer kavrama sistemlerinden daha fazla tork taşıma ve hızlı tepki verme özelliğine sahiptir. Bu yüksek kapasite sayesinde maden ve inşaat araçlarından küçük makinelere kadar geniş bir kullanım ağı vardır (Güneş ve diğ. 2012). Kullanım alanlarından önemli bir bölümünü oluşturan otomatik transmisyon sistemlerinin kullanıldığı araçların satış oranları da ıslak tip kavramaların kullanımındaki artış eğilimini göstermektedir. Bu eğilim Şekil 1.7’de verilmiştir.



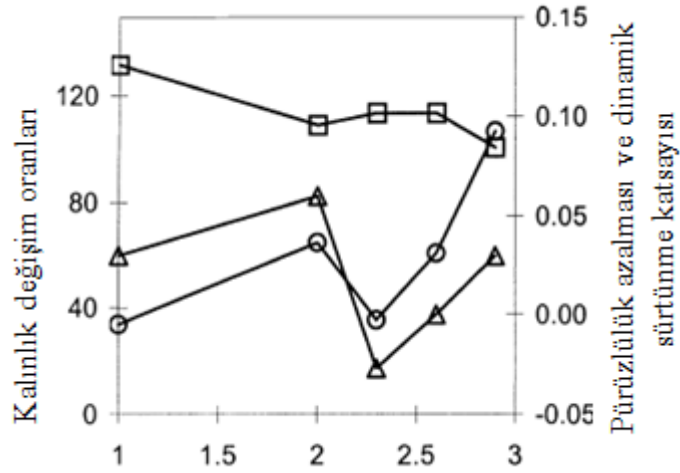
Şekil 1.7. Manuel ve otomatik transmisyonların tüm dünyadaki satış oranları (Ompusunggu ve diğ. 2013)

2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1 Kaynak Araştırması

Islak kavramalar hakkında geçmişten günümüze kadar yapılan araştırma ve çalışmalar incelendiğinde ana hatlarıyla ıslak kavramaların balatalarında meydana gelen aşınma miktarlarının matematiksel modellerinin kurulması ve kurulan modellerin tezgah testleriyle doğrulanması, kavrama anının mekanik ve termal olarak incelenmesi, ıslak kavramaların çalışma parametrelerinin kavrama performans ve ömrüne etkileri konuları üzerinde yoğunlaştığı görülmektedir.

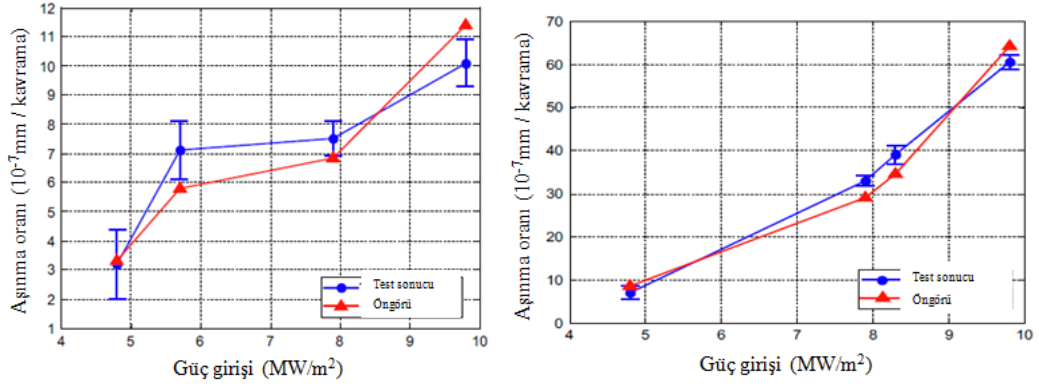
Ost ve ark. (2001) yaptıkları çalışmada ıslak kavramalarda kullanılan balataların SAE#II ve pin-on test düzenekleriyle aşınma ve sürtünme karakteristiklerindeki değişimleri incelemiştir. Çalışmanın sonucunda pin-on test düzeneğinden sonuç alınamasa da SAE#II test sonuçlarına göre balatalarda meydana gelen aşınmalar ve ıslak kavramanın performansına etki eden önemli parametreler yorumlanmıştır.



Şekil 2.1. Kavrama basıncına göre balata kalınlık değişim oranları, pürüzlülük ve sürtünme katsayısı değişim grafiği (Ost ve ark. 2001)

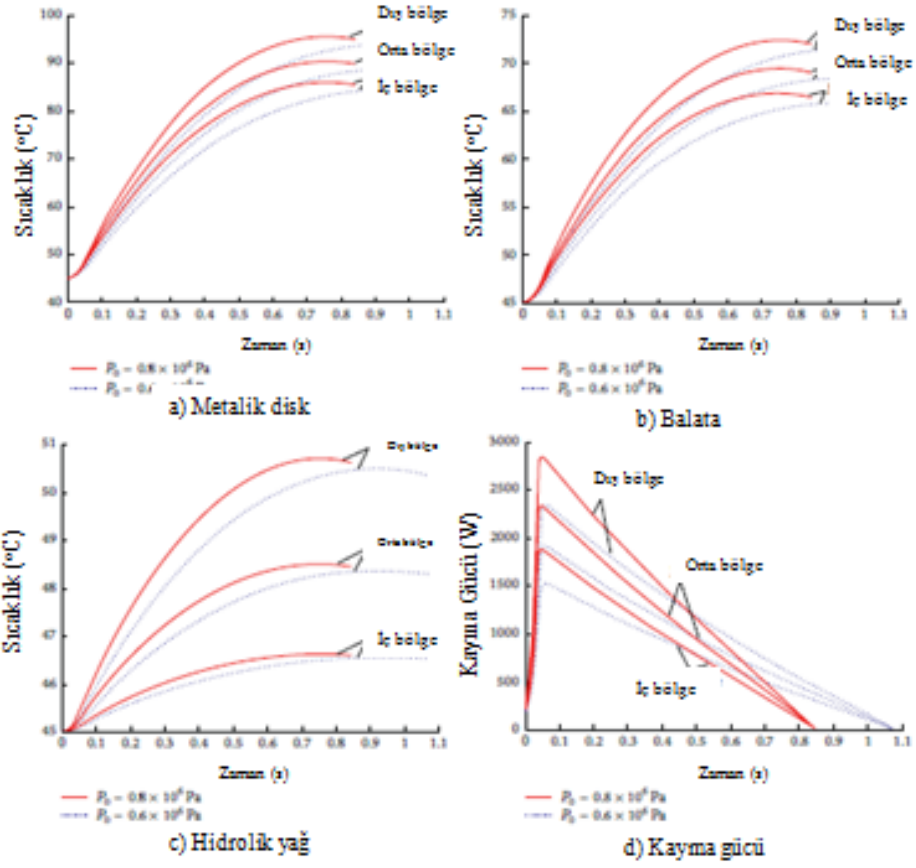
Li ve ark. (2015) çalışmalarında kurdukları test düzeneklerinde ıslak kavramaya tekrarlı olarak ayırma – kavrama yaptırmışlar ve bu testin sonuçlarını kullanarak ıslak

kavramalarda meydana gelen iki aşamalı aşınmaların hesaplanması için ortaya konan teorik modellemeyi geliştirmişlerdir.



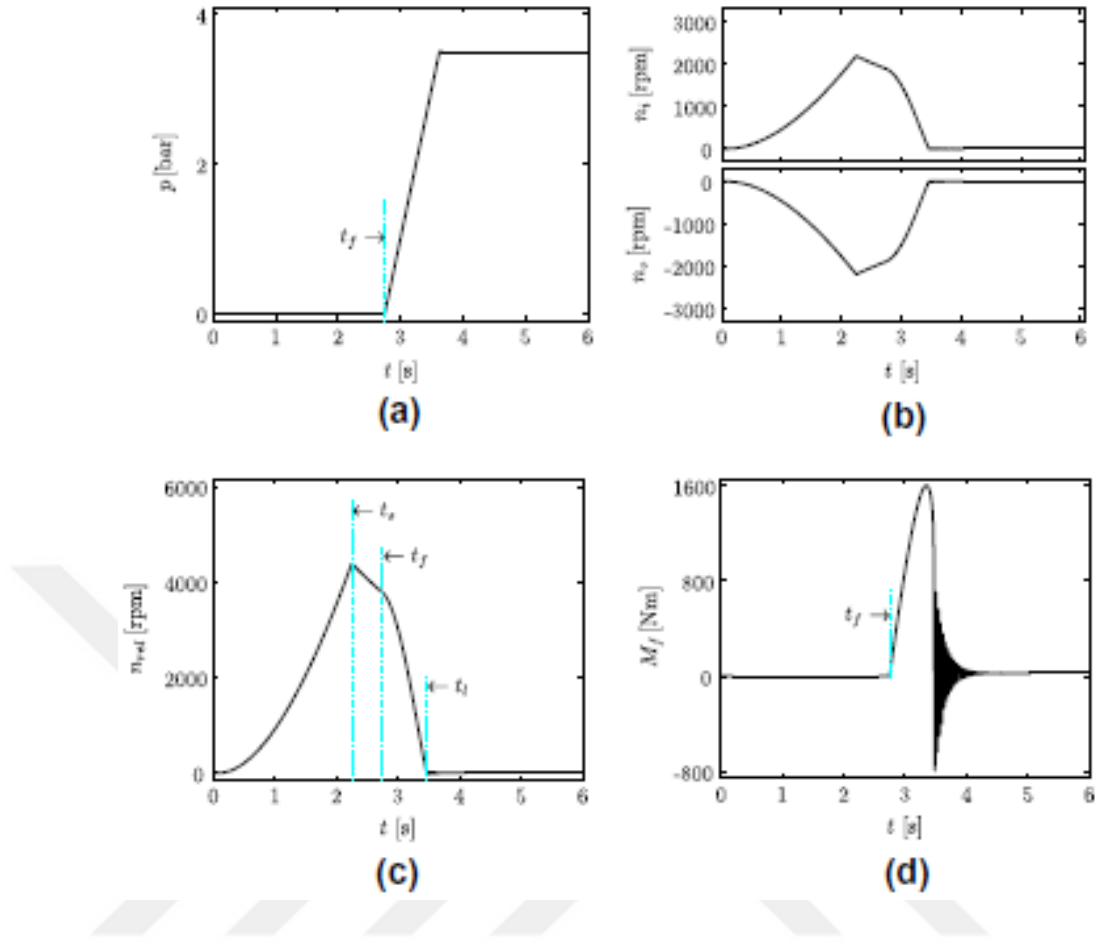
Şekil 2.2 Öngörü ve test sonuçları (Li ve ark. 2015)

Zhigang ve ark. (2016) ıslak kavramaların çalışma sırasında meydana gelen dinamik sıcaklık değişim mekanizmasını Runge-Kutte metodu kullanarak modellemiş, bunun yanı sıra kavrama çalışmasında etkili olan diğer parametrelerdeki (kavrama basıncı, yağ viskozitesi, yüzey pürüzlülükleri vb.) değişim ve etkilerini karşılaştırarak yorumlamışlardır.



Şekil 2.3 Kavrama basıncının sıcaklık üzerine etkisi (Zhigang ve ark. 2016)

Ompusunggu ve ark. (2013) yaptıkları çalışmada dinamik olarak ayırma ve kavrama anında ıslak kavrama balatalarında meydana gelen bozulmalar üzerine yoğunlaşmış ve bu mekanizmaya ait sistemin modelleme ve simülasyon sonuçlarını karşılaştırarak ıslak kavramaların çalışma parametrelerinin etkilerini yorumlamışlardır.

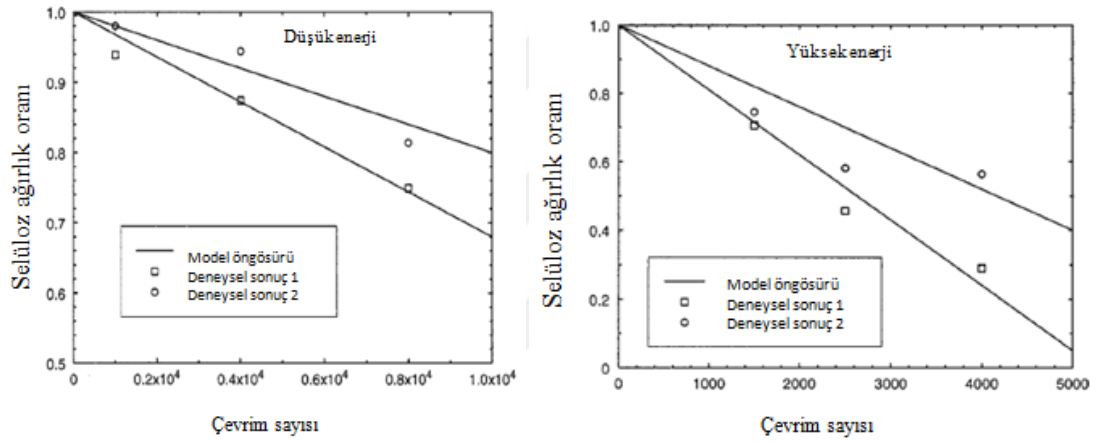


Şekil 2.4 Simülasyon çıktıları a) Uygulanan basınç b) prizdirek milleri giriş ve çıkış devirleri c) giriş ve çıkış prizdirek milleri devir farkları d) sürtünme torku (Ompusunggu ve ark. 2013)

Ost ve ark. (2001) ıslak tip kavramalardaki aşınma karakterini belirlemek için 18590, 11140 ve 30455 çevrimden oluşan üç tane test yapmışlardır. Bu üç testten iki tanesi aşırı titreşim, bir tanesi ise kaza sonucu sonlandırılmıştır. Balatalarda meydana gelen aşınmaların belirlenmesi için test öncesinde ve sonrasında balata kalınlıkları ölçülmüştür. Bu test çevrimleri sonucunda en çok aşınma 18590 çevrimde, en az aşınma ise 11140 çevrimde meydana gelmiştir. Bu çalışmalar sonucunda, aşınmanın belli şartlar altında ve başlangıçta daha hızlı olduğu, kavrama kararlı duruma geldikten sonra aşınmanın daha az olduğu tespit edilmiştir.

Lloyd ve ark. (1988) çalışma koşullarının ıslak kavrama performansı üzerine etkilerini araştırırken aşınma üzerine de incelemelerde bulunmuşlardır. Test, tezgah testi olarak gerçekleştirilmiştir. 100 çevrim ile 500 çevrim sonrasında aşınma miktarı ölçülmüş ve sonuç olarak ataletin, açılal hızın ve enerjinin artmasıyla doğru orantılı olarak aşınmayı arttırdığı gözlemlenmiştir.

Yang ve Lam (1998) yaptıkları çalışmalarda ıslak kavramaların balatalarında kavrama sürecinde meydana gelen termal değişim ve bozulmalar ile sıcaklığın öngörülmesi için matematiksel model geliştirmiş ve geliştirdikleri matematiksel model yapılan deneysel sonuçlarla örtüşmüştür.

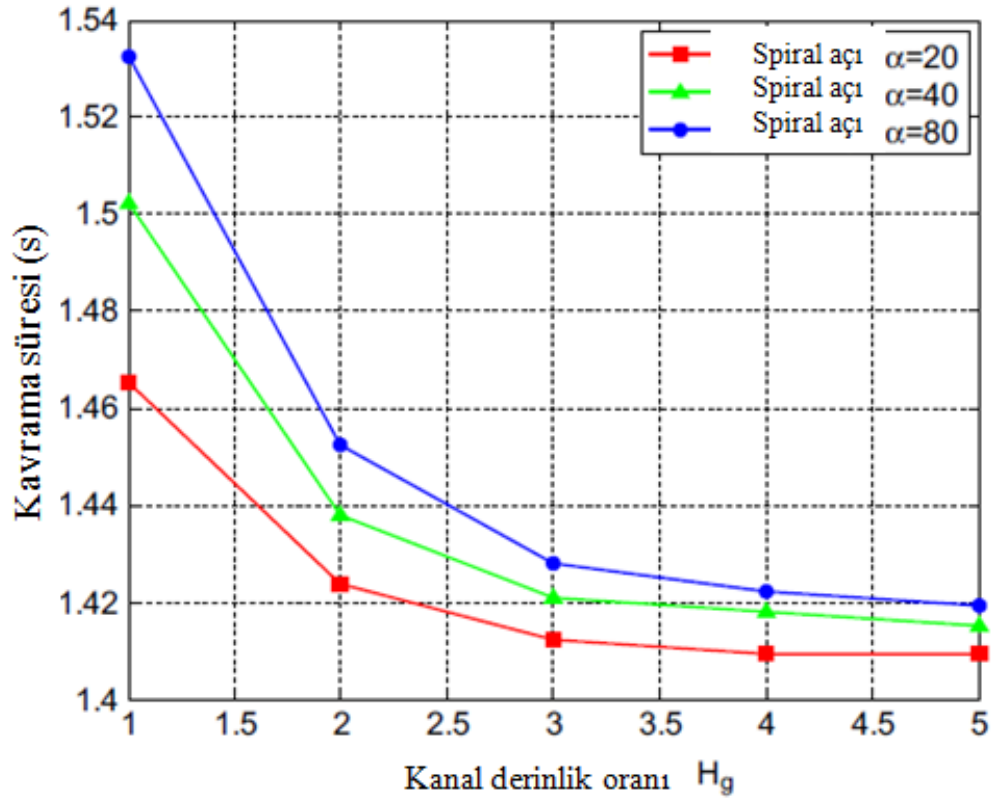


Şekil 2.5 Selüloz fiber ağırlık oranı (Yang ve Lam 1998)

Güneş ve ark. (2012) ıslak kavramalarda sistem tasarımı ve sistem hesapları yapmış ve bu hesapları farklı koşullar altında gerçekleştirdikleri testlerle (Sistem karakteristik testleri, ıslak balata öldürme testleri, yağ soğutucu ve seviye belirleme performans testleri, yağlama basıncı ve verimliliği üzerine testler) karşılaştırmışlardır. Bu sonuçlara göre sistemi oluşturan parçalar üzerinde optimizasyon yapılmış ve yeni nesil traktörlere bu sistemin adaptasyonu açıklanmıştır.

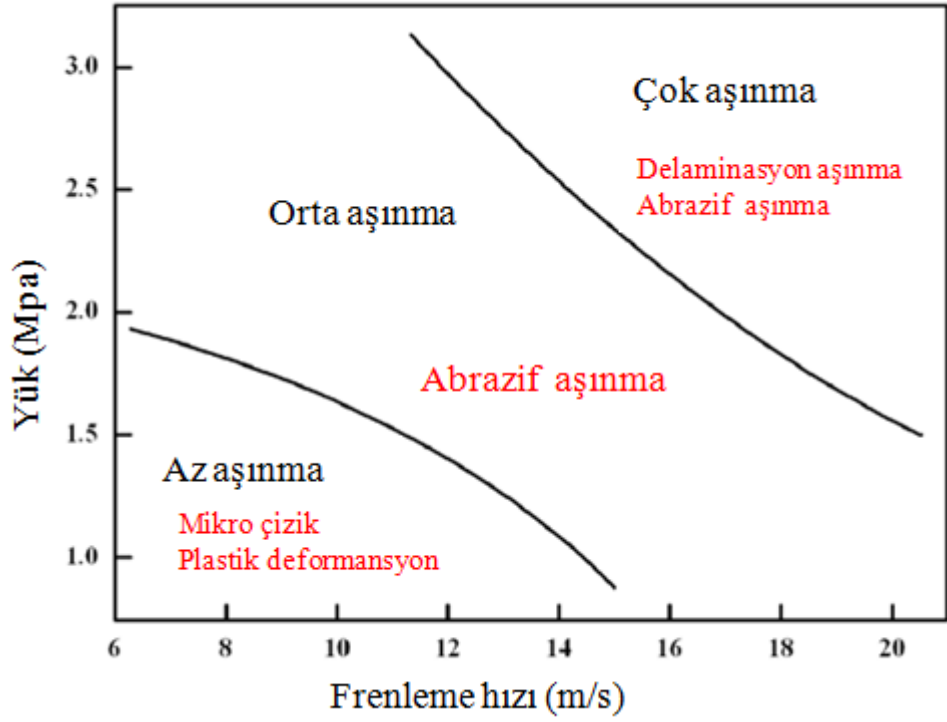
Li ve ark. (2014) ıslak kavramanın bütün kavrama çevrimine ait üç boyutlu termohidrokinamik analizler yapmış ve temas bölgelerindeki durumu modellemişlerdir. Balata üzerindeki farklı geometrilerin etkilerinin araştırıldığı bu çalışma sonucunda,

balatalar üzerindeki desenlerin termal performansı ve dolayısıyla balata ömrünü etkilediğini yorumlamışlardır.



Şekil 2.6 Desen derinliği ve kavrama süresi grafiği (Li ve ark. 2014)

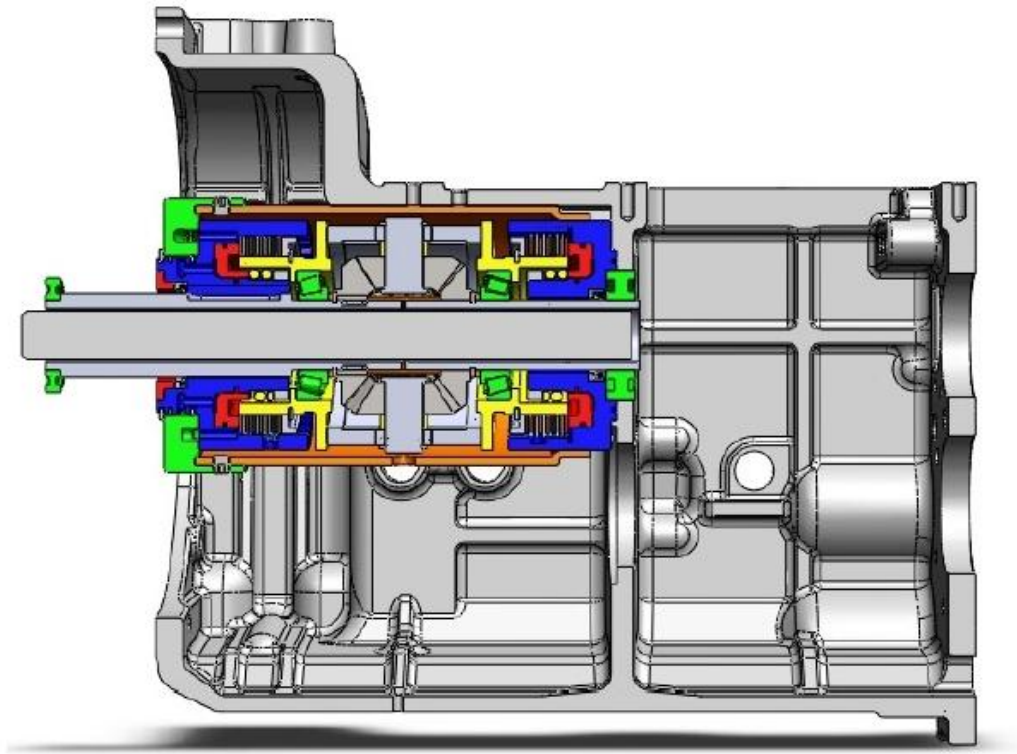
Gong ve ark. (2015) bakır alaşımlı malzemelerin metal yüzeylere karşı aşınma dayanımını test düzeneklerinde yağlama koşulları altında incelemiştir. 1 ila 3 MPa aralığındaki kavrama durumları için aşınma değerleri ölçülmüştür. Çok hafif ve hafif test şartlarındaki aşınmalar lineer olarak değerlendirilmiştir. Aşırı zor yüklemelerde ise plastik deformasyon meydana gelmiştir.



Şekil 2.7 Yük ve frenleme şartlarına göre aşınma durumları (Gong ve ark. 2015)

Islak tip kavramalardaki aşınmalar üzerine yapılmış ilk çalışmalardan birinde Anderson (1972) kavrama anını üç kısımda incelemiştir. İlk faz olarak sıkıştırma fazı belirlenmiş ve bu fazdaki olaylar Reynolds denklemleriyle modellenmiştir. İkinci fazda ise balataların birbirlerine temas anında yüzeylerinin ezildiği ve sürtünme yüzeyindeki gözenekler içerisindeki yağ film tabakasının meydana çıktığı gözlemlenmiştir. Bu esnada hidrodinamik kaldırma kuvveti ile bir miktar soğutma sağlandığı tespit edilmiştir. Bu faz ezme fazı olarak adlandırılmış ve matematiksel olarak modellenmesi üzerine net bir ifade ortaya konulmamıştır. Son faz ise adhezif aşınma fazı olarak belirtilmiş ve yüzeyler arasındaki yağ tabakasının ortadan kaybolduğu ve balata yüzeylerinin birbirlerine doğrudan teması neticesinde kaba aşınmaların oluştuğu görülmüştür. Islak kavramanın çalıştığı bölgeler genellikle bu üç fazda toplanmaktadır. Bu çalışma neticesinde akışkanın da tork iletim kapasitesinde ve ıslak kavrama ömründe önemli bir rol oynadığı belirtilmiştir.

Karan (2012), yaptığı tez çalışmasında yerli bir traktörde kullanılacak olan ileri – geri tahrik sistemli transmisyon grubunun ıslak kavrama ünitesi hakkında araştırmalar yapmış, ıslak kavramanın kullanılacak şanzıman gövdesine uygun olarak tasarımı ve mekanik hesapları (Konik dişli çark hesabı, millere ve yataklara gelen kuvvetlerin hesabı, yay hesabı, kama hesabı) üzerine çalışmıştır. Mekanik hesaplardan sonra tasarımı yapısal ve dinamik analizlerle doğrulamıştır. Bu noktalara ek olarak ürünün gerektirdiği sızdırmazlık özelliği ve üretilebilirliği ile montajlanabilirliğini de dikkate almıştır.



Şekil 2.8 Yerli bir traktörde kullanılacak ıslak kavrama sistem şeması(Karan 2012)

Saito ve ark. (2007) ıslak kavramalarda meydana gelen aşınmaları incelemek üzere çalışmışlardır. Çalışmalarında bütün bir ıslak kavrama ve volan kullanmışlar ve şaft ile bağlantısını sağlamışlardır. Teste başlamadan önce ve test sürerken belirli aralıklarla balata kalınlıklarını ölçmüşlerdir. Test toplamda 30000 kez kavrama yaptırılacak şekilde planlanmış ve her 2000 kavramada balata kalınlıkları ölçülerek aşınmalar kayıt altına alınmıştır. Kavrama basıncının balata aşınmaları üzerindeki etkileri araştırılmıştır.

Basıncın artırılması aşınma miktarına doğrudan ve büyük miktarda etkili olduğu sonucuna varılmıştır. İlk süreçte gerçekleşen aşınmanın gerçek aşınmalar olmadığı, bir süre sonra yük altında çalışan balata gözeneklerinin çökmesiyle gerçek aşınma oranlarının ortaya çıktığı tespit edilmiştir.



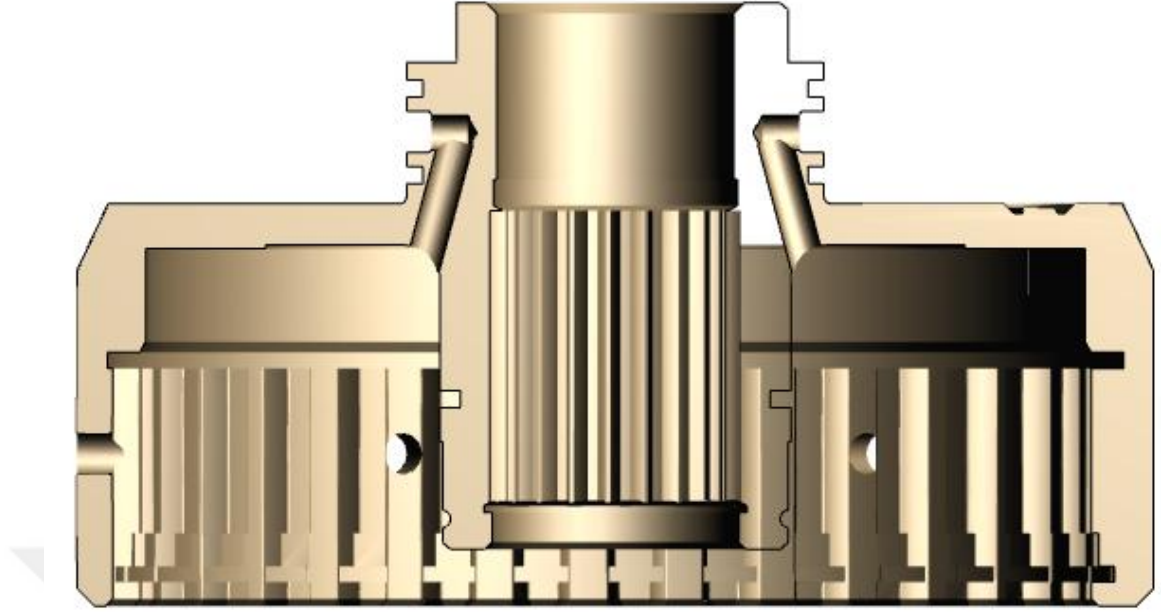
2.2. Islak Kavramalar

Islak kavramaların yaygın olarak kullanıldığı alanlardan biri olan traktörlerin bazı modellerinde kuyruk mili için ıslak kavramalar kullanılmaktadır. Islak kavramaların çalışma prensibinin daha iyi anlaşılması için komple ürünü meydana getiren alt parçaların da iyi anlaşılması gerekmektedir.

2.2.1. Sistem Bileşenleri

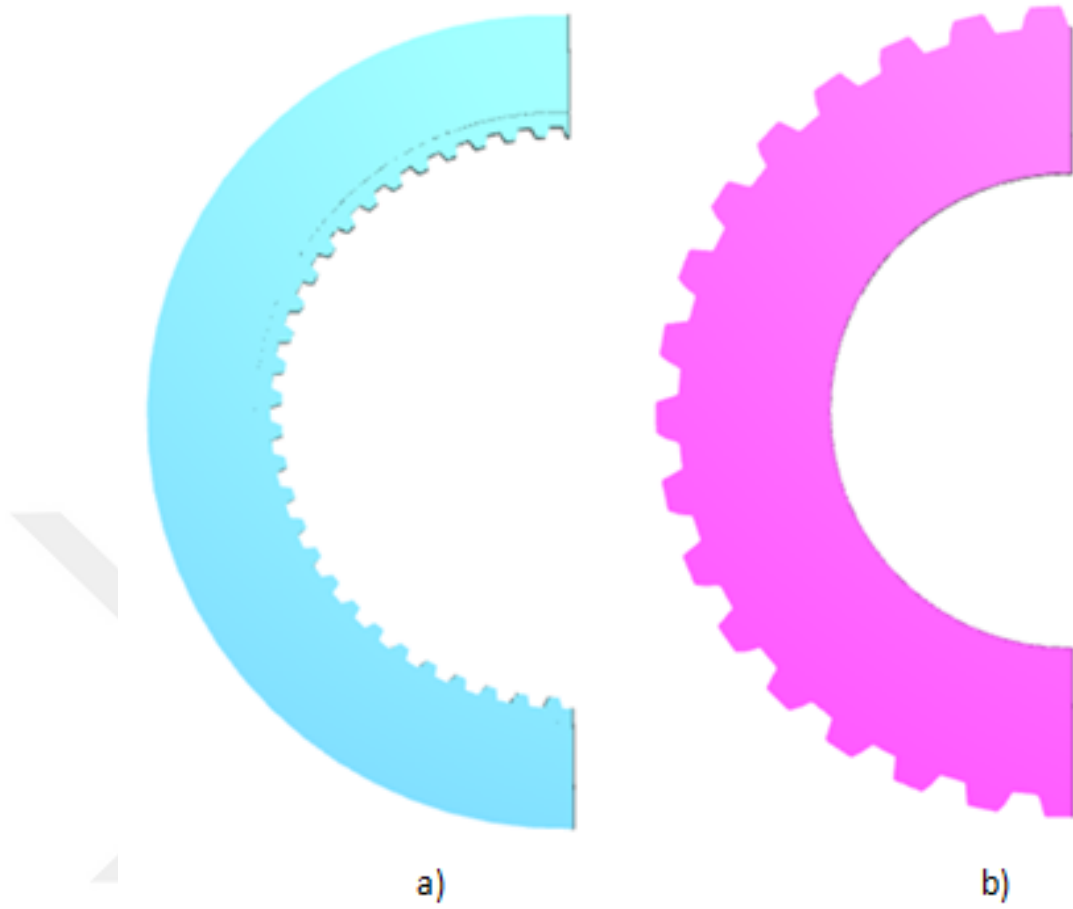
Traktör kuyruk milinin devreye alınıp çıkarılması için kullanılan ıslak tip kavrama bir adet kampana, kampananın içine sıralı olarak yerleştirilmiş metalik disk ve balatalar, kavrama anında balataların sıkışmasını sağlayan hidrolik kuvveti uygulayan piston ve içerisine gömülü vaziyette yağ filtresi, sisteme hidrolik akışkanın giriş yaptığı distribütör, sızdırmazlık elemanları ve yaylardan oluşmaktadır.

Şekil 2.9’da kesit görünüşü verilen kampana, sfero dökme demir GJS 450 malzemedен üretilmektedir. Daha sonra gerekli bölgeler talaş kaldırma yöntemiyle işlendikten sonra parça son şeklini almaktadır. Kesit görünüşte metalik disk ve balata grubunun yerleştirildiği diş profile sahip bölge, hidrolik yağ giriş kanalları, hidrolik yağ tahliye delikleri, sızdırmazlık elemanlarının yuvaları görülebilmektedir.



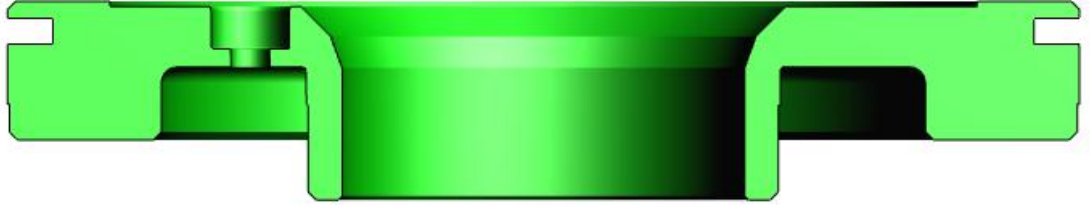
Şekil 2.9. Kampana kesit görünüşü

Bir ıslak kavrama grubunda yedişer adet bulunan balata ve metalik diskler, torkun iletiminde önemli rol oynayan parçalardır. 1,5 mm kalınlığındaki balatalar MS 305 malzemedен üretilmektedir. 1,4 mm kalınlığındaki metalik diskler ise BS1449-CS60 malzemedен üretilmektedir. Metalik disk ve balataların kesit görünüşü Şekil 2.10'da verilmiştir. Piyasada kullanılan farklı firmalara ait ıslak tip kavramalardaki balata ve metalik disk sayıları değişkenlik göstermektedir. Bunun sebebi, ürünün kullanılacağı aplikasyonun tork seviyesi ve çalışma koşullarının değişmesidir. Balatalar ile ilgili daha detaylı bilgi bölüm 2.2.3'te verilecektir.



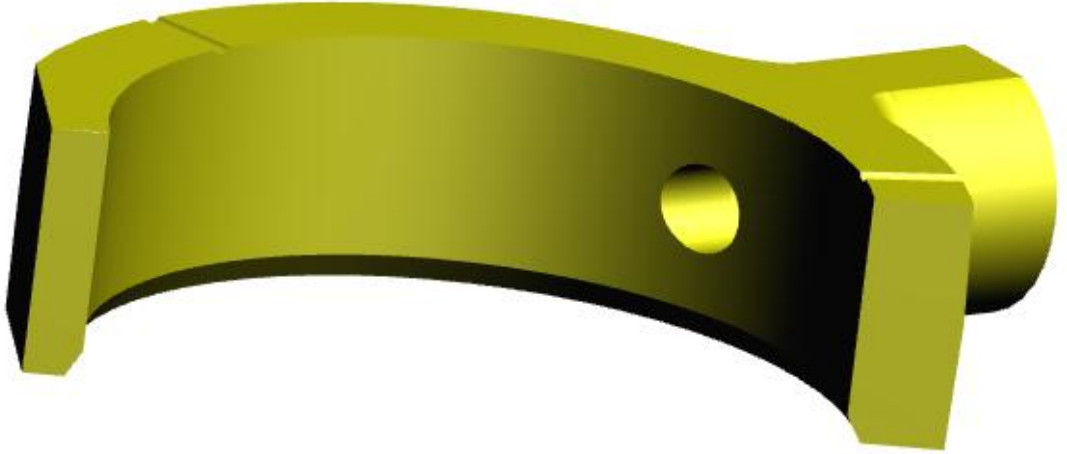
Şekil 2.10. a) Balata b) metalik disk kesit görünüşü

Islak kavramalarda kullanılan bir diğer önemli komponent ise piston ve filtre grubudur. Piston, distribütör ve kampanadaki kanallardan gelen hidrolik yağın basıncının belirli bir miktarını ileri doğru hareket ederek balata ve metalik disk grubunu sıkıştırarak hareket iletimini sağlamaktadır. Sisteme ihtiyaç olandan fazla basınçlı hidrolik yağ gelmesi durumunda piston üzerindeki filtreden yağ tahliye edilerek metalik disk – balata grubunun sağlanması sağlanır ve kavramanın aşırı basınca maruz kalması sonucu oluşabilecek olumsuz sonuçlar engellenmiş olur. Piston GJL 250 malzemedan üretilmekte ve ardından talaş kaldırma ile son ölçüleri verilmektedir. Pistona ait kesit görüntü Şekil 2.11’de verilmiştir.



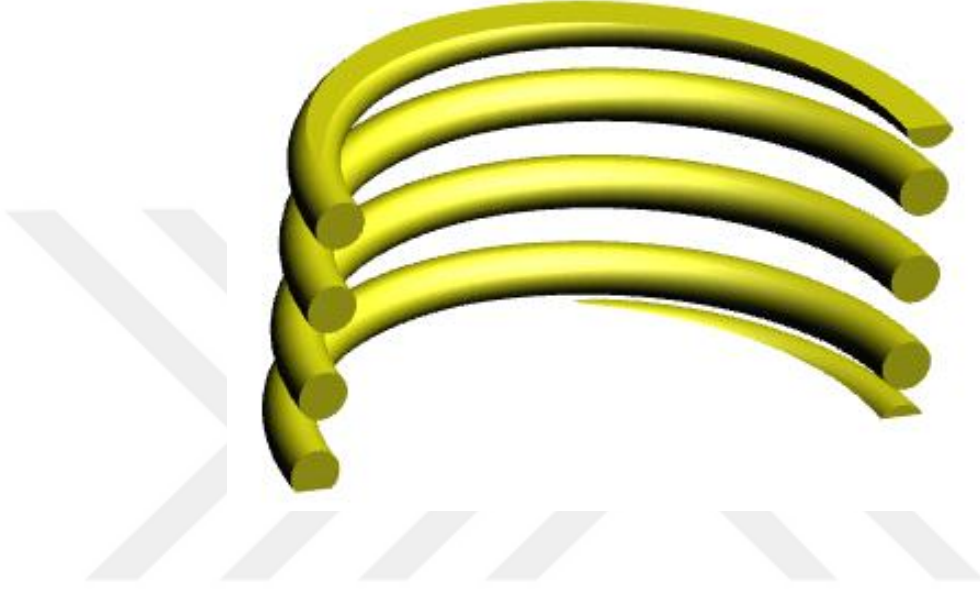
Şekil 2.11. Piston ve filtre kesit görüntüsü

Islak kavramanın dışında konumlanmış olan distribütör parçanın görevi ise ıslak kavramaya giren hidrolik akışkanın homojen bir şekilde giriş yapması ve akışkanda basınç ve açısal hızın etkisiyle oluşabilecek türbülansları engellemektir. Traktörün hidrolik sisteminden gelen hidrolik taşıyıcı boru distribütöre bağlanmakta ve distribütör akışkanı kampana üzerindeki deliklere eşit miktarda gidecek şekilde dağıtmaktadır. Şekil 2.12’de kullanılan distribütöre ait kesit görüntü verilmiştir.



Şekil 2.12. Distribütör kesit görüntüsü

Ayrırma durumunda hidrolik akışkanın basıncıyla birlikte sıkıştırılan balata ve metalik disk grubunun üzerindeki piston kuvveti kalkacak ve hareket iletimi duracaktır. Fakat bu işlemin kendiliğinden olması uzun süreler almaktadır. Bu yüzden sistemdeki hidrolik basıncı kesildiğinde ayırmanın daha çabuk gerçekleşmesi için ıslak kavrama içerisinde bir adet sarmal yay bulunmaktadır. Bu yaya ait kesit görüntü Şekil 2.13’de verilmiştir.



Şekil 2.13 Sarmal yay kesit görüntüsü

Islak kavramalar hidrolik yağ basıncına göre çalıştığı için tüm traktör hidrolik sistemi düşünüldüğünde sistem üzerinde basınç kayıplarını ve yap sızıntılarının minimum seviyede tutulması gerekmektedir. Bu durum için kullanılan sızdırmazlık elemanları ve giriş – çıkış millerinin konumlandırılması için kullanılan segmanlar Şekil 2.14’te görülmektedir.



Şekil 2.14. Sızdırmazlık elemanları ve segmanlar

2.2.2. Sürtünme ve Aşınma

Islak tip kavramalara giderek artan talebin sebeplerinden bir tanesi kuru kavramalara göre kullanımda daha konforlu bir sürüş imkanı vermesidir. Bu konforun sağlanması için ıslak tip kavramanın tasarımında çok dikkatli davranılmalı ve her açıdan tasarım değerlendirilmelidir. Bu tasarım sürecinde dikkate alınması gereken ilk nokta sürtünmelerdir. Balatalardaki aşınmalara sebep olan sürtünme fenomeni, birbiriyle temas halinde olan iki yüzeyin göreceli hareket etmesidir. Sürtünme olayının matematiksel ifadesi aşağıdaki gibidir:

$$F = \mu F_d \quad (2.1)$$

Burada F sürtünme kuvveti olmak üzere, μ sürtünme katsayısı ve F_d ise hareket düzlemine dik olan kuvvettir. Göreceli hareket eden iki yüzey arasında oluşan sürtünme

nedeniyle sıcaklık yükselişi ve ısınma, aşınma ve enerji kaybı oluşur. Sürtünme sebebiyle ısınan yüzeylerdeki ısınma miktarı Q ise:

$$Q = \mu F_d v \quad (2.2)$$

İki yüzey arasındaki kayma hızını ifade eden v parametresi göstermektedir ki ıslak kavramalar gibi yüksek hızlarda ve sürtünme ile çalışan uygulamalarda açığa çıkan sıcaklık değerleri ileri seviyelerde olacaktır. Sürtünmenin sonuçlarından bir tanesi aşınma olacaktır.

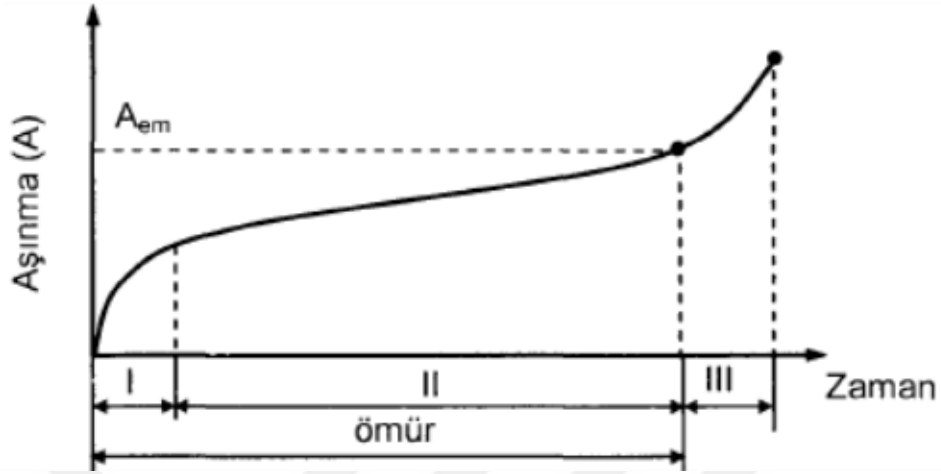
Aşınma, birbirine temas eden ve birbirleriyle göreceli hareket eden sürtünme halindeki cisimlerin yüzeylerinde sürtünme etkisiyle meydana gelen ve istenilmeyen malzeme kaybıdır. Bunun sonucunda makine elemanları giderek aşınır ve fonksiyonlarını sağlıklı olarak yerine getiremez duruma gelirler.

Aşınmaya etki eden faktörler dört ana başlık altında toplanabilir:

- a) Ana malzemeye bağlı faktörler (Malzeme sertliği, kristal yapısı, yüzey pürüzlülüğü, elastisite modülü, malzemenin boyu, deformasyon davranışı)
- b) Çalışma koşulları (Sıcaklık, nem, atmosfer)
- c) Ortamın etkisi (Basınç, hız, kayma yolu)
- d) Karşı malzemeye bağlı faktörler

Aşınmalar oluş sürelerine göre zamanla gelişen aşınmalar ve ani oluşan aşınmalar olarak ikiye ayrılmaktadırlar. Zamanla oluşan aşınmalar, parçanın çalışma sürecine bağlı olarak üç bölümden meydana gelir. Rodaj bölgesinde (I) parça henüz ömür başındadır ve birbirine alıştırmaya sürecindedir. Bu süreçte aşınmalar yavaş oluşmaktadır çünkü parçalar yüksüz ve normalden daha düşük hızlarda çalıştırılmaktadır. Daha sonra esas çalışma bölgesine (II) geçen parçalar, uzun süre boyunca gittikçe artan aşınmalara maruz kalırlar ve bu artış şiddetli aşınma bölgesine (III) geldiğinde aşınma değerleri de üçüncü bölgedeki gibi bir seyir izler. Üçüncü bölge parçanın akma sınırını geçtiği bölge

olarak kabul edilir ve bu noktadan sonrası için parçanın ömrünü tamamladığı kabul edilir.



Şekil 2.15. Aşınma zaman grafiği

Aşınmalar oluşma mekanizmalarına göre farklı isimler alırlar. Bu gruplandırma yapılırken yüzeylerin birbirine temas şartlarının iyi tanımlanmış durumlarda gerçekleşmesi baz alınır. Temel aşınma mekanizmaları olarak adhezif aşınma, abrazif aşınma, korozif aşınma ve yorulma kabul edilmektedir.

Adhezif aşınma, birbirine temas eden cisimlerin gerçek temas yüzeyleri minimum seviyelerde olduğundan çok küçük yüklerde dahi yüksek basınç altındadırlar. Bu durumda malzemeler plastik deformasyona uğrayarak birbirine gerçek temas yüzeylerinden mikro kaynak ile bağlanırlar. Bu sırada iki cisim arasında devam eden izafi hareket sonucu kaynak bağı kopar ve sonuçta cismin birinden malzeme eksilmesi oluşur. Abrazif aşınma, birbirine göre izafi hareket yapan iki cisim arasına çevre etkisiyle yabancı sert parçacıkların girmesi ve bu parçacıkların yumuşak yüzeye gömülerek sert yüzeyden sanki eğelercesine veya zımparalarcasına malzeme kaldırmasıyla kendini gösteren bir aşınma türüdür. Sert parçacıklar gömüldükleri yüzeyde de tahribat yaparlar ve yüzeyi hareket yönünde çizerler. Korozyon, metal veya metal alaşımlarının oksitlenme veya diğer kimyasal etkiler sonucunda aşınma durumudur. Demirin paslanması, alüminyumun oksitlenmesi korozyona örnek olarak verilebilir. Yorulma ise dişli çark sistemleri, rulmanlı yataklar, kam mekanizmaları gibi

birbirleriyle sürekli temas halindeki yüzeylerde sıkça görülen bir aşınma türüdür. Bu tür makine elemanlarında temas alanları küçük olduğundan temas yüzeylerinde Hertz basınçları meydana gelir. Bu basınçlar sonucu yüzeyin hemen altında kayma gerilmelerine sebebiyet verir. Kayma gerilmelerinin maksimum olduğu noktada plastik deformasyon meydana gelir. Bu deformasyon zamanla yüzeye ilerleyerek yüzeyde çukurcuklar meydana getirir. Bu olaya yorulma aşınması denir.

Aşınmada birçok faktör etkili olduğundan tutarlı ve doğru sonuçlar veren matematiksel modelinin kurulması oldukça zordur. Buna rağmen günümüzde matematiksel modelin kurulması ve iyileştirilmesi için çalışmalar devam etmektedir. Aşınmanın matematiksel modellenmesi için en yaygın kullanılan ifade Archard'ın aşınma denklemidir. Bu denklem aşağıdaki gibidir:

$$h_i = k_i p s \quad (2.3)$$

Bu ifadede h_i yüzeyden aşınma ile ayrılan malzeme miktarının yüksekliği, p basınç, s yüzeyler arasındaki kayma mesafesi ve k_i ise sistemin aşınma oranını belirleyen katsayıdır. Yapılan deneysel çalışmalarda deney boyunca uygulanan kuvvet sabit, temas yüzey alanı ise değişken olarak kabul edilmektedir. Bu durum ancak düz yüzey üzerinde topun yuvarlanması ve bu esnada değişken basıncın uygulanması ile meydana gelir. Eğer 2.3 denklemi temas alanı ile çarpılacak olursa denklemin son hali aşağıdaki gibi olur:

$$V_i = k_i F_d s \quad (2.4)$$

Yeni denklemde aşınan malzeme yüksekliği yerine aşınan malzeme hacmi V_i ve basınç yerine de normal kuvvet F_d yer almaktadır.

2.2.3 Balata Çeşitleri

Islak kavramalar içerisinde yer alan balatalar kompozit yapıya sahiptirler. Çekirdek yapıları çelik halkadan oluşur ve iki yüzeyine sürtünme malzemeleri (balatalar) eklenerek kullanılırlar.

Geçmiş dönemlerde balata malzemesi olarak asbestos içerikli yapılar kullanılmaktayken, gelişen teknoloji ve asbestos malzemesinin insan sağlığına olan zararlarının bulunmasıyla bu içerikteki balataların kullanımı yasaklanmıştır. Günümüzde kullanılan ıslak tip kavramalarda iki ana çeşit sürtünme malzemesi kullanılmaktadır. Bunlardan bir tanesi kağıt bazlı sürtünme malzemesidir. Bu tip balata genellikle selüloz ile dolgu malzemelerinin (grafit, resin vb.) birleşiminden oluşmaktadır. Kağıt bazlı sürtünme malzemelerinden beklenen mekanik ve termal dayanım özelliklerinin artırılması için yapılan bilimsel çalışmalar halen devam etmektedir. Yapılan iyileştirmelerin en belirgin çıktıları olarak ıslak tip kavramalardaki tork iletim kapasitesinin artması ve ıslak kavrama boyutlarının küçülmesi söylenebilir. Halen balata üreticileri beklenen mekanik ve termal özelliklerin iyileştirilmesi için balataların malzemelerinde değişiklikler yaparak araştırmalar yapmaktadırlar. Kağıt bazlı balataların dayanımının artırılması için kullanılan bir diğer yöntem ise yüksek mekanik dayanım ve termal kapasite artırımına olumlu katkılarının olduğu bilinen karbon lifli malzeme bütünlüğünün güçlendirilmesidir. Bunun yanında karbon lifli malzemelerin, konvansiyonel balatalarda kullanılan diğer lifli malzemelere göre birim fiyatı daha yüksektir. Karbon lifli malzemeye alternatif olarak günümüzde aramid bazlı lifler de kullanılmaktadır.

Sürtünme malzemesi olarak kullanılan diğer bir çeşit ise sinter – bronz balatalardır. Bu tip ürünlerin üretiminde ilk olarak çelik disk bronz toz ve belirlenen dolgu malzemeleriyle kaplanır. Daha sonra bronz toz ile kaplanmış çelik disk, sinterleme için fırına atılır ve son olarak yağ kanallarında bekletilir. Sinter – bronz balataların kullanım alanları, yüksek termal dayanıma gereksinim olan ve ısı iletim katsayısının yüksek olması beklenen uygulamalardır. Uzun süreler sürtünmeli olarak çalışan malzemelerin

ihtiyacı olan yüksek ısı iletim katsayıları ve ısı absorbe etme kapasitesi sinter – bronz balatalar sayesinde karşılanmaktadır.

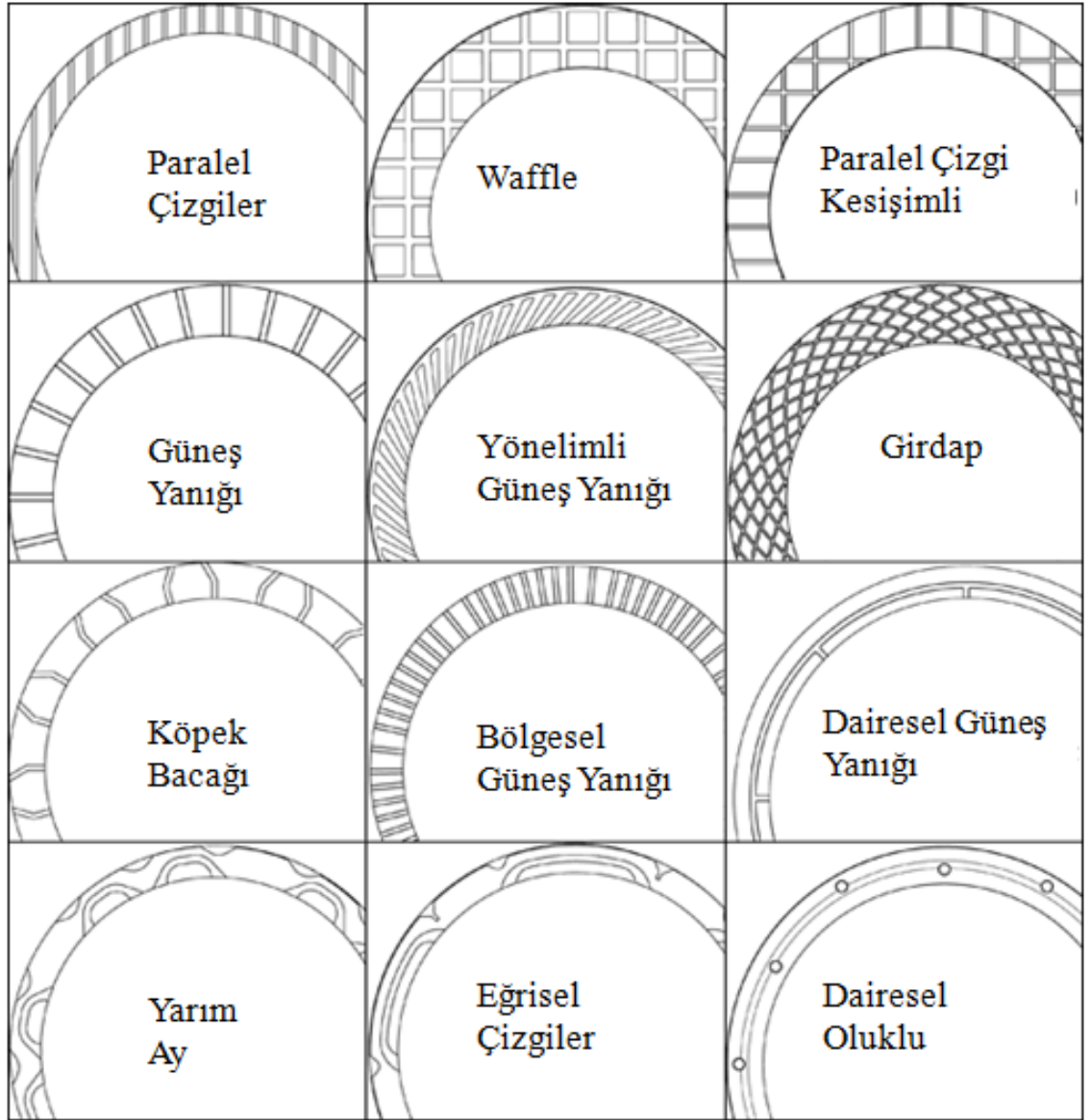
Yukarıda bahsedilen iki ana balata malzemesi dışında da sürtünme malzemesi olarak kullanılan farklı malzemeler vardır. Örneğin ileri mühendislik uygulamalarında sürtünme malzemesi olarak seramik malzemeler kullanılmakta ve bu tip malzemelerin araştırılması ve geliştirilmesi için çalışmalar devam etmektedir.

Kullanılan geleneksel balataların ortak bir özelliği ise yüzey yapılarının gözenekli olmasıdır. Bu gözenekli yapı sayesinde sistemde kullanılan yağlayıcı madde, balatalar arasında hareket edebilmektedir. Bu özelliğin bir sonucu olarak balataların geçirgenliği sayesinde akışkanı ilettiği söylenebilir. Islak kavramaların ayırma ve kavrama süreçleri incelendiğinde belirtilen akışkanın sıkışma ve tahliye edilme fazları olduğundan, ıslak tip kavramalar üzerine çalışan araştırmacılar için bu özellik oldukça ilgi çekici olmuştur. Marklund ve ark. (2008) yaptıkları çalışmalarda balata malzemelerinin geçirgenlikleri ve bu geçirgenliğin ölçüm metotlarını incelemişler ve sonuçlar ortaya koymuşlardır.

Sürtünme malzemesinin geçirgenliği aynı zamanda balata içerisinde yağ depolama miktarını da belirlemektedir. Yapılan çalışmalar sonucunda sürtünme malzemesinin geçirgenliğinin balata performansına doğrudan etkili olduğu belirlenmiştir.

Balataların yüzeylerinin desenli yapıda olmasının birden fazla amacı vardır. Bu amaçlardan ilki, kavrama durumunda bile yağın, balata üzerindeki kanalları kullanarak yüzeyler arasında hareket edebilmesidir. Kanalsız balata tasarımlarında akışkan balata deliklerinden geçmeye zorlanacak ve bu durum da akışkan hızının çok olduğu durumlarda kavrama stabilitesini bozacaktır. Kavrama durumunda balata yüzeylerinde akışkanın dolaşabilmesi, ortamın soğutulmasında da etkilidir çünkü kavrama anında açığa yüksek sıcaklıklar çıkmaktadır. Bir başka etkisi ise ayırma durumunda akışkan hareketinin düzensiz olmasıdır. Bu düzensizlik diskler arasındaki bölgeye hava girmesine imkan sağlayacak ve bu da sürtünme kayıplarının azalmasına pozitif katkı sağlayacaktır.

Disk yüzey desenleri çok farklı şekillerde olabilir. Geçmişten günümüze kullanılmış ve halen kullanılmakta olana balata yüzey desenleri Şekil 2.16'da görülmektedir.



Şekil 2.16. Farklı balata desenleri

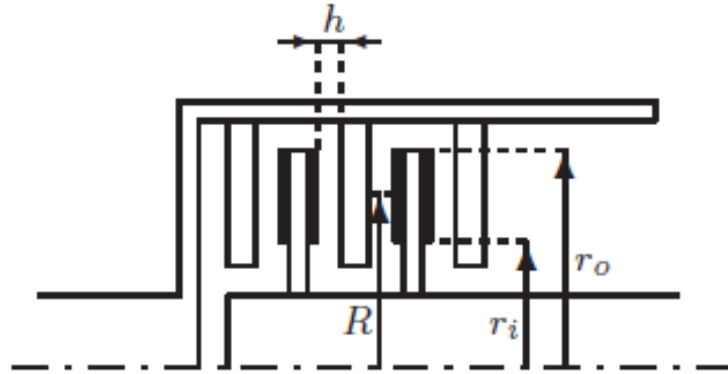
Balatalar kadar önemli olan bir diğer komponent ise metalik disklerdir. Metalik disklerin yüzey pürüzlülük değerleri balataların aşınma karakteristiğine ve kavrama dayanıklılığına etki etmektedir. Newcomb ve Spurr (1973) tarafından yapılan çalışmada metalik disklerden beklenen özellikler belirlenmiş ve yorumlanmıştır. Metalik disk seçiminde her ne kadar teknik özellikler önemli olsa da maliyet ve üretilebilirlik ön plana çıkmaktadır. Tüm bu özelliklerin optimum çözümü olarak orta ve yüksek karbonlu çelikler iyi bir performans sergileyerek ön plana çıkmaktadır.

2.2.4. Kalıcı Tork

Akışkan ile doldurulmuş kavrama, ayırma durumuna geçtiğinde bile viskoz torku ile dönmeye devam eder. Bu ise istenmeyen yük kayıplarına ve motordan üretilen hareketin kavrama vasıtasıyla iletimi olmasa bile yakıt tüketiminin artmasına neden olmaktadır. Kalıcı torkun hesabı için kullanılan matematiksel ifade 2.5'te gösterilmiştir:

$$T_k = \frac{AR\rho\pi(r_o^2 - r_i^2)R\omega}{h} \quad (2.5)$$

Bazı geometrik parametreler Şekil 2.17'de verilmiştir. Bunlara ilave olarak A balata yüzey adedi, ω açısal dönme hızı ve ρ ise kavrama içerisindeki akışkanın viskozitesidir. Verilen 2.5 denklemini kavramanın tüm çalışma şartları için geçerli değildir. Fakat kalıcı torkun azaltılma ile ilgili yapılan çalışmalarda kalıcı torkun nasıl azaltılacağı hakkında önemli fikirler vermektedir. Kalıcı tork nedeniyle yaşanan kayıpları azaltmak için kullanılacak yöntemler, kavrama boyutlarının küçültülmesi, sürtünme ara yüzlerinin azaltılması ya da akışkan viskozitesinin azaltılmasıdır. Bu parametreler arasında en etkili olan yöntem kavrama boyutlarının küçültülmesidir. Çünkü formülün birkaç yerinde çap ifadesi geçmektedir. Kalıcı tork azaltma çalışmaları yapılırken kavramanın tork iletim kapasitesinde yaşanacak düşüşler de hesaba katılmalı ve optimum durum için hesaplamalar ve tasarımlar yapılmalıdır.



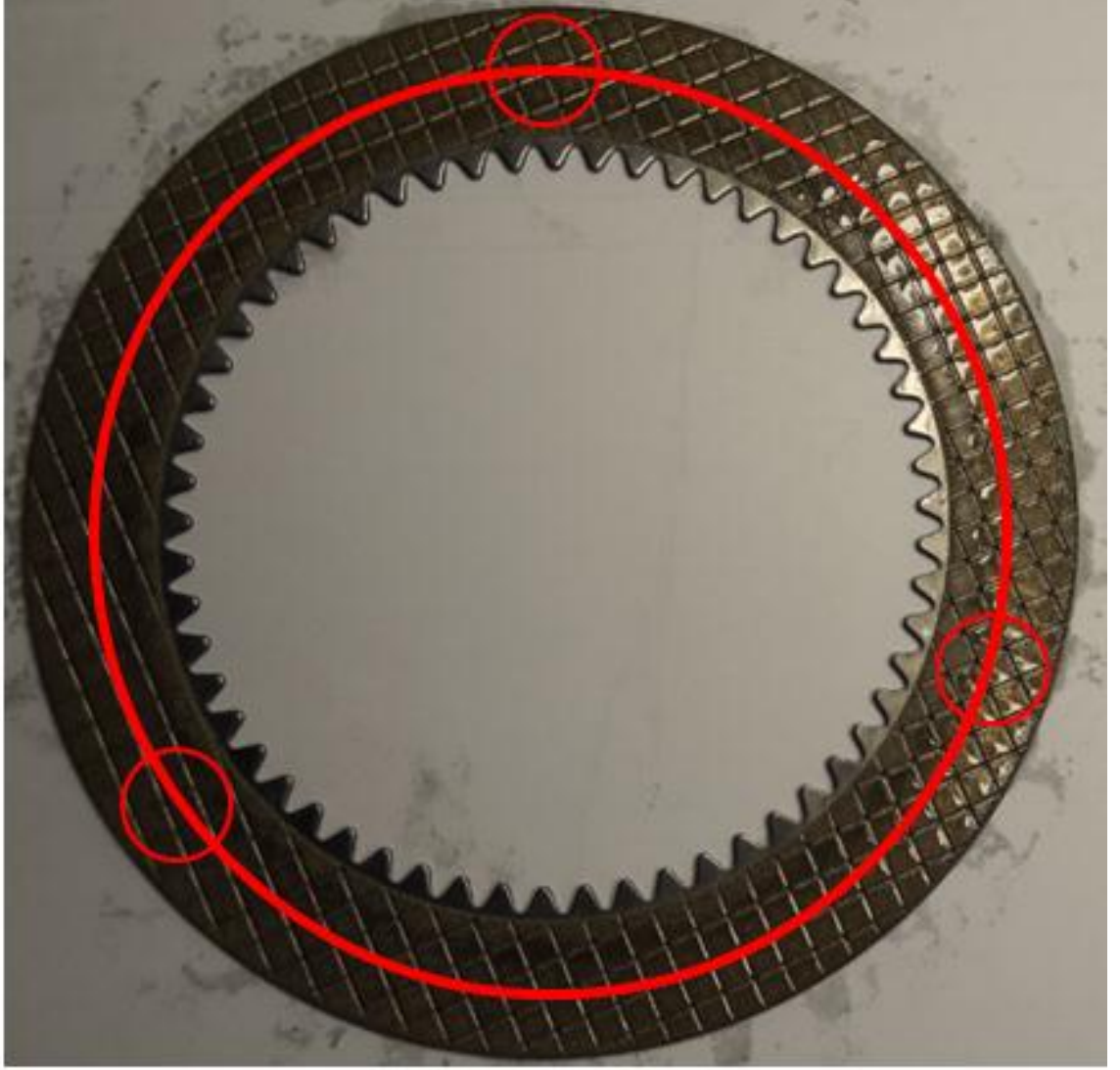
Şekil 2.17. Kalıcı torku etkileyen geometrik parametreler (Lingesten 2012)

3.MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada, daha önceki çalışmalardan farklı olarak, bir traktörün alternatörü üzerine yerleştirilen hız sensörü ile motor devri, kuyruk mili çıkışına yerleştirilen devir sensörü ile çıkış mili devri ölçülmüştür. Hidrolik hattına yerleştirilen sensörler vasıtasıyla da sistemdeki oransal valfin sağlamış olduğu basınç ve hidrolik akışkanın sıcaklık bilgisi ölçülmüş ve kaydedilmiştir. Kavramanın iletebileceği tork değeri ile ilgili hesaplamalar yapılmıştır. Giriş mili devri ile iki mil arasındaki devir farklarına göre her bir kaçırma süresi kabaca belirlenmiş daha sonra bu bölgenin grafiği çizdirilerek daha detaylı olarak kaçırma periyodu belirlenmiştir. Ardından iki mil arasındaki hız farkı ve torka bağlı olarak anlık açığa çıkan enerji miktarı hesaplanmıştır. Her bir çevrim için açığa çıkan enerji miktarından yola çıkılarak toplam enerji değeri belirlenmiş ve balatalarda meydana gelen aşınma miktarı ile bağdaştırılarak test edilen koşullar altında balataların toplam aşınma kapasitesine göre kavramanın termal dayanım performansı incelenmiştir.

3.1. Test öncesi hazırlıklar ve ölçümler

Yapılan bu tez çalışmasında traktör kuyruk milinde kullanılan ıslak tip kavramalarda farklı yük koşulları altında kavrama esnasında açığa çıkan enerji miktarının ölçülmesi, ölçülen bu değerler ile balatalarda meydana gelen toplam aşınma miktarlarının korelasyonu yapılarak, toplam balata aşınma kapasitesi gözetilerek ıslak kavrama için ömür belirlenmesi hedeflenmiştir. Bu doğrultuda ilk olarak traktör üzerinde yapılacak olan testte kullanılacak ıslak tip kavrama içerisinde yer alacak olan balataların test öncesi kalınlıkları ölçülmüştür. 1 mikron hassasiyete sahip düz uçlu mikrometre ile her bir balatanın üç farklı bölgesinden ve ortalama çapından kalınlıkları ölçülmüştür. Balatanın ölçüm bölgeleri Şekil 3.1’de gösterilmiştir.



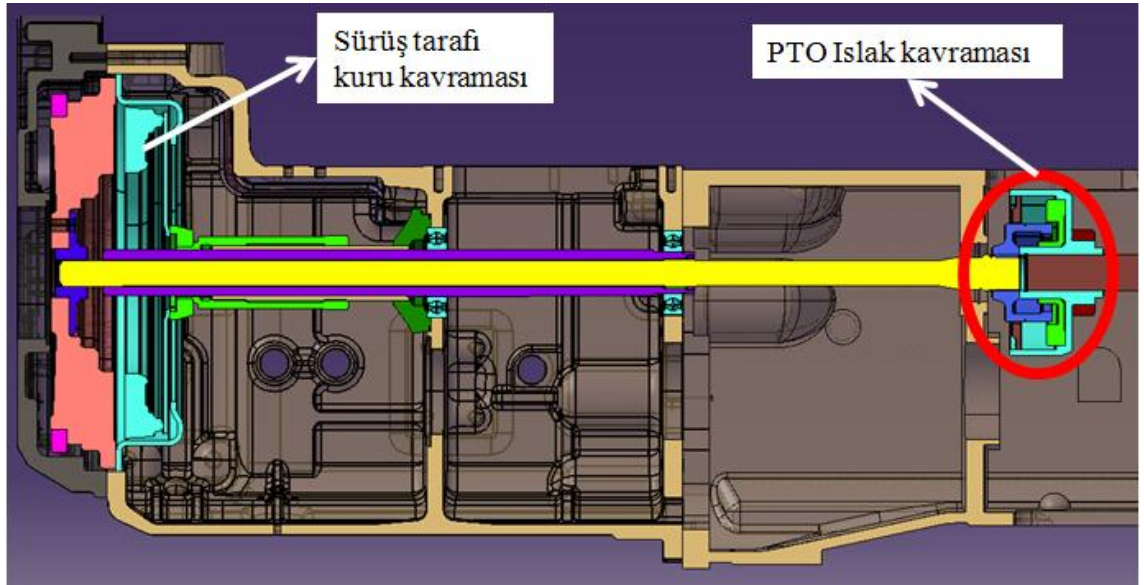
Şekil 3.1. Balata kalınlık ölçüm noktaları

Bu ölçüm sonucunda bulunan maksimum ve minimum değerlerin ortalaması balata kalınlığı olarak kabul edilmiştir. Balata yüzeyleri pürüzlü yapıya sahip olduğu için düz uçlu mikrometre ile ölçüm yapılması tercih edilmiştir. Test öncesi yapılan ölçüm sonucunda bulunan balata kalınlık değerleri Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Test öncesi balataların kalınlıkları

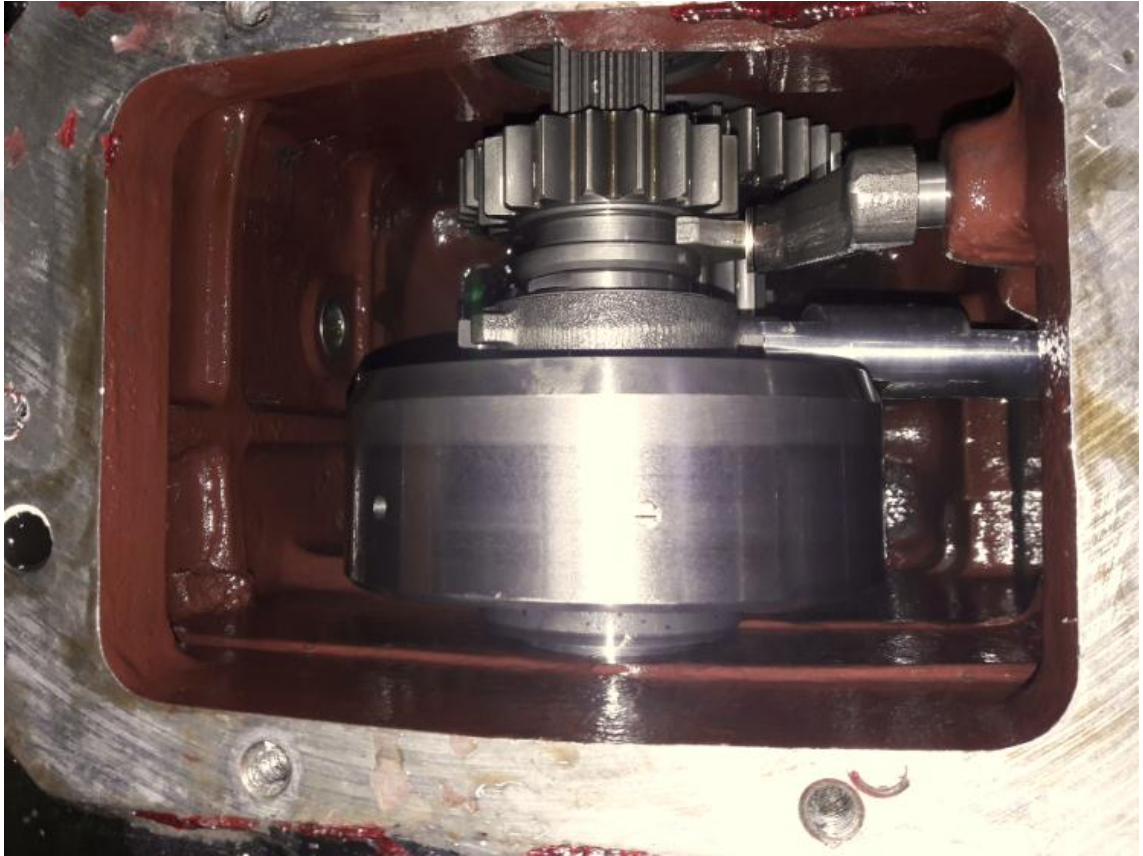
Balata No	Min. Kalınlık	Maks. Kalınlık	Ortalama
Balata 1	1,481	1.483	1.482
Balata 2	1.474	1.489	1.481
Balata 3	1.469	1.480	1.474
Balata 4	1.494	1.476	1.485
Balata 5	1.482	1.489	1.485
Balata 6	1.485	1.492	1.488
Balata 7	1.470	1.483	1.476

Balatalar, kalınlık ölçüm işlemleri bittikten sonra numaralandırılmış ve yedi numaralı balata pistona en yakın olacak şekilde ıslak kavramanın tüm parçaları yerleştirilmiştir. Islak kavramanın montaj sonrasında kalite ölçümleri yapılmış, herhangi bir yağ kaçağının olmadığı ve parçanın fonksiyonel olarak görevini yerine getirdiği kontrol edilmiştir. Daha sonra parça, test için kullanılacak traktör servisine gönderilmiş ve traktör üzerine parçanın montajı yapılmıştır. Test yapılan traktöre ait T- gövde sistem şeması Şekil 3.2’de verilmiştir.



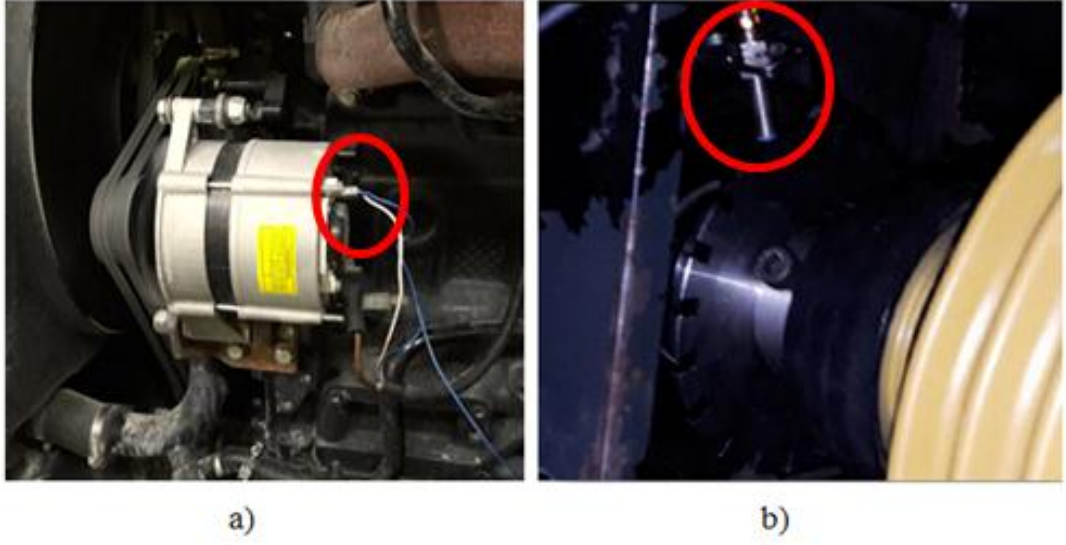
Şekil 3.2. Traktör sistem şeması

Islak kavramanın aktivasyonu ve soğutması için Terrac transmisyon yağı S.80W kullanılmıştır. Transmisyon yağı haznesi olarak ıslak kavramanın çalıştığı hacim kullanılmaktadır. Bu nedenle ıslak kavrama da bu yağa gömülü olarak çalışmaktadır. Sistemde devir daim eden transmisyon yağ miktarı 53 litredir. Islak kavramanın traktör T-gövdesinin içerisinde çalıştığı kısım Şekil 3.3'te verilmiştir.



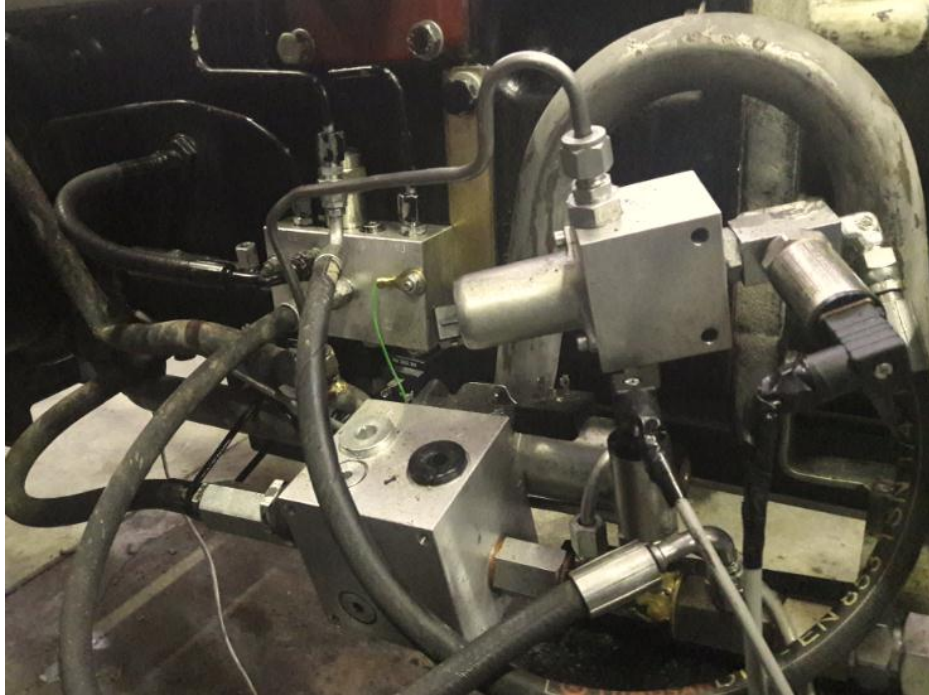
Şekil 3.3. Islak kavrama çalışma bölgesi

Islak kavramanın traktöre montajı tamamlandıktan sonra sensörler yerleştirilmiştir. Verilen (3.1) enerji denklemine göre, kavrama anında açığa çıkan enerjinin hesaplanabilmesi için ıslak kavramanın giriş ve çıkış millerindeki açısal hızlar, hidrolik yağ basıncı ve hidrolik yağ sıcaklık değerleri sensörler vasıtasıyla ölçülmüştür. Alternatöre ve kuyruk mili çıkışına yerleştirilen manyetik hız sensörleri sayesinde açısal hızlar ölçülmüştür. Yerleştirilen manyetik hız sensörleri Şekil 3.4'te gösterilmiştir.



Şekil 3.4. a) Alternatör hız sensörü b) PTO çıkış hız sensörü

Daha sonra traktörün hidrolik boruları üzerine basınç ve sıcaklık sensörleri yerleştirilmiş, gerekli kontrol ve kalibrasyonlar yapılarak tüm sensörlerin doğru çalıştıkları tespit edilmiştir. Basınç ve sıcaklık sensörleri Şekil 3.5’de gösterilmiştir.



Şekil 3.5. Basınç ve sıcaklık sensörleri

Traktörlerde kuyruk miline bağlanan zirai ekipmanların simülasyonu için test sırasında froment marka sigma 4 model bir dinamometre kullanılmıştır. Dinamometre tork kapasitesi 800Nm seviyelerindedir. Dinamometre traktör kuyruk miline bağlanmış vaziyette, elektronik kontrol ünitesinden girilen komutlar çerçevesinde kuyruk milinin serbest dönmesine karşılık direngenlik göstermektedir. Kurulan test düzeneğinde kullanılan dinamometre Şekil 3.6’da verilmiştir.



Şekil 3.6. Test süresince kullanılan dinamometre

3.2 Test Koşulları

Traktörlerin kullanım profilleri incelendiğinde, farklı ekipmanlarla ve farklı şartlarda çalıştıkları dikkat çekmektedir. Zirai ekipmanlara verilen adlar ve kullanılan terminoloji bozukluğu nedeniyle traktörler ile birlikte kullanılan ekipmanların net bir şekilde belirlenmesinde güçlükler yaşanmaktadır. Temel işlemler baz alınarak oluşturulmuş

Çizelge 3.2’de Türkiye’deki tarımsal bölgelere göre ekipman sayıları ve traktör başına kaç adet düştüğü verilmiştir.

Çizelge 3.2. Tarım bölgelerine göre zirai ekipman sayıları (TUİK, 2010)

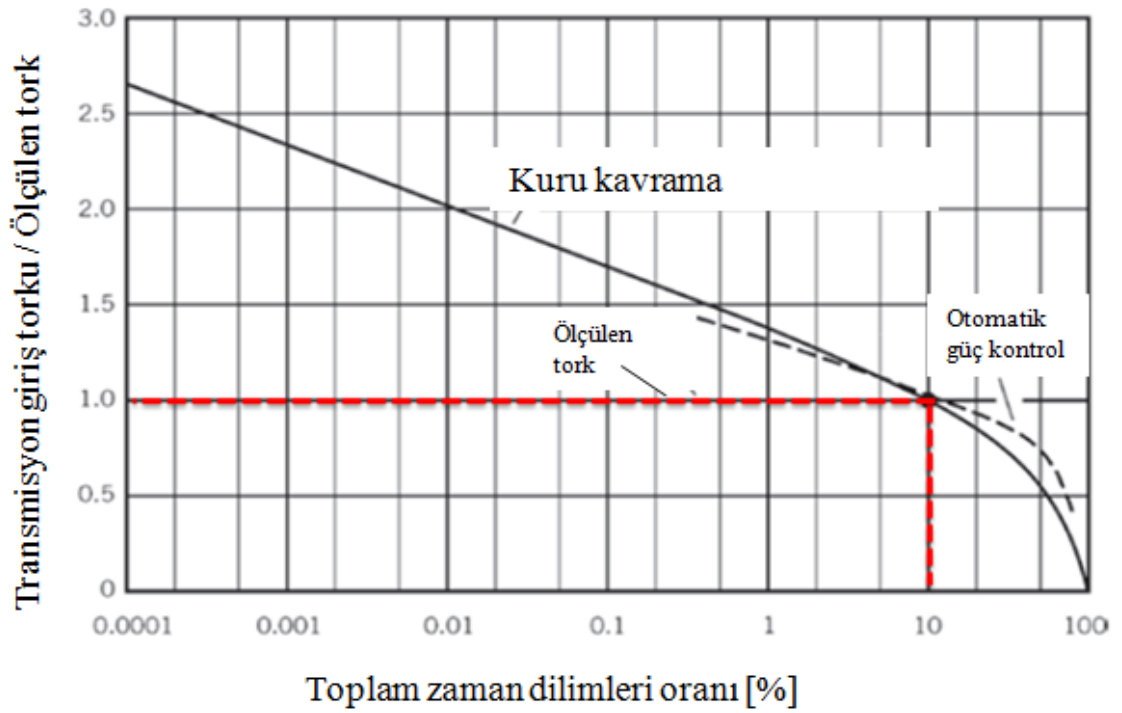
Alet - Makina	Tarımsal Bölgeler									TÜRKİYE
	Orta Kuzey	Ege	Marmara	Akdeniz	Kuzey Doğu	Güney Doğu	Karadeniz	Orta Doğu	Orta Güney	
Kulaklı Traktör Pulluğu	166043	253067	147733	89146	27553	34915	70727	76418	137132	1002734
	<u>0.80(*)</u>	<u>0.81</u>	<u>0.76</u>	<u>0.53</u>	<u>0.64</u>	<u>0.49</u>	<u>0.72</u>	<u>0.72</u>	<u>0.83</u>	<u>0.73</u>
Kültivatör	97363	68834	57067	63902	8240	31528	26519	54606	58668	466727
	<u>0.47</u>	<u>0.22</u>	<u>0.29</u>	<u>0.38</u>	<u>0.19</u>	<u>0.44</u>	<u>0.27</u>	<u>0.51</u>	<u>0.36</u>	<u>0.34</u>
Kombine Hububat Ekim Makinası	59538	10599	31567	7860	819	7582	3214	8701	49168	179048
	<u>0.29</u>	<u>0.03</u>	<u>0.16</u>	<u>0.05</u>	<u>0.02</u>	<u>0.11</u>	<u>0.03</u>	<u>0.08</u>	<u>0.30</u>	<u>0.13</u>
Kimyevi Gübre Dağıtma Makinası	66140	75177	56090	39069	6783	14504	5720	14581	76909	354973
	<u>0.32</u>	<u>0.24</u>	<u>0.29</u>	<u>0.23</u>	<u>0.16</u>	<u>0.20</u>	<u>0.06</u>	<u>0.14</u>	<u>0.47</u>	<u>0.26</u>
Orak Makinası	12722	7694	767	2852	2041	9975	10136	6702	18526	71415
	<u>0.06</u>	<u>0.02</u>	<u>0.00</u>	<u>0.02</u>	<u>0.05</u>	<u>0.14</u>	<u>0.10</u>	<u>0.06</u>	<u>0.11</u>	<u>0.05</u>
Balya Makinası	1887	3160	3625	495	768	112	1074	521	971	12613
	<u>0.009</u>	<u>0.01</u>	<u>0.02</u>	<u>0.00</u>	<u>0.02</u>	<u>0.00</u>	<u>0.01</u>	<u>0.00</u>	<u>0.01</u>	<u>0.01</u>
Kombine Pancar Hasat Makinası	1109	48	75	132	29	11	47	293	2188	3932
	<u>0.005</u>	<u>0.000</u>	<u>0.000</u>	<u>0.001</u>	<u>0.001</u>	<u>0.000</u>	<u>0.000</u>	<u>0.003</u>	<u>0.013</u>	<u>0.003</u>
Ot Silaj Makinası	277	1628	502	126	48	30	168	145	232	3156
	<u>0.001</u>	<u>0.005</u>	<u>0.003</u>	<u>0.001</u>	<u>0.001</u>	<u>0.000</u>	<u>0.002</u>	<u>0.001</u>	<u>0.001</u>	<u>0.002</u>
Tarım Arabası	169326	231317	148642	106306	32551	41786	69049	77356	164906	1041239
	<u>0.82</u>	<u>0.74</u>	<u>0.76</u>	<u>0.63</u>	<u>0.75</u>	<u>0.58</u>	<u>0.70</u>	<u>0.72</u>	<u>1.00</u>	<u>0.76</u>
Kuyruk Milinden Hareketli Pülverizatör	58131	57973	43972	28669	794	6010	4391	11584	52897	264421
	<u>0.28</u>	<u>0.18</u>	<u>0.23</u>	<u>0.17</u>	<u>0.02</u>	<u>0.08</u>	<u>0.04</u>	<u>0.11</u>	<u>0.32</u>	<u>0.19</u>
Sap Döver ve Harman Makinası	44066	15350	2597	9286	20549	9658	27799	25170	36381	190856
	<u>0.21</u>	<u>0.05</u>	<u>0.01</u>	<u>0.06</u>	<u>0.48</u>	<u>0.13</u>	<u>0.28</u>	<u>0.24</u>	<u>0.22</u>	<u>0.14</u>

Çizelge 3.2’ye göre 2009 yılında ülke genelinde traktör başına yaklaşık olarak birer adet pulluk ve tarım arabası olduğu görülmektedir. Bu iki ekipmanı 0,34 ile kültivatör, 0,26 ile kimyevi gübre dağıtım makinesi ve 0,19 ile kuyruk milinden hareketli pülverizatör takip etmektedir. Traktör ile kullanılan ekipmanlar tahrik kaynağına göre sürüş ve kuyruk mili olarak ikiye ayrıldığında, yaygın olarak kullanılanlar görüntüleriyle birlikte Şekil 3.7’de verilmiştir.

SÜRÜŞ TAHRİKLİ EKİPMANLAR				KUYRUK MİLİ TAHRİKLİ EKİPMANLAR			
PULLUK	KÜLTİVATÖR	DİSK TIRMIK	KEPÇE	ROTAVATOR	GÜBRE SERPME	İLAÇLAMA	BALYA MAK.
							
							

Şekil 3.7. Tahrik mekanizmasına göre zirai ekipmanlar

Yapılan testin gerçek saha koşullarına olabildiğince yakın olması için Bursa'nın Karacabey ilçesindeki traktör servisleri ile görüşülüp, traktör kuyruk milinin en çok hangi ekipmanlarda kullanıldığı ve hangi şartlarda kullanıldığı bilgisi alınmıştır. Bunun yanında yapılan önceki çalışmalar neticesinde Vahlensieck ve Renius, (1994) traktör ömrünce nominal motor torkunun 2.5 katına kadar anlık torkların çıkabildiğini ve bunun traktör ömrünün %10' unda gerçekleştiği sonucu elde edilmiştir.



Şekil 3.8. Traktör anlık tork zorlanmaları ve frekansları (Vahlensieck, Renius,1994)

Toplanan tüm bilgiler doğrultusunda saha koşullarını daha iyi temsil edebilmek adına ve yapılan değerlendirmeler neticesinde test üç aşamaya ayrılmıştır:

Birinci durumda, traktör kuyruk miline bağlanan dinamometre ile karşı yük uygulanmayarak kuyruk milinin boşa dönmesi sağlanmıştır. Traktör motor devri 1500 dev/dk olarak ayarlanmış ve el gazı ile bu değerde sabit tutulmuştur. Bilgisayar ekranından verilerin doğru alındığı teyit edildikten sonra, sensör verilerini anlık olarak takip eden bir kişi ve kuyruk mili kavramasının devreye alınıp çıkartılmasından sorumlu bir kişi iletişim halinde kalarak teste başlanmıştır. Bilgisayar ekranından sensör verilerini takip eden kişi, kuyruk mili devir hızının sıfır olmasına kadar beklemiş ve sıfır değerine ulaştığında işaret vererek ıslak kavramanın devreye alınmasını sağlamıştır. Kuyruk mili devri ile motor devri eşitlendikten sonra 10 saniye beklenmiş ve daha sonra ıslak kavrama devre dışı bırakılmıştır. Bu çevrim, 108 kez tekrarlanmıştır.

İkinci durumda, kuyruk miline bağlı dinamometrede yük değeri 300 Nm olarak ayarlanmıştır. 300 Nm'lik karşıt yük değeri için motor devrinde kavrama anında bir azalma gözlenmediği için 1500 dev/dk alınmış ve test 110 çevrim daha tekrarlanmıştır.

Üçüncü ve son durumda ise, dinamometredeki yük 600 Nm değerine yükseltilmiştir. Alınan ilk ölçümde, motor devrinde yaklaşık 300 dev/dk'lık bir düşüş görüldüğü için motor devri 2000 dev/dk olarak ayarlanmıştır. Bu koşullar altında 100 çevrim daha test tekrarlanması planlanmıştır. Fakat teste başladıktan bir süre sonra sensörden alınan değerlerde sapmalar görülmüştür. Bu sebeple 70'inci çevrimde teste 10 dakikalık bir ara verilmiş ve dinamometrenin soğuması beklenmiştir. Daha sonra kalan 30 çevrim de yapılarak test tamamlanmıştır. Belirlenen test koşullarına ait bilgiler Çizelge 3.3'deki gibidir:

Çizelge 3.3. Test koşulları

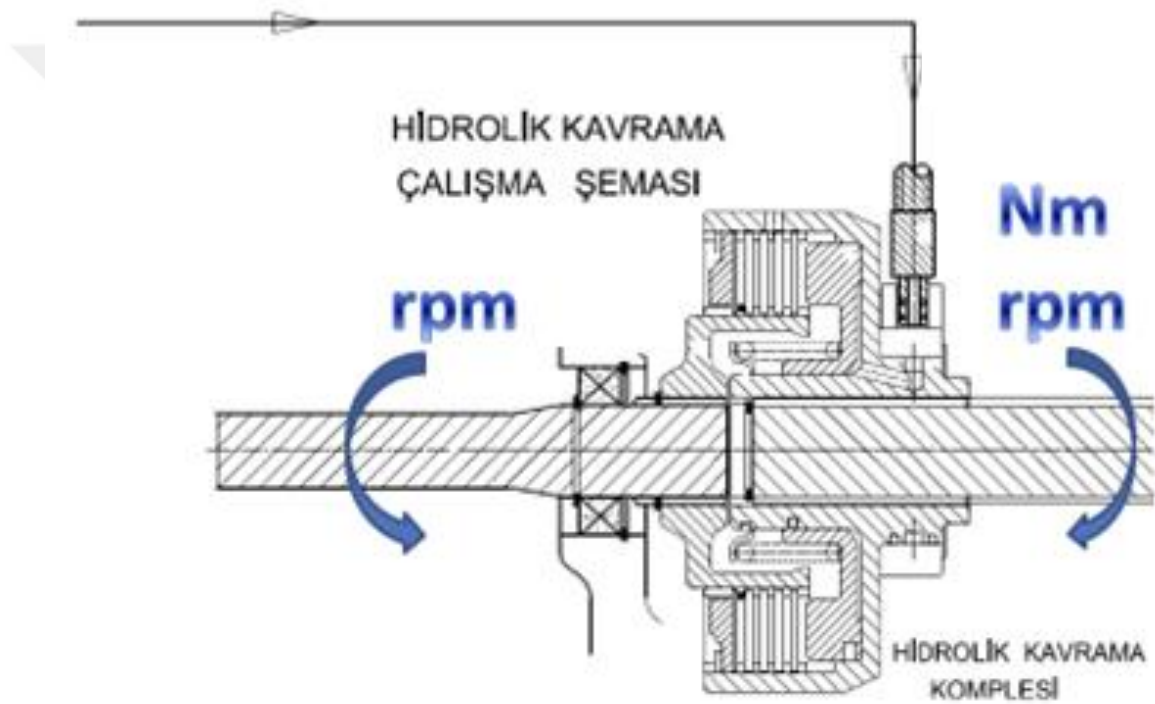
	Motor Devri (dev/dk)	Kuyruk Mili Torku (Nm)	Test Çevrim Sayısı
Durum 1	1500	0	108
Durum 2	1500	300	110
Durum 3	2000	600	100

3.3. Enerji ve Tork Hesabı

Birbiriyle sürtünmeli çalışan ve aralarında açısal hız farkı olan sistemde sürtünmeden ve açısal hız farklarından dolayı açığa çıkan enerjiyi hesaplamak için aşağıdaki denklem kullanılmaktadır:

$$E = \int_0^{t_s} T \omega_r(t) dt \quad (3.1)$$

Burada E, açığa çıkan enerji (kJ) dir. T uygulanan tork (Nm), ω_r ise iki mil arasındaki açısal hız farkını (dev/dk) ifade etmektedir. Bu denkleme göre hesaplanacak olan açığa çıkan enerji için, motordan gelen milin açısal hızı ve kuyruk milinin açısal hızının ölçülmesi gerekmektedir. Kuyruk milinde kullanılan ıslak kavramaların kesti görünüşü ve enerji hesabı parametreleri Şekil 3.9’da gösterilmiştir. Burada dikkat edilmesi gereken nokta ise ıslak tip kavramaya bağlı olan mil ile kuyruk milinin devrinin ölçüldüğü mil arasında dişli sistemi kullanılarak devir ve tork ayarlanması yapıldığıdır. Bu nedenle hesaplama sırasında kuyruk milinde ölçtüğümüz açısal hız değeri, iki mil arasındaki dişli oranı olan 2,947 ile çarpılmıştır.



Şekil 3.9. Islak kavrama kesit görünüşü

Traktör kuyruk milinin ayırma ve kavramasında kullanılan ıslak tip kavramanın tork iletim kapasitesinin hesaplanması için hidrolik basınç vasıtasıyla piston üzerinden uygulanan aksenal kavrama kuvveti hesabı:

$$F_n = P * S \quad (3.2)$$

Burada F_n aksenal kavrama kuvveti (N) olmak üzere, P hidrolik sistemde geri beslemeli olarak çalışan oransal valf tarafından uygulanan basınç (bar) değeridir. S ise piston yüzey alanı (cm²)'dir. Sonraki adımda kavrama içerisindeki sarmal yayın ön yükü hesaplanması:

$$F_y = (L_{smaks} - L_{min}) * k \quad (3.3)$$

Burada F_y yay kuvveti (N) olmak üzere, L_{smaks} yayın serbest konumdaki maksimum boyu (mm), L_{min} yay ön gerilme ile kurulduğundaki minimum boyu (mm), k ise yayın rijitliği (N/mm) ' dir. Son olarak aktarılabilecek tork hesabı ise:

$$T_i = (F_n - F_y) * R_{ort} * \mu * BS \quad (3.4)$$

Burada T_i , iletilebilecek tork (Nm) değeri olmak üzere; F_n pistonun uyguladığı aksenal kuvvet (N), F_y pistonun sıkıştırma hareketine ters yönde çalışan yayın ön gerilme kuvveti (N), R_{ort} balataların ortalama sürtünme çapı (m), μ minimum balata sürtünme katsayısı ve BS toplam balata sayısındır.

Bu denklemler kullanılarak sensörler vasıtasıyla toplanan veriler işlenmiş ve Excel programında hesaplamalar için formülasyonlar kullanılmıştır. 0,1 saniye sıklığında alınan veriler yaklaşık olarak her durum için 41500 satır veri oluşturmuştur. Bu noktada en fazla vakit harcanan işlem ise mil açısal hızlarına ve göreceli hız farklarına göre kavrama için traktör kabinindeki aktivasyon tuşuna basıldığı noktanın ve kavramanın gerçekleşerek ıslak kavrama giriş ve çıkış milleri arasındaki hız farklarının sıfıra düştüğü noktanın belirlenmesidir. Kavramanın başlangıç ve bitiş noktalarının yanlış

seçilmesi, hesaplanacak enerji ve kavrama sürelerinde hatalı sonuçlar verecek ve bu da çalışma sonucunda öngörülecek kuyruk mili için ıslak kavrama ömrünün sapsması anlamına gelecektir. Birinci durumdaki ikinci kavrama zamanına ait sensör sonuçlarının excele aktarılmış ve formüller uygulandıktan sonra son şeklini almış olan ekran görüntüsü Şekil 3.10'da verilmiştir.

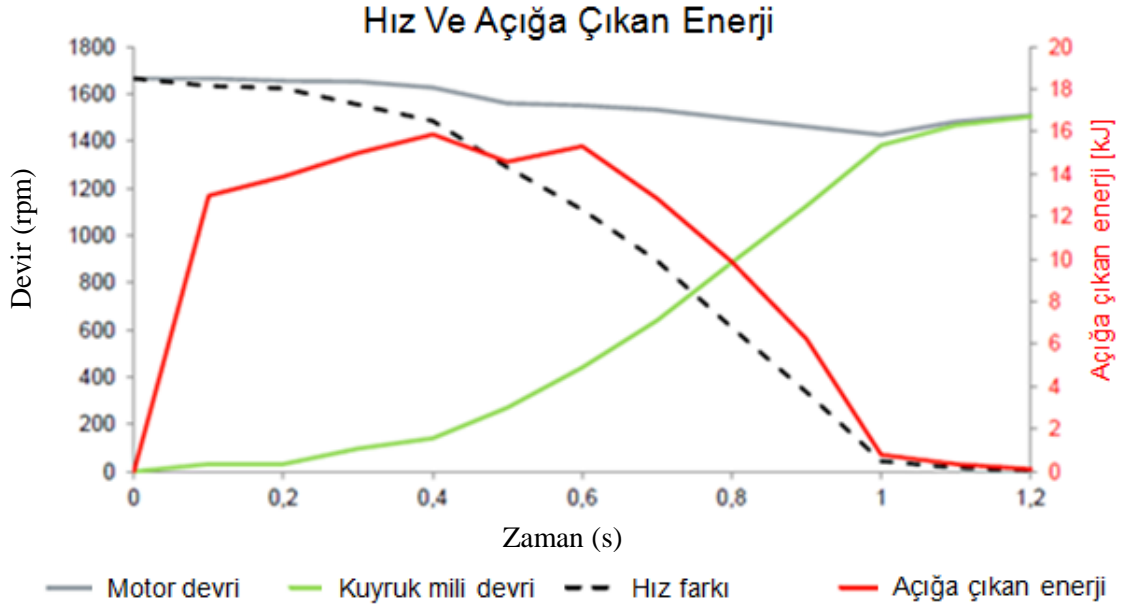
A	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q
Time s	Pressure_PTO bar	Oil Temp °C	Pressure_Pump bar	Engine_speed rpm	PTO_speed rpm	Shaft Speed rpm	Speed_gap rpm	Transmissible Torque Nm	Engagement Axial Load [N]	Energy kw	time step 0.1	Energy kj	Nof cycle	Proposed method	Energy kj
36.8	13.91037083	13.3125	40.27542877	1541.076804	0.98347664	2.898667995	1538.1781	967.3893369	17290.59094	155.829629	15.58296				9.11053
36.9	2.382561207	13.3125	41.36964035	1543.786106	0.89406967	2.635152723	1541.151	163.4570128	2961.52358	26.38097909	2.638098				1.319049
37	1.505273819	13.3125	40.46481133	1529.852553	0.89406967	2.635152723	1527.2174	0	1871.053357	0	0				0.650971
37.1	1.218104124	13.3125	41.41172791	1513.467726	0.89406967	2.635152723	1510.8326	82.24950507	1514.103426	13.01342878	1.301343				1.193502
37.2	1.041384339	13.3125	41.24338531	1485.213577	0.89406967	2.635152723	1482.5784	69.92532971	1294.440734	10.8566117	1.085661				1.029754
37.3	0.940401614	13.3125	40.82253647	1519.402388	13.768673	40.58135193	1478.821	62.88294439	1168.919206	9.738466957	0.973847				0.990638
37.4	0.98458159	13.3125	40.86462021	1521.079575	21.2788582	62.71663481	1458.3629	65.96399031	1223.834916	10.07429457	1.007429				1.104469
37.5	1.151834249	13.3125	40.90670395	1540.689761	21.2788582	62.71663481	1477.9731	77.62794243	1431.729972	12.01508345	1.201508				1.279509
37.6	1.319086909	13.3125	41.28547287	1528.849452	26.1964214	77.20997479	1451.7395	89.29189456	1639.625028	13.57509356	1.357509				1.43252
37.7	1.495806975	13.3125	40.9487915	1518.628302	34.6004964	101.9804104	1416.6479	101.6160616	1859.287573	15.07531463	1.507531				1.562259
37.8	1.647380693	13.3125	40.78044891	1489.72908	38.444996	113.3115671	1376.4175	112.1795417	2047.569901	16.16986317	1.616986				1.697212
37.9	1.779820561	13.3125	40.4858551	1524.046906	42.8259374	126.2238154	1397.8231	121.4227753	2212.316958	17.77438046	1.777438				1.843688
38	1.934450388	13.3125	40.61211014	1530.239596	51.1407853	150.7307358	1379.5089	132.2064297	2404.521832	19.09937598	1.909938				1.967074
38.1	2.101702929	13.3125	40.75940704	1519.015345	59.5450403	175.5011714	1343.5142	143.8703736	2612.41674	20.24210766	2.024211				2.054463
38.2	2.237398624	13.3125	41.20130157	1502.501504	69.2903997	204.224336	1298.2772	153.3335899	2781.08649	20.84715665	2.084716	33.59			2.096791
38.3	2.410962582	13.3125	41.07504654	1459.926758	82.343817	242.6975658	1217.2292	165.4376825	2996.826489	21.08865604	2.108866		2		2.199263
38.4	2.631862402	13.3125	40.63315201	1493.599511	96.5595248	284.5964941	1209.003	180.8429079	3271.404966	22.89659874	2.28966				2.300779
38.5	2.789647818	13.3125	40.19125748	1495.405713	116.944313	344.6779762	1150.7277	191.8466285	3467.532237	23.11899012	2.311899				2.291608
38.6	3.007391691	13.3125	40.75940704	1480.827088	146.985054	433.2191077	1047.608	207.0317629	3738.187872	22.71317697	2.271318				2.15329
38.7	3.149398804	13.3125	40.52793884	1428.705277	180.780888	532.8278806	895.8774	216.9351281	3914.702713	20.35263145	2.035263				1.954685
38.8	3.405011177	13.3125	40.10709	1433.736838	227.808953	671.4369138	762.29992	234.7611554	4232.428893	18.74106303	1.874106				1.680022
38.9	3.521772623	13.3125	40.69628143	1415.803839	282.168389	831.6541994	584.14964	242.9039252	4377.56337	14.85938216	1.485938				1.21807
39	3.761606455	13.3125	40.99087524	1397.741825	355.660916	1048.263753	349.47807	259.6295805	4675.676823	9.502025884	0.950203				0.638289
39.1	3.97303915	13.3125	40.17021561	1387.420674	432.19328	1273.832626	113.58785	274.3745827	4958.487664	3.263757294	0.326376				0.183242
39.2	4.124513149	13.3125	40.86462021	1387.936732	466.346742	1374.49556	13.441072	284.9381545	5126.769845	0.401075936	0.040108				0.030944
39.3	4.484264374	13.3125	39.83353424	1438.123327	485.638647	1431.414959	6.7083677	310.0266708	5573.340617	0.217800072	0.02178				0.025475
39.4	4.888402748	13.3125	39.93874741	1489.471051	502.37775	1480.092315	8.7787962	317.2891262	5703.384616	0.291695206	0.02917				0.00759
39.5	5.077537537	13.3125	41.11713028	1480.053001	503.450633	1483.854498	-3.8014971	351.40066	6311.379158	-0.139864081	-0.013989				-0.01973
39.6	5.096471786	13.3125	41.1802597	1501.727418	511.854888	1508.624984	-6.8975163	352.7211065	6334.914431	-0.254780562	-0.025478				0.015866
39.7	5.481468678	13.3125	40.90899697	1516.693086	509.709121	1502.300587	14.392519	378.3702119	6813.465566	0.372098799	0.05721				0.020588
39.8	5.724458218	13.3125	39.72832489	1507.662079	512.838365	1511.523602	-3.8615227	396.5159476	7115.501565	-0.160347192	-0.016035				0.009011

Şekil 3.10. Bir kavrama anına ait sensör verilerinin Excel ile işlenmiş görüntüsü

4. BULGULAR

Traktör kuyruk milinde kullanılan ıslak tip kavramanın ömür öngörüsü için kavramada kullanılan balataların test öncesinde kalınlıkları ölçülmüş, üç farklı koşulda devreye alıp çıkartarak balatalar aşındırılmış, bu sırada sensörler ile kavrama giriş ve çıkış açılal hızları, hidrolik yağın sıcaklık ve basınç değeri ölçülmüştür. Alınan değeri Microsoft Office programlarından Excel ve bölüm 3.3'te verilen denklemler kullanılarak üç farklı test şartında kavrama anında ortaya çıkan enerjiler, kavramanın anlık iletebildiği tork kapasitesi hesaplanmıştır. İki açılal hız arasındaki fark gözetilerek kavrama başlangıcından tamamlanmaya kadar geçen süreler belirlenmiştir. Balatalarda meydana gelen aşınma miktarları ile, balataların sahip olduğu toplam aşınma kapasiteleri arasında korelasyon yaparak üç farklı koşul için kavrama ömür öngörüsünde bulunulmuştur.

Bir kavrama anına ait alternatörden ölçülen giriş mili devri ile kuyruk mili çıkışından ölçülüp final dişli oranı olan 2,947 ile çarpılarak elde edilen çıkış mili açılal hızı, iki mil arasındaki hız farkı ve anlık açığa çıkan enerji grafiği Şekil 4.1'de verilmiştir.



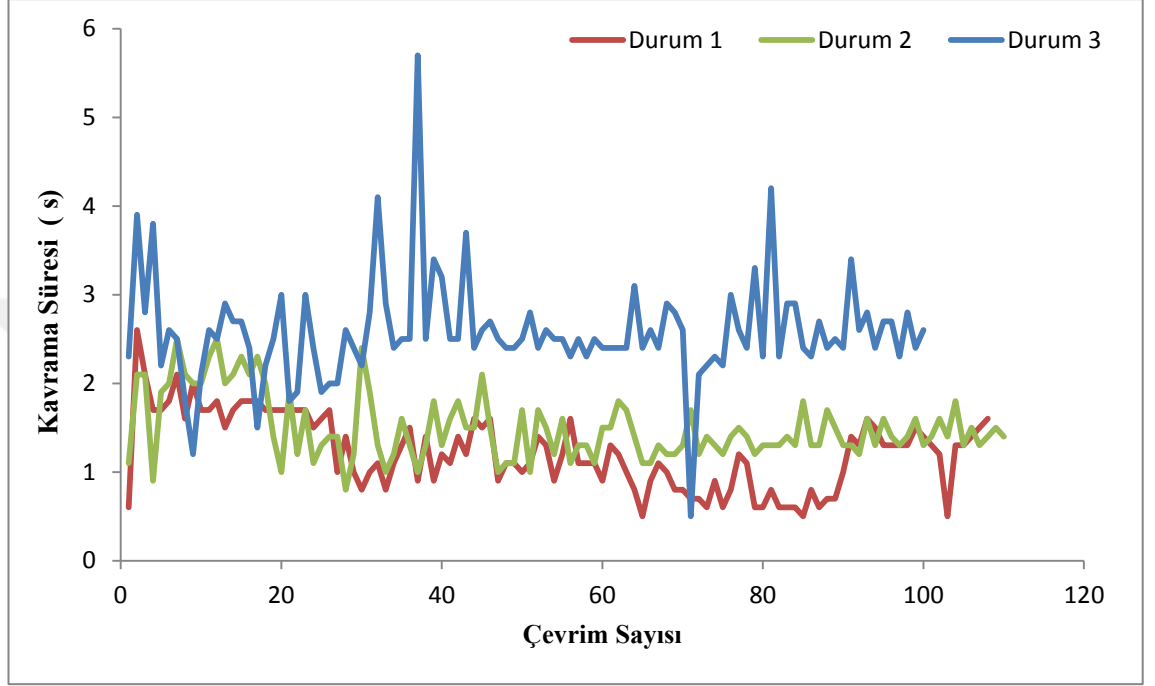
Şekil 4.1. Bir kavrama sürecine ait grafik

Grafik incelendiğinde, 1600 dev/dk seviyelerinde olan motor devrinin, kuyruk milinin devreye alınmasıyla birlikte 1400 dev/dk seviyelerine kadar düştüğü ve ıslak kavramanın giriş çıkış milleri arasındaki hız farkı sıfıra düştüğünde motor devri ile kuyruk mili devrinin birlikte 1500 dev/dk seviyelerine çıktığı görülmektedir. Açığa çıkan enerji grafiği incelendiğinde ise kuyruk milinin devreye alınması için butona basıldıktan sonra açığa çıkan enerjinin ilk 0,2 saniyede yüksek bir eğimle tırmandığı, daha sonra bir müddet doğrusal ilerlediği ve giriş çıkış milleri arasındaki hız farkının azalmasıyla birlikte açığa çıkan enerji de azalmakta ve hızlar eşitlendiğinde açığa çıkan enerji sıfırlandığı görülmektedir. Bir çevrime ait kavrama sürecindeki toplam açığa çıkan enerjinin hesaplanması için enerji grafiğinin altındaki alan hesaplanmıştır. Bu hesaplama yapılırken integrasyon yöntemlerinden biri olan trapez kuralı kullanılmıştır. Trapez kuralı kullanılarak alan hesabındaki hata payını minimuma indirmek amaçlanmıştır. Normal metot ve trapez metodu ile hesaplanan değerler karşılaştırıldığında yaklaşık olarak % 0,1 gibi bir fark çıkmaktadır. Bu farkın ortalama 100 çevrimde olacağını düşünürsek ortalama olarak sonuca %10 gibi bir etki edecektir. Üç test koşulu için de alınan sensör verileri kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen ortalama değerler Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Her Duruma Ait Test Sonuçları

	Test Şartları	Ortalama Kavrama Süresi (s)	Ortalama Açığa Çıkan Enerji Miktarı (kJ)	Toplam Açığa Çıkan Enerji Miktarı (kJ)
Durum 1	0 Nm 1500 dev/dk	1,23	0,1	11
Durum 2	300 Nm 1500 dev/dk	1,5	11,37	1251
Durum 3	600 Nm 2000 dev/dk	2,58	27,89	2790

Ortalama kavrama süreleri birinci durumda 1,23 saniye, ikinci durumda 1,5 saniye ve üçüncü durumda yaklaşık olarak 2,6 saniyeye çıkmaktadır. Üç durum için de kavrama sürelerinin davranışları Şekil 4.2’de verilmiştir.



Şekil 4.2. Kavrama süreleri değişimi

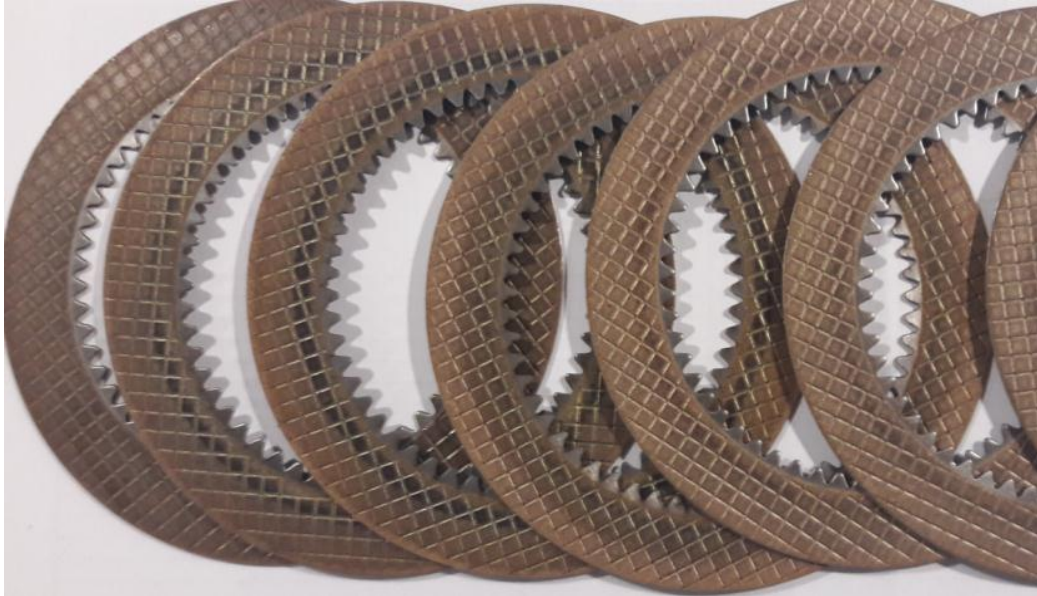
Dinamometre ile ayarlanan kuyruk milindeki direnç kuvveti arttıkça kavrama süreleri de artmıştır. Bulunan kavrama süresi ile açığa çıkan ortalama enerji miktarı çarpılarak her durumdaki toplam açığa çıkan enerji miktarları hesaplanmıştır.

Test sonrasında ıslak kavrama itina ile sökümü ve montaj sırasında belirli sıralamaya göre konan balataların kalınlıkları laboratuvar ortamında ve mikrometre ile test sonrasında da ölçülmüştür. Ölçüm metodu olarak test öncesindeki ölçüm gibi üç noktadan ve diskin merkezine göre yaklaşık olarak aynı çaptan kalınlık ölçülmüştür. Ölçüm sonucunda bulunan değerler Çizelge 4.2’de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Test sonrası balata aşınmaları

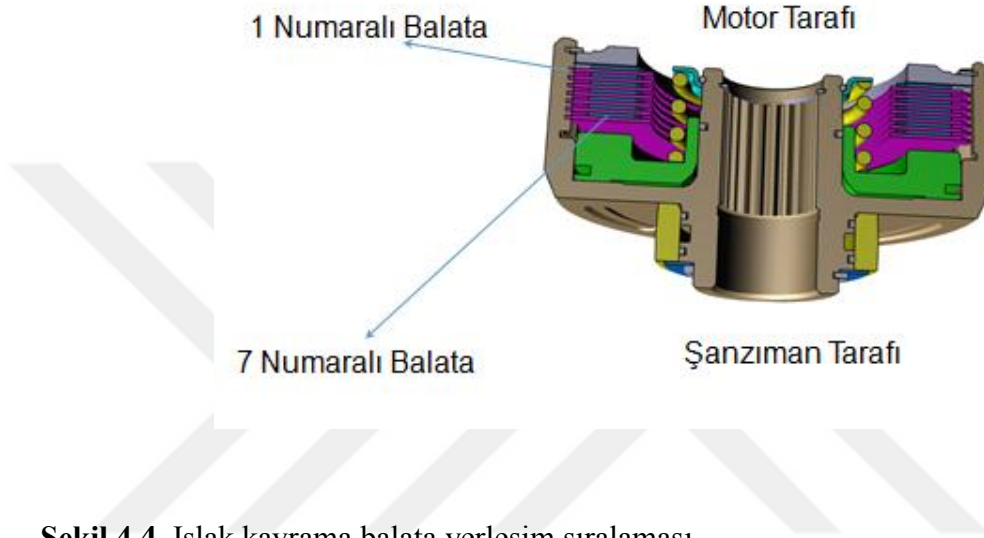
Balata No	Test Öncesi Kalınlık (mm)	Test Sonrası Kalınlık (mm)	Aşınma Miktarı (mm)
Balata 1	1,482	1,471	0,011
Balata 2	1,481	1,472	0,009
Balata 3	1,474	1,452	0,022
Balata 4	1,485	1,465	0,020
Balata 5	1,485	1,471	0,014
Balata 6	1,488	1,465	0,023
Balata 7	1,476	1,453	0,023

Test sonrasında balatalarda meydana gelen minimum aşınma değeri iki numaralı balatada 0,009 mm, maksimum aşınma değeri ise 0,023 mm ile 6. ve 7. balatalardadır. Balata yüzeyleri büyüteç ile tek tek incelenmiş ve herhangi bir bozulma ya da deformasyon görülmemiştir. Test tamamlandıktan ve ölçümler alındıktan sonraki balataların görüntüsü Şekil 4.3'te verilmiştir.



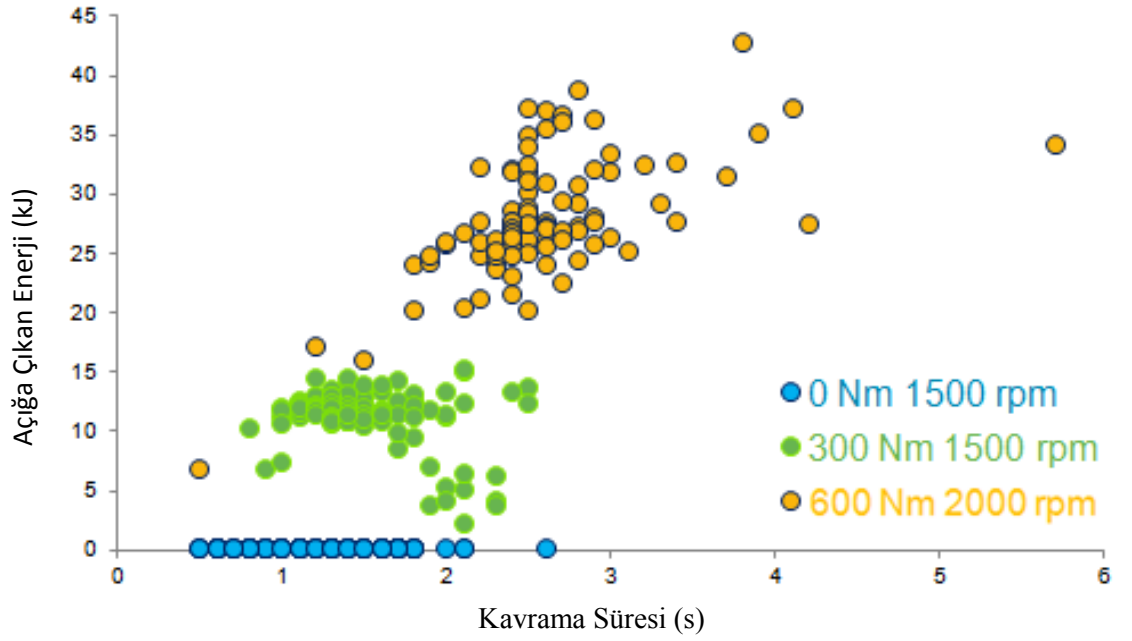
Şekil 4.3. Test sonrası balatalar

Her bir balatada meydana gelen aşınma miktarları değerlendirilmiş ve bir numaralı balatadan yedi numaralı balataya doğru gidildikçe aşınmaların arttığı belirlenmiştir. Hidrolik kuvvet ile hareket eden pistonun en yakın olan balatada en fazla aşınma görülmüştür. Pistondan uzaklaştıkça balata aşınma miktarları azalmaktadır. Balata numaralarına göre ıslak kavrama içerisinde yerleşim Şekil 4.4'te gösterilmiştir.



Şekil 4.4. Islak kavrama balata yerleşim sıralaması

Üç durum için de hesaplanmış enerji değerleri birlikte incelendiğinde görülmektedir ki kuyruk miline uygulanan direnç momenti arttıkça kavrama süreleri ve açığa çıkan enerji miktarı artmaktadır. Traktör kuyruk miline bağlanan zirai ekipmanlardan yüksek tork ile çalışanlar kuyruk mili ıslak tip kavramasını daha çok zorlamakta ve daha fazla aşınmasına sebep olmaktadır. Üç test koşuluna göre kavrama süreleri ve açığa çıkan enerji miktarları Şekil 4.5'te verilmektedir.



Şekil 4.5 Enerji - kavrama süresi dağılımı

Hidrolik sisteme yerleştirilen sıcaklık sensörleri ile hidrolik sıvının anlık olarak ölçülen sıcaklık değerleri Çizelge 4.3'te verilmiştir. Kavrama anında açığa çıkan enerjinin bir kısmı balataların aşınmasına neden olurken bir kısmı da hidrolik sıvının sıcaklığının artmasına neden olmaktadır. Islak kavrama ömrünün artırılması için traktörde kullanılan hidrolik sıvının ısı kapasitesi ve sıcaklık iletim performansı yüksek olan yağların kullanılması olumlu etki yapacaktır.

Çizelge 4.3. Test Süresince Hidrolik Akışkan Sıcaklığı

Hidrolik Sıvı Sıcaklığı	Başlangıç (°C)	Bitiş (°C)
Durum 1	13,06	38,56
Durum 2	33,56	49,56
Durum 3 (70 çevrim)	38,06	59,25
Durum 3 (30 çevrim)	52,56	61,37

Üç farklı zorluktan oluşan test koşulları birlikte değerlendirildiğinde, toplamda açığa çıkan enerji 4052 kJ bulunmuştur. Toplam açığa çıkan enerji değerine karşılık ıslak kavrama balatalarında meydana gelen aşınma miktarı 0,126 mm ölçülmüştür. Kuyruk mili için kullanılan ıslak tip kavramada yer alan balatanın bir adedi için aşınma kapasitesi 3,5 mm'dir. Tüm sistemde kullanılan balata adedi yedi olduğu için ıslak kavramanın toplam aşınma kapasitesi 3,5 mm'dir. Bu sonuçlar ışığında sistemdeki tüm balataların tamamının aşınması için gereken enerji miktarları aşağıdaki gibidir:

$$Enerji = \frac{4052 \times 3,5}{0,126} \quad (4.1)$$

$$Enerji = 112555,5 \text{ kJ} \quad (4.2)$$

Tüm balataların aşınması için bulunan toplam enerji değeri ile her üç durumda bir kavrama süresince ortaya çıkan ortalama enerji miktarı bilindiğinden, üç durum için de ıslak kavramanın kaç kere devreye alınıp çıkartılabileceği Çizelge 4.4'te verilmiştir.

Çizelge 4.4. Öngörülen kavrama sayıları

Test Koşulu	Ortalama Enerji (kJ)	Öngörülen devreye alma adedi
0 Nm 1500 dev/dk	0,1	1.126×10^6
300 Nm 1500 dev/dk	11,37	9900
600 Nm 1800 dev/dk	27,89	4036

Yapılan bu çalışmanın paralelinde yürütülen ve halen devam etmekte olan başka bir saha çalışmasında ise Bursa'nın Karacabey ilçesinin dört farklı köyünde, yıllık ortalama 500 saat tarlada çalışan dört traktör belirlenmiştir. Belirlenen bu traktörlerin debriyaj ayak pedallarına ve kuyruk mili tahrik kollarına Şekil 4.6 ve Şekil 4.7'de gösterildiği gibi sayaçlar takılmıştır.



Şekil 4.6. Sayaç takılmış bir sürüş tarafı debriyaj pedalı

Düzenli aralıklarla kontrol edilen bu sayaçlar ile traktörün çalıştığı saat ile bu saat boyunca debriyaj pedalı ve kuyruk mili kullanım sıklığı takip edilmektedir.



Şekil 4.7. PTO kolu sayacı

Takip edilen traktörlerden 2017 yılının Nisan ayına kadar olan süreçte toplam çalışma saatleri ve buna paralel olarak sürüş tarafı debriyajı ile kuyruk mili debriyajını kaç kere kullandığı Çizelge 4.5’te verilmiştir.

Çizelge 4.5. Traktör debriyajı kullanım sıklığı

Traktör	Çalışma Saati	Sürüş Debriyajı Kullanım Adedi	Kuyruk Mili Kullanım Adedi
E1.1	200	18059	432
E2.1	383	4710	37
T1.1	245	11381	151
T2.1	192	8775	185

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Teknolojide yaşanan gelişmelere paralel olarak, tarımda en çok kullanılan zirai ekipman olan traktörler de modernize olmaktadır. Kullanıcıların artan konfor taleplerine yanıt olarak, traktör güç iletim sistemlerinde de ıslak tip kavramaların kullanımı yaygınlaşmaktadır. Bu çalışmada, bir traktör kuyruk mili aktivasyon sisteminde kullanılan ıslak tip debriyajın termal ömrü, yapılan test sonuçlarına göre öngörülmüştür. Belirlenen üç test koşulunda yaklaşık 100'er kez traktör kuyruk mili devreye alınmıştır. Test sonrasında alınan verilerden, her bir kavrama anında açığa çıkan enerji miktarı hesaplanmıştır. Test öncesi ve sonrası balata kalınlıkları ölçülerek balatalarda meydana gelen toplam aşınma miktarı hesaplanmıştır. Toplam enerji miktarı ile balatalarda meydana gelen aşınma oranlanarak üç durum için de ömür öngörüsünde bulunulmuştur. Uluslararası standartlarda, traktörün kullanım ömrü 10000 - 12000 saat olarak kabul edilmektedir (Tarmakbir, 2017). Elde edilen değerler ile sahada devam etmekte olan kullanım sıklığı çalışmasının sonuçları birlikte değerlendirildiği zaman, ıslak tip kavrama tasarımında kabul edilen traktör ömrüne eşit olma hedefi, orta zorluktaki test şartları olan 300 Nm 1500 dev/dk için sağlanmıştır. Daha sonraki çalışmalarda, ölçüm alma frekansının artırılması, hesaplanan enerji değerindeki hata payını minimize edecektir.

KAYNAKLAR

Anderson, A.E. 1972. Friction and wear of paper type wet friction materials. *SAE Paper*, 720521.

Anonim, 2010. SAFER mafsalı miller bilgi dökümanı, http://saferomu.net/tr/resimler/m_mafsalı_miller.pdf. (Erişim tarihi: 10.06.2017)

Anonim, 2013. Technical documentation of Valeo A.Ş.

Anonim, 2014. Technical documentation of Valeo A.Ş.

Anonim, 2017. Traktör Yenileme Programı. <http://www.tarmakbir.org> - (Erişim tarihi: 10.04.2017)

Aras, T. 2014. Kuyruk miline takılabilir elektro hidrolik ayırıcı tasarımı. *Yüksek Lisans Tezi*, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Tarım Makinaları Anabilim Dalı, İzmir.

Bernhardt, J., Albers, A., Ott, S. 2013. Advanced ceramics as friction material in lubricated clutch systems. *Tribology International*, 59: 267 – 272.

Güneş, H.G. , Bağcı, T., Balaban M., Başlamışlı, S.Ç. 2012. Traktörlerde yeni bir hidrolik aktivasyonlu ileri-geri sistemi: 1.kısım- konstrüksiyon ve prototip testleri. Otekon, 04 – 05 Haziran 2012, Bursa.

Kaleli, H.2015. Triboloji prensipleri ve uygulama örnekleri kısmi ders notları. Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Otomotiv Anabilim Dalı. İstanbul.

Karan, Y. 2012. Bir yerli traktörde kullanılacak ileri-geri hareket (powershuttle) sisteminin mekanik bileşenlerinin bilgisayar destekli tasarımı ve analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konstrüksiyon-İmalat Anabilim Dalı, İzmir.

Kaymaz, İ. 2014. Triboloji ders notları. Erzurum Teknik Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, Erzurum.

Li, M., Khonsari, M.M., McCarthy, D.M.C., Lundin, J. 2014. Parametric analysis for a paper-based wet clutch with groove consideration. *Tribology International*, 80: 222 – 233.

Li, M., Khonsari, M.M., McCarthy, D.M.C., Lundin, J. 2015. On the wear prediction of the paper-based friction material in a wet clutch. *Wear*, 334 – 335: 56 – 66.

Li, M., Khonsari, M.M., Lingesten, N., Marklund, P., McCarthy, D.M.C., Lundin, J. 2016. Model validation and uncertainty analysis in the wear prediction of wet clutch. *Wear*, 364-365: 112 – 121.

Lingesten, N., Marklund, P., Höglund, E., Lund, M., Lundin, J., Maki, R. 2012. Apparatus for continuous wear measurements during wet clutch durability tests. *Wear*, 228: 56 – 61.

Lingesten, N. 2012. Wear behavior of wet clutches. *Licentiate Thesis*, Luleå University of Technology Division of Engineering Science and Mathematics Division of Machine Elements, Luleå.

Lloyd, F.A., Anderson, J.N., Bowles, L.S. 1988. Effects of operating conditions on performance of wet friction materials – a guide to material selection. *SAE Technical Paper*.

Ompusunggu, A.P., Sas, P., Brussel, H.V. 2013. Modeling and simulation of the engagement dynamics of a wet friction clutch system subjected to degradation: An application to condition monitoring and prognostics. *Mechatronics*, 23: 700 – 712.

Ost, W., Baets, P.D., Degrieck, J. 2001. The tribological behaviour of paper friction plates for wet clutch application investigated on SAE#II and pin-on-disk test rigs. *Wear*, 249: 361 – 371.

Özgülven, M.M., Türker, U., Beyaz A. 2010. Türkiye'nin tarımsal yapısı ve mekanizasyon durumu. *GOÜ, Ziraat Fakültesi Dergisi*, 27(2): 89 – 100.

Roy, C.J., Oberkampf, W.L. 2011. A comprehensive framework for verification, validation and uncertainty quantification in scientific computing. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 25-25 (200): 2131 – 2144.

Saito, T., Kotegawa, T., Matsuura, Y., Tanaka, S., Ohtsuki K. 2007. Study of durability prediction with focus on wear properties for multiple plate clutches. *SAE Technical Paper Series*, (2007-01-0240).

Vahlensieck, B.; Renius, K. Th. 1994. Load spectra for a continuously variable transmission. Int. Conf. Agric. Engineering AgEng '94, Mailand 29.08.- 01.09.1994. 515-516.

Yang, Y., Lam, R.C. 1998. Theoretical and experimental studies on the interface phenomena during the engagement of automatic transmission clutch. *Tribology Letters*, 5(1):57.

Zhigang, Z., Xiaohui, S., Dong, G. 2016. Dynamic temperature rise mechanism and some controlling factors of wet clutch engagement. *Mathematical Problems in Engineering*, 2016.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Özgür ERDOĞAN
Doğum Yeri ve Tarihi : İstanbul / 1990
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Beşiktaş Atatürk Anadolu Lisesi / 2009
Lisans : Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
: Makine Mühendisliği / 2013

Çalıştığı Kurum ve Yılı : Valeo Otomotiv San. A.Ş (2014 –Devam Ediyor)

İletişim(e-posta) : ozgur341@gmail.com

Yayınlar:

Erdoğan, Ö., Solmaz, E. 2017. Traktör kuyruk milinde kullanılan ıslak tip kavramanın aşınma yoluyla ömrünün araştırılması. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, 22(2): 129 - 137