



T.C.
Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü

OTOMATİK PALETLİ YÜK TAŞIYICI MEKİK
ARACININ GELİŞTİRİLMESİ

Ahmet Emre ÖÇAL

Yüksek Lisans Tezi

OTOMATİK PALETLİ YÜK TAŞIYICI MEKİK
ARACININ GELİŞTİRİLMESİ

Ahmet Emre ÖÇAL



T.C.

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMATİK PALETLİ
YÜK TAŞIYICI MEKİK ARACININ
GELİŞTİRİLMESİ

Ahmet Emre ÖÇAL

Yrd. Doç. Dr. Sevda TELLİ ÇETİN
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2015

Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Ahmet Emre ÖÇAL tarafından hazırlanan “OTOMATİK PALETLİ YÜK TAŞIYICI MEKİK ARACININ GELİŞTİRİLMESİ ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Yrd. Doç. Dr. Sevda TELLİ ÇETİN

Başkan : Yrd. Doç. Dr. Sevda TELLİ ÇETİN İmza
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye : Prof.Dr.Osman KOPMAZ İmza
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye: Yrd.Doç.Dr.Hüseyin LEKESİZ İmza
Bursa Teknik Üniversitesi
Doğa Bilimleri, Mimarlık, Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Ali Osman DEMİR
Enstitü Müdürü
04/08/2015

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 yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

04/08/2015

Ahmet Emre Öçal

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

OTOMATİK PALETLİ YÜK TAŞIYICI MEKİK ARACININ GELİŞTİRİLMESİ

Ahmet Emre ÖÇAL

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Sevda TELLİ ÇETİN

Bu çalışmada yarı otomatik ve otomatik depolama sistemlerinde kullanılan ve ürün paletlerini raf hücrelerine taşıyan mekik sistemleri incelenmiştir. Mekik sistemleri, hem depo rayları üzerinde ileri-geri hareket için yürütme mekanizmasına hem de palet üzerindeki yüklerin kaldırma-indirme işlemleri için kaldırma mekanizmasına sahip olan araçlardır. Yapılan çalışmada, ilk olarak ülkemizde lisanslı olarak üretilen ve güncel olarak kullanılan bir mekik aracının yapısal davranışı incelenmiştir. Bu kapsamda mekik aracının gövdesi için sonlu elemanlar analizi yapılarak yapısal davranış incelenmiş daha sonra isekaldırma mekanizmasının kinematik, sanki-statik ve kinetik analizleri yapılmıştır. Piyasada üretilip kullanılan mekik araçlarındaki sistem incelendikten sonra çalışma prensibi olan bir motor ile aracın depo raylarındaki kanallar içerisinde ilerlemesi, bir diğer motor ile gerçekleştirilen ve paletli ürünlerin kaldırılmasına alternatif bir sistem geliştirilmiştir. Bu alternatif sistemde tek motorla her iki işlemi yani, mekik aracının kanaldaki ilerlemesi ve paletli ürünlerin kaldırılmasını gerçekleştirecek bir sistem üzerinde çalışılmıştır. Bu yeni sistem için detaylı tasarım, imalat ve test işlemleri de gerçekleştirilmiştir.

Anahtar kelimeler: Otomatik depolama, mekik, mekik sistemler, kinematik analiz, kinetik analiz, sonlu elemanlar analizi.

2015, ix + 49 sayfa

ABSTRACT

MScThesis

DEVELOPING A SHUTTLE LOADER WITH AUTOMATIC PALLET

Ahmet Emre ÖÇAL

Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Asst. Prof. Dr. Sevda TELLİ ÇETİN

In this study, lifting mechanism of shuttle systems -which is used in automated warehouses and takes goods into rack cells-, has been examined. Shuttle systems have lifting mechanism to lift goods(pallets) and also drive mechanisms to move goods(pallets) on special rails into rack cells. First of all structural behavior has been examined. So finite element analysis of shuttle device's carcass and then kinematic, quazi-static and kinetic analysis of lifting mechanism are made here. After examination of a shuttle device which is commonly used, an alternative working solution improved to provide both different propulsions by single motor. Detailed design, production and tests are made in this study.

Keywords: automated storage, shuttle, shuttle systems, kinematic analysis, kinetic analysis, finite element analysis.

2015, ix + 49pages

TEŞEKKÜR

“OTOMATİK PALETLİ YÜK TAŞIYICI MEKİK ARACININ GELİŞTİRİLMESİ” isimli tez çalışmamın başından itibaren her aşamasında bilgisi ve tecrübesi ile yol gösteren ve her türlü desteğini esirgemeyen hocam Sayın Yrd.Doç.Dr. Sevda Telli Çetin’e içten teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmamı başından beri takip eden, inceleyen ve değerli görüş ve bilgilerin benimle paylaştığı değerli hocam Sayın Prof.Dr.OsmanKopmaz’a çok teşekkür ederim.

Bu tez çalışması Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı tarafından desteklenen 0360.STZ.2013-2 numaralı San-Tez projesi kapsamında gerçekleştirilmiştir. Tez çalışmamın sağlıklı bir şekilde yürütülmesinde çalışmalar için maddi destek sağlayan Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı’na teşekkür ederim.

Proje konusunun fikir olarak oluşturulduğu, imalat, test ve otomasyon çalışmalarının yürütüldüğü ve San-Tez proje ortağı olan ÜÇGE DRS firmasının tüm personellerine desteklerinden dolayı çok teşekkür ederim.

Tez çalışmam sırasında, özellikle teorik hesaplamalar kısmında değerli zamanını ve emeğini benim için harcamaktan kaçınmayan arkadaşım Sayın Emre Çalış’a teşekkür ederim.

Öğrenim hayatım süresince bana en büyük desteği veren aileme müteşekkir olduğumu belirtmek isterim. Özellikle tez çalışması kapsamında ve tüm öğrenim hayatımda desteğini esirgemeyen ağabeyim Tahir Öçal'a, çalışmada emeği geçen ve adını burada saymadığım herkese teşekkür eder; bu çalışmanın, yeni çalışmalara ışık tutmasını ve ülkemize faydalı olmasını temenni ederim.

Ahmet Emre ÖÇAL
04.08.2015

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	4
3. MATERYAL VE YÖNTEM	6
3.1. Çift Motorlu Sistem Kaldırma Mekanizmasının İncelenmesi	6
3.1.1.Kinematik analiz	7
3.1.2. Sanki-statik analiz	10
3.1.3.Kinetik analiz	11
3.1.4.Çift motorlu sistem mukavemet analizi	14
3.1.5. Çift Motorlu Sistemde Motor Seçimi.....	18
3.2.Tek Motorlu Sistem ve Yeni Yerleşim Çalışmaları.....	19
3.2.1. Tek Motorlu Sistem Mukavemet Analizi.....	22
3.2.2.Tek Motorlu Sistemin İmalat Çalışmaları.....	24
4. NÜMERİK SONUÇLAR	26
4.1. Kinematik Analiz Sonuçları.....	26
4.2. Sanki-Statik Analiz Sonuçları	28
4.3.Kinetik Analiz Sonuçları.....	29
4.4.Mukavemet Analizleri Sonuçları	31
4.5. Akü Kapasitesi Artırılması Çalışmaları Sonuçları	34
5. DEĞERLENDİRME VE SONUÇ	36
KAYNAKLAR	39
EKLER.....	41
EK 1 Kinematik Analiz Matlab Programı.....	41

EK 2 Kinetik Analiz Matlab Programı.....	43
ÖZGEÇMİŞ	49

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Kisaltmalar	Açıklama
r_i	i uzvunun uzunluğu(mm)
θ_{i1}	i uzvununreferans uzvuna göre dönme açısı (rad)
$\dot{\theta}_{i1}$	i uzvunun açısal hızı (rad/s)
$\ddot{\theta}_{i1}$	i uzvunun açısal ivmesi (rad/s ²)
s	Yükün yükselme miktarı (stroğu) (mm)
\dot{s}	Yükün yükselme hızı (mm/s)
\ddot{s}	Yükün yükselme ivmesi (mm/s ²)
h	Yataklar arası mesafe (mm)
γ	Yük kaldırma kolunun düşeyle yaptığı açı
$m_{yük}$	Kaldırılan yükün kütlesi (kg)
$I_{yük}$	Yükün kranka indirgenmiş eşdeğer kütle momenti (kg/mm ²)
I_{MR}	Motor ve redüksiyon sisteminin kütle atalet momenti (kg/mm ²)
$I_{eş}$	Sistemin toplam eşdeğer kütle momenti (kg/mm ²)
F_{ij}	i uzvunun j uzvuna etki kuvveti
M_D	Denge momenti
$M_{M,K}$	Krank miline indirgenmiş motor momenti (Nm)
$M_{Yük}$	Krank miline indirgenmiş yük momenti (Nm)
i_T	Toplam çevrim oranı

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1.Mekik depo görünümü ve mekik aracı	2
Şekil 1.2. Farklı tipteki mekik araçları.....	2
Şekil 3.1. Çift motorlu sistem mekik aracının iç görünümü	6
Şekil 3.2. Mekik aracı çift motorlu sistem kaldırma mekanizmasının görünümü	7
Şekil 3.3. Mekik aracı çift motorlu sistem kaldırma mekanizmasının şematik görünümü	7
Şekil 3.4.Sanki - statik analiz için kuvvetler.....	10
Şekil 3.5. İyuk'un θ_{21} 'e göre değişimi.....	13
Şekil 3.6. Çift motorlu sistem mekik aracının sonlu elemanlar analizi içinsadeleştirilmiş katı modeli.....	15
Şekil 3.7. Çift motorlu sistem mekik aracı karkası üzerinde sınır şartlarının gösterimi	16
Şekil 3.8. Çift motorlu sistem mekik aracı malzeme modeli	16
Şekil 3.9.Çift motorlu sistem mekik aracı mesh modeli	17
Şekil 3.10.Çift motorlu sistem mekik aracı mesh modeli detay görünüm	17
Şekil 3.11. Kullanılan motorun karakteristik grafiği	20
Şekil 3.12. Seçilen kavramanın görüntüsü.....	20
Şekil 3.13. Seçilen vidalı kaldırma mekanizması (screw jack) görüntüsü.....	21
Şekil 3.14. Tek motorlu sisteme göre yeni yerleşim.....	21
Şekil 3.15. Tek motorlu sistem yerleşimine göre sınır şartlarının gösterimi	22
Şekil 3.16. Tek motorlu sistem yerleşimine göre parçaların malzeme modeli	23
Şekil 3.17. Tek motorlu sistem yerleşimine göre mesh modeli	23
Şekil 3.18. Tek motorlu sistem yerleşimine göre mesh modeli detay görünümü.....	24
Şekil 3.19. Yeni yerleşime göre imalat fotoğrafı	24
Şekil 4.1. Kinematik analize göre yükün kalkma miktarı.....	26
Şekil 4.2. Kinematik analize göre yükün kalkma hızı	27
Şekil 4.3. Kinematik analize göre yükün kalkma ivmesi.....	28
Şekil 4.4. Sanki - statik analiz sonucuna göre denge momenti - zaman grafiği	28
Şekil 4.5. Kinetik analize göre yükün kalkma miktarı.....	29
Şekil 4.6. Kinetik analize göre yükün kalkma hızı	30

Şekil 4.7. Kinetik analize göre yükün kalkma ivmesi.....	30
Şekil 4.8. Krank miline uygulanan tork	31
Şekil 4.9. Mekik aracı tek motorlu sistem mukavemet analizi sehîm dağılımı	31
Şekil 4.10. Mekik aracı tek motorlu sistem mukavemet analizi gerilme dağılımı.....	32
Şekil 4.11. Mekik aracı tek motorlu sistem mukavemet analizi gerilme dağılımı detay	32
Şekil 4.12. Mekik aracı tek motorlu sistem mukavemet analizi sehîm dağılımı	33
Şekil 4.13. Mekik aracı tek motorlu sistem mukavemet analizi gerilme dağılımı.....	33
Şekil 4.14. Mekik aracı tek motorlu sistem mekanizma ve alt taşıyıcı parçası	34

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1.Mekanizmaya ait uzuv uzunlukları	9.
Çizelge 3.2. Motora ait değerler.....	19

1. GİRİŞ

Nüfusla birlikte üretim miktarlarının da hızla arttığı günümüz dünyasında maliyetleri etkileyen önemli unsurlardan birisi de lojistikdir. Lojistik kelime anlamı itibariyle ürünlerin nakliye, depolama ve dağıtımını kapsamaktadır. Ülkemizde nakliye ve dağıtım alanında dünya ölçeğinde bir gelişme kaydedilmişken depolama alanında aşılması gereken pek çok sorun bulunmaktadır. Depolama günümüzde üç farklı kategoride ele alınmaktadır. Bunlar klasik(otomatik olmayan), yarı otomatik ve tam otomatik depolama teknikleridir. Yarı ve tam otomatik depolama tekniklerinde mühendislik analizi önemli bir unsur olarak ön plana çıkmaktadır. Maalesef pek çok sektörde olduğu gibi yarı ve tam otomatik depolama sistemlerinde de Türkiye, yabancı firmaların uygulama alanı durumundadır. Bu alanda hizmet vermeye çalışan yerli firmalar bu tür depolama sistemlerine henüz geçiş aşamasındadırlar. Depolama sistemlerinin yurt içinde günümüz itibariyle toplam 200 milyon dolarlık bir ciroya sahip olduğu göz önüne alınırsa ülkemizde bu alanda bir atılım yapılmasının mecburiyeti kendiliğinden ortaya çıkmaktadır.

Hem ülkemizde hem de dünyada depolama alanlarının efektif olarak kullanılma zorunluluğu gittikçe artmaktadır. Firmalar daha az alanda daha fazla depolama hacmi kullanmak, ürünlerin depolanması ve ürüne ulaşılmasının daha kısa sürede yapılabilmesi için çeşitli çözümler üretmektedirler.

Otomatik ve yarı otomatik depolama sistemleri zaman tasarrufu sağlayan önemli çözüm yollarıdır. Bu tarz depolama sistemlerinin en önemli ve en yaygın uygulamalarından biri olan mekik sistemlerde maliyetin düşürülmesi, akü kapasitesinin artırılması ve daha az güçle daha verimli çalışma sağlanması bu sektörde önemli çözümler olacaktır. Mekik sistemlerini daha iyi anlayabilmek için fotoğraflar üzerinden inceleme yapılmasında fayda vardır. Şekil 1.1 ve Şekil 1.2'de mekik depo raf sistemi içinde, özel raylar üzerinde duran bir mekik aracı ve farklı tipteki mekik araçları görülmektedir.

Otomatik depolama sistemlerinin bir çözümü olan mekik sistemlerinde şu anda dünya çapında uygulamalar incelendiğinde sektördeki firmalar tarafından benzer çözüm mantığının kullanıldığı görülmektedir.



Şekil 1.1. Mekik depo görünümü ve mekik aracı

Bu çözümü basit bir şekilde ifade etmek gerekirse; bir motor-redüktör grubu cihazın depo rayları üzerinde ilerlemesini sağlamak için tahrik sağlamakta, diğer bir motor-redüktör grubu ise mekik cihazı paletin altına girip durduktan sonra paleti kaldırmak için çalışacak olan mekanizma sistemini tahrik etmektedir. Yapılan bu çalışmada, temel mühendislik hesaplamaları ile ülkemizde lisanslı olarak üretilen bir mekik aracının incelenmesi ve alternatif bir sistem olarak iki farklı hareketin tek motorla gerçekleştirilmesi amaçlanmıştır. Böylece, akü kapasitesinin artırılması ve bakım kolaylığı gibi faydaların sağlanması da hedeflenmiştir.



Şekil 1.2. Farklı tipteki mekik araçları

Ülkemizde henüz yurtdışı firmaların lisanslı üreticisi olmadan yani özgün bir tasarım ve mühendislik çalışması sonucu üretilmeyen bu araçların yerli imkânlarla üretilmesi için en önemli engel patent haklarıdır. Dolayısıyla inovasyon kaçınılmaz olmaktadır.

Şüphesiz teknoloji anlamında inovasyon, fikri kapasitenin yanı sıra ciddi bir mühendislik faaliyetine dayanır. Bu faaliyetlere bir katkı olarak çalışmada öncelikle sistemin yapısal davranışının incelenmesi, mevcut tahrik ve güç aktarım mekanizmalarının analizi, mevcut mekanizmanın mühendislik hesaplamalarının gerçekleştirilmesi ele alınmıştır. Daha sonra tek motorlu sisteme geçebilmek için yapılan ön çalışmada belirlenen farklı konsept tasarımlar detaylı olarak tetkik edilmiş ve alternatif sistem için bir çözüme karar verilmiştir. Belirlenen yeni sistemin boyutlandırılması ve mukavemet hesabı da analitik ve bilgisayar destekli yöntemler yardımı ile gerçekleştirilmiştir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Bu çalışma kapsamında imali öngörülen sistemde tek motordan iki farklı operasyon için hareket elde edilmesi düşünüldüğünden akademik veri tabanları ile internette ‘storagesystem’, ‘storagerobots’, ‘storageshuttles’, ‘powersplitting’, ‘palletmover’, ‘palletrunner’ ve benzeri anahtar kelimeler kullanılarak literatür ve patent araştırması yapılmıştır.

‘Storage system’ anahtar kelimesiyle yapılan araştırmalarda nispeten çok sayıda makaleye erişilmektedir. Ancak bunlar genel olarak AS/RS (Automated Storage and Retrieval System) olarak adlandırılan otomatik depolama sistemleri hakkındadır (Vasili ve ark. 2011, Chen ve ark. 2003, Lee ve ark. 1996, Jean-Philippe ve ark. 2011, Francesco ve ark. 2005, Kees ve ark. 2009, Potric ve ark. 2004).

Diğer anahtar kelimeler ise genellikle ticari sitelere ve ürün tanıtlarına yönelmektedir.

Bu arada yine bir San-Tez projesi çerçevesinde yayınlanan ulusal bir makale tespit edilmiştir (Cemil ve ark. 2012). Ancak bu makale daha ziyade mekik sistemlerde motor seçimi ile ilgilenmiştir.

Bunun haricinde tespit edilebildiği kadarıyla tez konusuyla kısmen de olsa örtüşen bir akademik çalışmaya rastlanmamıştır. Her ne kadar burada ‘güç parçalama-powersplitting’ sözcükleriyle arama yapılmış olsa da bizim tasarlayacağımız sistemde bu anlamda aynı anda bir motor gücünün iki farklı birime ayrılması söz konusu olmayıp, motor iki farklı sistemi sırayla yani aynı anda değil farklı zamanlarda tahrik edecektir. Bu nedenle anılan sözcükle bulunan çalışmalar doğrudan konuyla ilişkili görünmemektedir. Bu kapsamda ‘powersplitting’ anahtar kelimesiyle yapılan araştırmalar daha çok hibrit motor teknolojisi ve elektronik kontrollü güç parçalayıcı sistemlerle alakalı makaleleri (Roland ve ark. 2012, Gabriela ve ark. 2013, Frank ve ark. 2006, Josef ve ark. 2012, Teppei ve ark. 2010, Yang Yu ve ark. 2011.) karşımıza çıkartmaktadır.

Yapılan bu çalışmanın konusu endüstriyel bir ürün olduğu için yapılan akademik araştırmaların yanında daha fazla bilgi edinmek, sektörün teknoloji düzeyini takip edebilmek ve sektörün ihtiyaçlarını belirleyip çalışmalarını ihtiyaçlar doğrultusunda

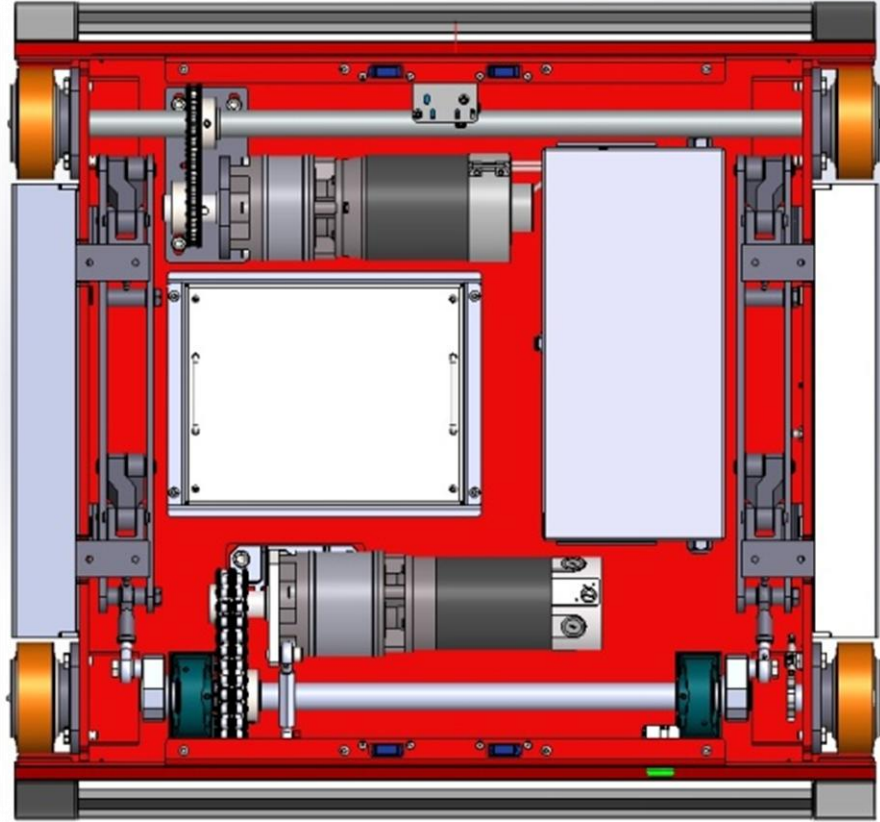
yapabilmek için daha farklı araştırma yöntemlerine de başvurulmuştur. Ulusal ve uluslararası fuarlara katılım gerçekleştirilmiş, mekik aracını üreten firma temsilcileri ile görüşülmüş ve ürünler incelenmiştir. Diğer yandan yine ulusal ve uluslararası kongre ve konferanslara katılım sağlanmış, yapılan incelemelerde sektörün geleceği hakkında bilgi edinilmiştir. Bunlarla beraber gerek fuarlar vasıtasıyla, gerekse teknik geziler sayesinde sektördeki üretici firmaların katalog ve broşürleri edinilmiş ve detaylı şekilde incelenmiştir. Son olarak, internet üzerinden hem tez konusu olan tek motorlu sistem ile alakalı çalışma yapıp yapılmadığı araştırılmış, hem de mekik araçları ile ilgili kısıtlayıcı durum ve şartların belirlenmesi için patent araştırması gerçekleştirilmiştir.

Yapılan tüm bu araştırmalar göstermektedir ki, tez konusu olan tek motordan tahrikli mekik aracı ile alakalı gerek akademik, gerekse endüstriyel herhangi bir çalışmaya rastlanılmamıştır. Her ne kadar tek motorlu sistemlerle alakalı patent yada akademik bir çalışma bulunmasa da mekik sistemlerle alakalı bazı başka patentler bulunmuş ve bu araçların tasarım ve üretim aşamasında ileride karşılaşılabilecek sınai haklar ve kısıtlamalar konusunda önemli bilgiler elde edilmiş, tasarıma elde edilen bu bilgiler dâhilinde yön verilmiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

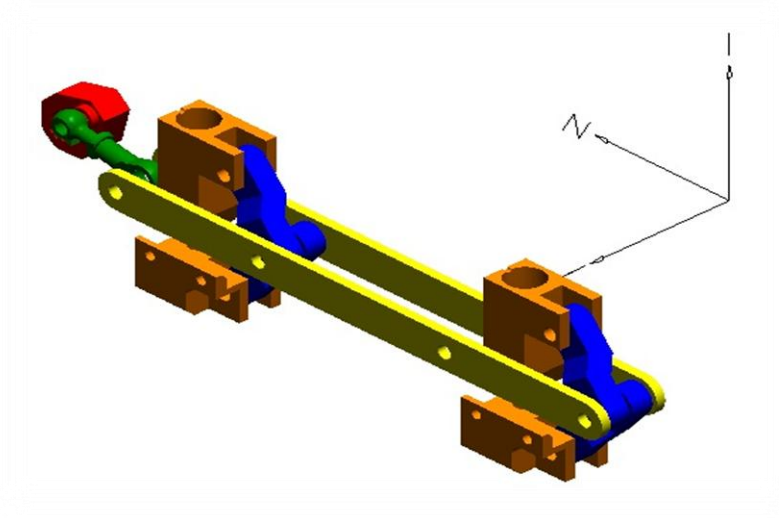
3.1. Çift Motorlu Sistem Kaldırma Mekanizmasının İncelenmesi

Daha önce kısaca bahsedildiği gibi mekik sistemlerde iki farklı motor-redüktör grubu kullanılmakta olup, bunlardan birisi mekik aracının depo rayları üzerinde ilerleme hareketini, diğeri ise mekik aracı paletin altına girip durduktan sonra paletin kaldırılma hareketini tahrik etmektedirler (Şekil 3.1).



Şekil 3.1. Çift motorlu sistem mekik aracının iç görünümü

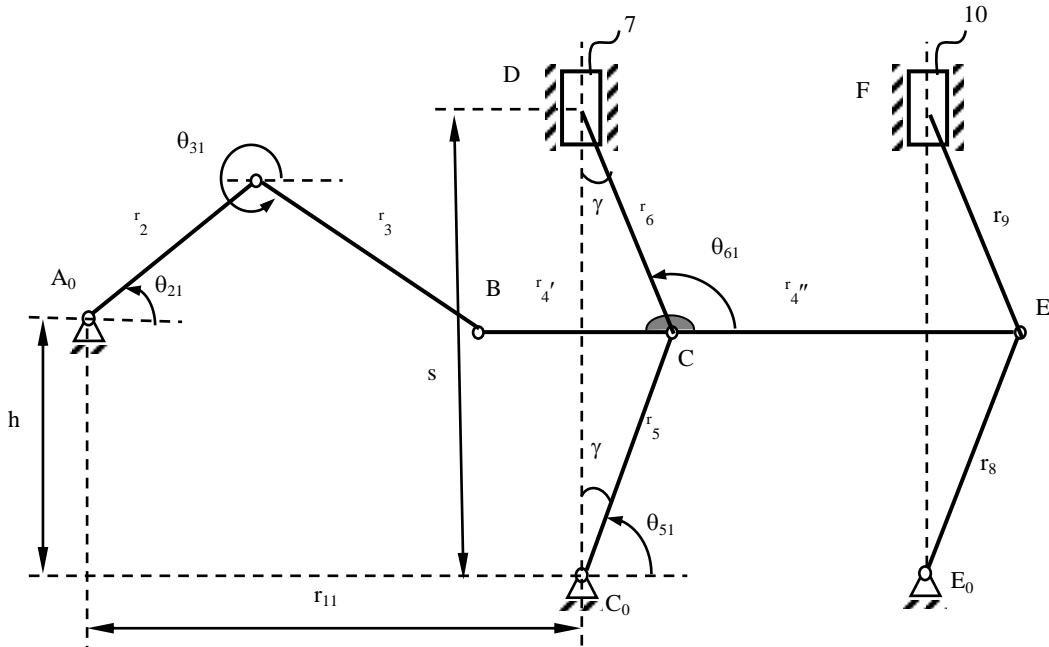
Bu tez kapsamında üzerinde çalışılacak olan kaldırma mekanizmasının katı modeli deŞekil3.2.'de verilmiştir.



Şekil 3.2. Mekik aracı çift motorlu sistem kaldırma mekanizmasının görünümü

3.1.1. Kinematik analiz

Şekil 3.3.'de kinematik şeması verilen kaldırma mekanizmasının kinematik analizi için öncelikle çevrim denklemleri yazılarak konum parametreleri belirlenmiş, daha sonra bu çevrim denklemlerinin türevleri ile hız ve ivme denklemlerine geçilmiştir.



Şekil 3.3. Mekik aracı çift motorlu sistem kaldırma mekanizmasının şematik görünümü

Mekanizma tek serbestlik dereceli olup A_0 noktasına bağlı olan krank kolu üzerinden tahrik edilmektedir. Mekanizmanın $A_0BCC_0A_0$ ve C_0CDC_0 kısımları için 2 farklı çevrim denklemi oluşturulmuş simetri ve paralel kol mekanizmasından dolayı E_0EFE_0 kısmı için ayrı bir denklem yazmaya ihtiyaç duyulmamıştır. Kinematik analiz için kullanılan çevrim denklemleri;

$$he^{i\frac{\pi}{2}} + r_2e^{i\theta_{21}} + r_3e^{i\theta_{31}} + r_4' = r_{11} + r_5e^{i\theta_{51}} \quad (3.1)$$

$$se^{i\frac{\pi}{2}} = r_5e^{i\theta_{51}} + r_6e^{i\theta_{61}} \quad (3.2)$$

şeklinde yazılmıştır. Burada bütün uzuv uzunlukları ve yataklar arası mesafeler ile krank kolunun dönme açısı θ_{21} bilinen değerlerdir. θ_{31} , θ_{51} , θ_{61} ve s değerleri ise denklemlerin çözümünde elde edilecektir. 7 ve 10 nolu uzuvların dolayısıyla da mekik üzerinde kaldırılacak yükün yerleştirildiği tablanın yer değişimini ifade eden s stroğunun hesabında (3.2) nolu çevrim denklemi kullanılabileceği gibi mekanizmanın geometrisinden de istifade edilebilir. Şöyleki; $r_5=r_6$ olduğundan geometriden;

$$s = 2r_5\sin\theta_{51} \quad (3.3)$$

yazmak da mümkündür.

Mekanizma üzerinden yazılan (3.1) ve (3.2) denklemlerinin zamana göre bir kez türetilmesi ile mekanizmanın hız denklemleri, iki kez türetilmesiyle de ivme denklemleri elde edilmiş ve bu denklemler aşağıda verilmiştir.

Hız denklemleri:

$$r_2\dot{\theta}_{21}(ie^{i\theta_{21}}) + r_3\dot{\theta}_{31}(ie^{i\theta_{31}}) = r_5\dot{\theta}_{51}(ie^{i\theta_{51}}) \quad (3.4)$$

$$e^{i\frac{\pi}{2}}\dot{s} = r_5\dot{\theta}_{51}(ie^{i\theta_{51}}) + r_6\dot{\theta}_{61}(ie^{i\theta_{61}}) \quad (3.5)$$

İvme denklemleri:

$$\begin{aligned} r_2\ddot{\theta}_{21}(ie^{i\theta_{21}}) - r_2\dot{\theta}_{21}^2e^{i\theta_{21}} + r_3\ddot{\theta}_{31}(ie^{i\theta_{31}}) - r_3\dot{\theta}_{31}^2e^{i\theta_{31}} \\ = r_5\ddot{\theta}_{51}(ie^{i\theta_{51}}) - r_5\dot{\theta}_{51}^2e^{i\theta_{51}} \end{aligned} \quad (3.6)$$

$$e^{i\frac{\pi}{2}}\ddot{s} = r_5\ddot{\theta}_{51}(ie^{i\theta_{51}}) - r_5\dot{\theta}_{51}^2 e^{i\theta_{51}} + r_6\ddot{\theta}_{61}(ie^{i\theta_{61}}) - r_6\dot{\theta}_{61}^2 e^{i\theta_{61}} \quad (3.7)$$

Benzer şekilde (3.3) denkleminde;

$$\dot{s} = 2r_5\cos\theta_{51}\dot{\theta}_{51} \quad (3.8)$$

$$\ddot{s} = -2r_5\sin\theta_{51}\dot{\theta}_{51}^2 + 2r_5\cos\theta_{51}\ddot{\theta}_{51} \quad (3.9)$$

ifadeleri elde edilir. Böylece, kinematik analiz için ihtiyaç duyulan konum, hız ve ivme denklemleri tamamlanmış olur. Bu denklemler MATLAB yazılımında hazırlanan bir kod aracılığıyla çözülmüş ve çözümde mekanizmaya ait aşağıdaki veriler kullanılmıştır (Çizelge 3.1).

Çizelge 3.1. Mekanizmaya ait uzuv uzunlukları

Uzuv uzunlukları	Birim(mm)
r_{11}	193
r_2	30,5
r_3	77,5
r_4'	140
r_4''	320
r_5	73
r_6	73
H	51,9

Ayrıca sistemin kaldırdığı toplam yük 1500kg'dır ve aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$m_{\text{yük}} = 1500 \text{ kg}$$

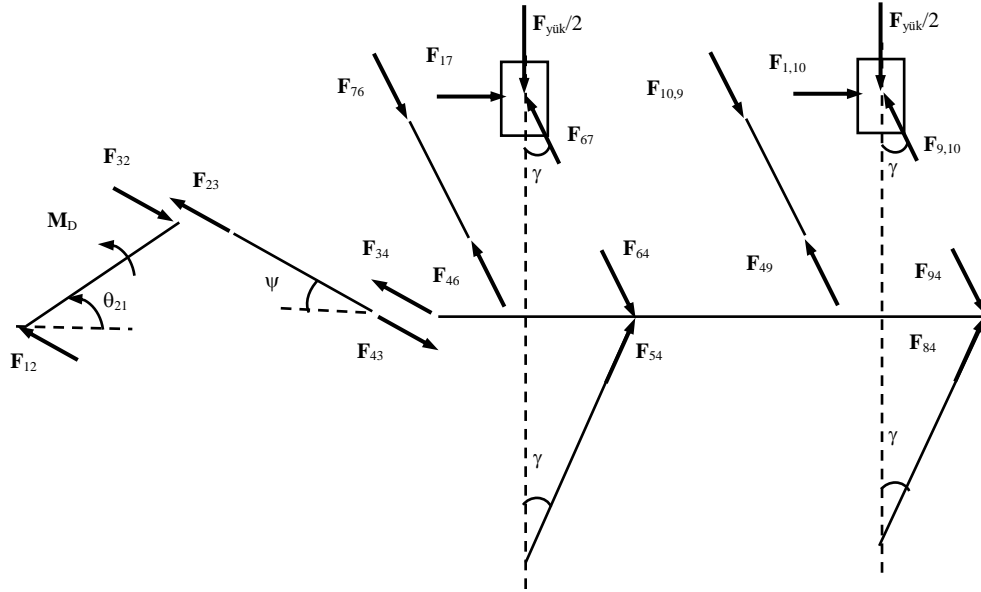
Mekanizmanın konum, hız ve ivme değerlerinin çözümü yukarıdaki kinematik bağıntıların yanı sıra mekanizmanın bilgisayar ortamında hazırlanan katı modeli üzerinde de elde edilmiştir. Katı modelin analizi Visual Nastran yazılımında yapılmış ve her iki yoldan bulunan sonuçlar karşılaştırılarak tutarlılıkları kontrol edilmiştir. Yükün kalkma miktarı s , kalkma hızı \dot{s} ve kalkma ivmesi \ddot{s} ya ait grafikler nümerik sonuçlar bölümünde verilmiştir.

Kinematik analizin tamamlanmasının ardından sistemin kinetik analizine geçilecektir.

Ancak mekik aracının kaldırma hızının pratikte oldukça düşük olması nedeniyle sistemde ihtiyaç duyulan motor momentinin kabaca hesabında sanki-statik analiz yaklaşımının da kullanılabilceği düşünülmüş ve öncelikle bu yönde bir çalışma yapılmıştır

3.1.2. Sanki - statik analiz

Mekanizmanın kinematik analizinden sonra mekanizma uzuvlarına etki eden kuvvetlerin ve özellikle de mekanizmanın tahrik uzvuna uygulanması gereken motor momentinin hesaplanması için sanki statik analiz yapılmıştır. Motor momentinin hesabında her ne kadar Virtüel İşler İlkesini kullanmak da mümkün olsa da mekanizmanın tasarım aşamasında mafsal kuvvetlerine de ihtiyaç duyulacağından sanki-statik analizin uygulanması tercih edilmiştir. Mekanizma uzuvlarına etki eden kuvvetler serbest cisim diyagramları ile Şekil 3.4.'da gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Sanki - statik analiz için kuvvetler

Şekil 3.4. incelendiğinde aşağıdaki hususlar gözlenir:

7 ve 10 numaralı uzuvların dengesinden F_{67} ve $F_{9,10}$ reaksiyonlarının eşit ve

$$F_{67}=F_{9,10} = \frac{F_{yük}}{2\cos\gamma} \quad (3.10)$$

değerinde oldukları anlaşılır. 6 ve 9 numaralı uzuvların statik dengesinden ve Newton'un üçüncü ilkesinden hareketle,

$$F_{64}=F_{94}=\frac{F_{yük}}{2\cos\gamma} \quad (3.11)$$

eşitliği elde edilir. 4 numaralı cismin statik denge denklemleri ise matris formunda aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\begin{bmatrix} -\cos\gamma & \sin\gamma & \sin\gamma \\ \sin\gamma & \cos\gamma & \cos\gamma \\ r_4'\sin\psi & 0 & -r_4''\cos\gamma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{34} \\ F_{54} \\ F_{84} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -F_{yük}\tan\gamma \\ F_{yük} \\ -r_4''\frac{F_{yük}}{2} \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

$\gamma = \frac{\pi}{2}-\theta_{51}$ ve $\psi = 2\pi-\theta_{31}$ olduğu ve θ_{51} ile θ_{31} açılarının da θ_{21} 'ye bağlı olduğu göz önünde tutulursa bu denklem takımı θ_{21} 'nin yükün kalkış aşamasındaki değerler aralığında değiştirilerek çözülebilir ve F_{34} kuvveti θ_{21} 'nin bu değerlerine karşılık gelen denge konumları için bulunabilir. Açıkta ki $F_{23}=F_{34}$ ve dolayısıyla $F_{32}=F_{34}$ olur. 2 numaralı uzvun momentler dengesinden yükü dengede tutmak için gerekli M_D denge momenti

$$M_D = F_{34}r_2 \sin(\theta_{21} + \psi) \quad (3.13)$$

bağıntısından bulunur. $0 \leq \theta_{21} \leq 140^\circ$ aralığı için bu momentin değerleri nümerik sonuçlar kısmında verilmiştir.

3.1.3. Kinetik analiz

Kaldırılan yükün kütlesi 1500kg olduğundan bunun ataletinden doğacak ilave kuvvetin motor seçimine tesirini anlamak için kinetik analiz zorunlu görülmüştür. Mekanizmada kaldırma motoru ile mekanizmanın 2 numaralı tahrik uzvu arasındaki çevrim oranı 403.2 olarak belirlenmiştir. Bilindiği gibi tek serbestlik dereceli bu mekanizmanın 2 numaralı tahrik uzvuna indirgenmiş hareket denklemi aşağıdaki gibi olur.

$$I_{e\vartheta}(\theta_{21})\ddot{\theta}_{21} + \frac{1}{2}\frac{dI_{e\vartheta}}{d\theta_{21}}\dot{\theta}_{21}^2 = M_{M,k} - M_{yük} \quad (3.14)$$

Burada $I_{e\dot{s}}$, mekanizmanın motor tahrik miline indirgenmiş eşdeğer kütle atalet momenti olup aşağıdaki şekilde ifade edebilir.

$$I_{e\dot{s}} = I_{MR} + I_{G2} + m_2(\alpha_2^2 + \beta_2^2) + I_{G3}\gamma_3^2 + m_3(\alpha_3^2 + \beta_3^2) + m_4(\alpha_4^2 + \beta_4^2) + 2I_{G5}\gamma_5^2 + 2m_5(\alpha_5^2 + \beta_5^2) + 2I_{G6}\gamma_6^2 + 2m_6(\alpha_6^2 + \beta_6^2) + 2m_7\gamma_7^2 + m_{yuk}\gamma_7^2 \quad (3.15)$$

Burada; I_{MR} motor ve redüksiyon sisteminin kranka indirgenmiş sabit değerini, I_{Gi} ve m_i 'ler sırasıyla ilgili uzvun ağırlık merkezine göre kütle atalet momentini ve kütlelerini göstermektedirler. α_i , β_i ve γ_i katsayıları ise aşağıda verildiği şekilde hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= -r_{G2} \sin\theta_{21}, & \beta_2 &= r_{G2} \cos\theta_{21} \\ \alpha_3 &= r_2 \sin\theta_{21} - r_{G3} \sin\theta_{31}\gamma_3, & \beta_3 &= r_2 \cos\theta_{21} + r_{G3} \cos\theta_{31}\gamma_3 \\ \alpha_4 &= -r_5 \sin\theta_{51}\gamma_5, & \beta_4 &= r_5 \cos\theta_{51}\gamma_5 \\ \alpha_5 &= -r_{G5} \sin\theta_{51}\gamma_5, & \beta_5 &= r_{G5} \cos\theta_{51}\gamma_5 \\ \alpha_6 &= r_5 \sin\theta_{51}\gamma_5 - r_{G6} \sin\theta_{61}\gamma_6, & \beta_6 &= r_5 \cos\theta_{51}\gamma_5 + r_{G6} \cos\theta_{61}\gamma_6 \end{aligned} \quad (3.16)$$

$$\begin{aligned} \gamma_3 &= \frac{\dot{\theta}_{31}}{\dot{\theta}_{21}} = \frac{r_2 \sin(\theta_{21} - \theta_{51})}{r_3 \sin(\theta_{51} - \theta_{31})} \\ \gamma_5 &= \frac{\dot{\theta}_{51}}{\dot{\theta}_{21}} = \frac{r_2 \sin(\theta_{21} - \theta_{31})}{r_3 \sin(\theta_{51} - \theta_{31})} \\ \gamma_6 &= \frac{\dot{\theta}_{61}}{\dot{\theta}_{21}} = -\frac{r_5 \sin\theta_{51}}{r_6 \sin\theta_{61}} \gamma_5 \\ \gamma_7 &= \frac{\dot{s}}{\dot{\theta}_{21}} = r_5 \frac{\sin(\theta_{61} - \theta_{51})}{\sin\theta_{61}} \gamma_5 \end{aligned} \quad (3.17)$$

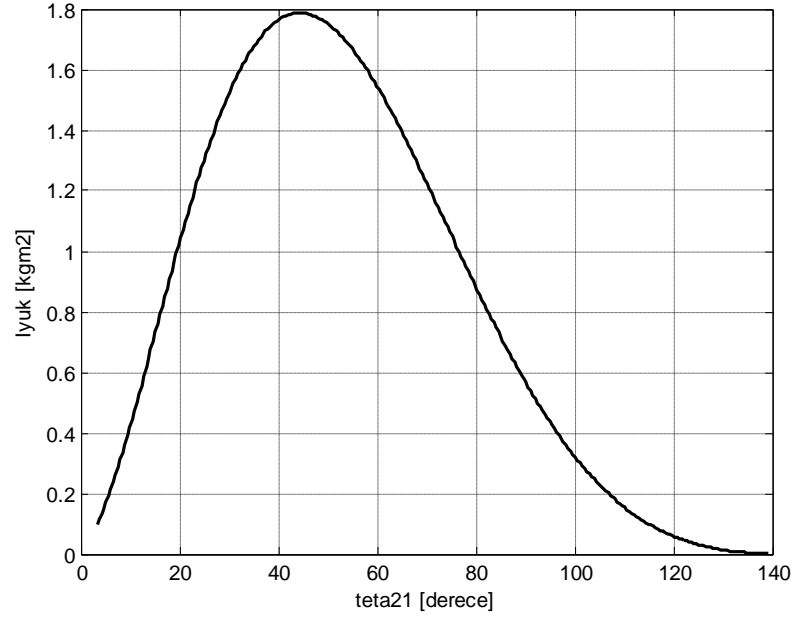
Mekanizmada motorun rotoru, dişli kutularının sabit ataleti, mekanizma uzuvlarının ataleti ve nihayet yükün ataleti 2 numaralı krank miline indirgenmiştir. Mekanizma uzuvlarının kütlesi yükün kütlesi yanında oldukça küçük olduğundan (3.15) ifadesinde uzuvların her birine ait kütle atalet momentlerini temsil eden terimler ihmal edilebilir düzeydedir. Buna mukabil motor rotorunun ve iki kademe gerçekleştirilen redüksiyon sisteminin dönen unsurlarının krank miline çevrim oranlarının karesiyle çarpılarak geleceği göz önünde tutulursa ihmal edilemezler. Neticede I_{MR} motor ve redüksiyon sisteminin kranka indirgenmiş sabit değerini göstermek üzere $I_{e\dot{s}}(\theta_{21})$ için,

$$I_{e\text{ş}}(\theta_{21}) = I_{MR} + I_{y\ddot{u}k}(\theta_{21}) \quad (3.18)$$

yazılabilir. Burada $I_{y\ddot{u}k}(\theta_{21})$

$$I_{y\ddot{u}k}(\theta_{21}) = m_{y\ddot{u}k} \gamma_7^2 \quad (3.19)$$

olup θ_{21} 'e göre değişimi Şekil 3.5'da verildiği gibidir.



Şekil 3.5. $I_{y\ddot{u}k}$ 'ün θ_{21} 'e göre değişimi

(3.14) denkleminde sağ tarafta yer alan motorun kranka indirgenmiş torqu $M_{M,k}$ ise DC motorun doğrusal karakteristiğinden ötürü aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$M_{M,k} = (\beta_M i_T \omega_{21} + \delta) i_T \quad (3.20)$$

Burada motor açısai hızı ile 2 uzvunun açısai hızı arasında $\omega_M = i_T \omega_{21}$ bağıntısı olduğunu hatırlatmakta fayda vardır. Parantezin dışında i_T çarpanı ise motor torkunun kranka toplam çevrim oranı kadar artarak gelmesinden kaynaklanmaktadır.

Mekanizmanın hareket denkleminin çözümlü MATLAB programında hazırlanan bir kod yardımıyla yapılmış ve elde edilen sonuçlar tezin Nümerik Sonuçlar bölümünde verilmiştir.

Mevcut sistem verileriyle yükün 50mm mesafeye yaklaşık 3 saniyede eriştiği görülmektedir. Sistemde motor hızı yükün kalkış stroğunun başında ve sonunda sıfır olacağı tarzda kontrol edilmekle beraber bu çalışmada maksat öncelikle kullanılan motorun seçiminin uygun olup olmadığını tespit etmek olduğundan bu ayrıntıya girilmemiştir.

Kinematik ve kinetik analizlerin tamamlanmasının ardından mekik aracının gövdesi için sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak mukavemet analizinin yapılması ve gerilme haritasının çıkartılması öngörülmüştür.

3.1.4. Çift Motorlu Sistem Mukavemet Analizi

Bu çalışmada mukavemet analizi için sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır. Mekik aracının bir sonlu elemanlar paket programı ile yapısal, statik analizi yapılmış ve bu sayede yapısal davranışı incelenmiştir. Sonlu elemanlar analizi Ansys programında yapılmıştır.

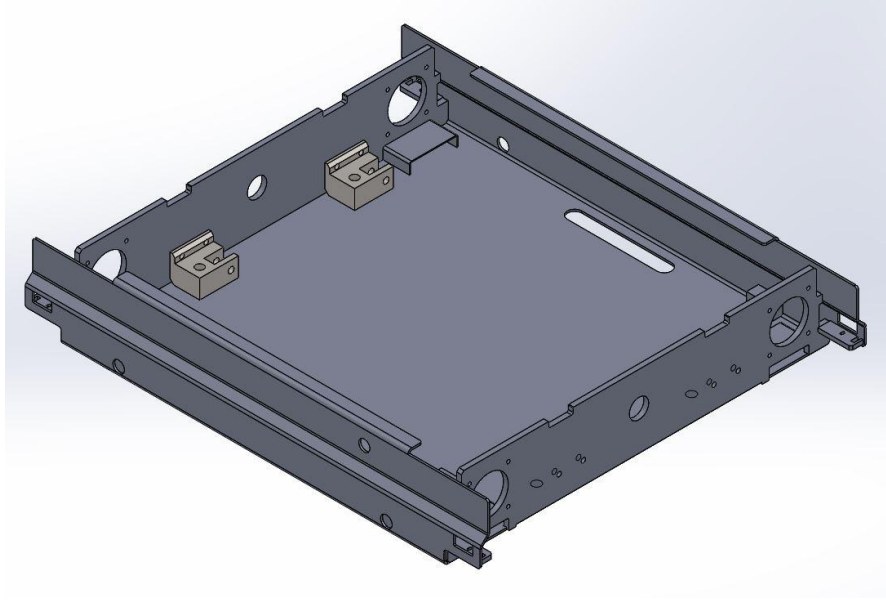
Sonlu elemanlar metodu, günümüzde karmaşık mühendislik problemlerinin hassas olarak çözülmesinde etkin olarak kullanılan bir sayısal metottur. İlk defa 1956 yılında uçak gövdelerinin gerilme analizi için geliştirilmiş olan bu metodun, daha sonraki on yıl içerisinde uygulamalı bilimler ve mühendislik problemlerinin çözümünde de başarı ile kullanılabilmesi anlaşılmıştır. Daha sonraki yıllarda ise sonlu elemanlar metodu ve çözüm teknikleri hızlı gelişmeler kaydetmiş ve günümüzde birçok pratik problemin çözümü için kullanılan en iyi metotlardan birisi olmuştur. Metodun değişik mühendislik alanları için bu kadar popüler olmasının ana nedenlerinden birisi genel bir bilgisayar programının yalnız giriş verilerini değiştirerek herhangi bir özel problemin çözümü için kullanılabilmesidir.

Sonlu elemanlar metodundaki temel düşünce, karmaşık bir problemde problemi basite indirgeyerek bir çözüm bulmaktır. Esas problemin daha basit bir probleme indirgenmiş olması nedeni ile kesin sonuç yerine yaklaşık bir sonuç elde edilmekte, ancak bu sonucun çözüm için daha fazla çaba harcayarak iyileştirilmesi ve kesin sonuca çok yaklaşılması, hatta kesin sonuca ulaşılması mümkün olmaktadır. Elde

bulunankonvansiyonel matematiksel araçların kesin sonucu, hatta yaklaşık bir sonucu dahibulmakta yetersiz kalması durumunda ise sonlu elemanlar metodu kullanılabilir tek metot olmaktadır.

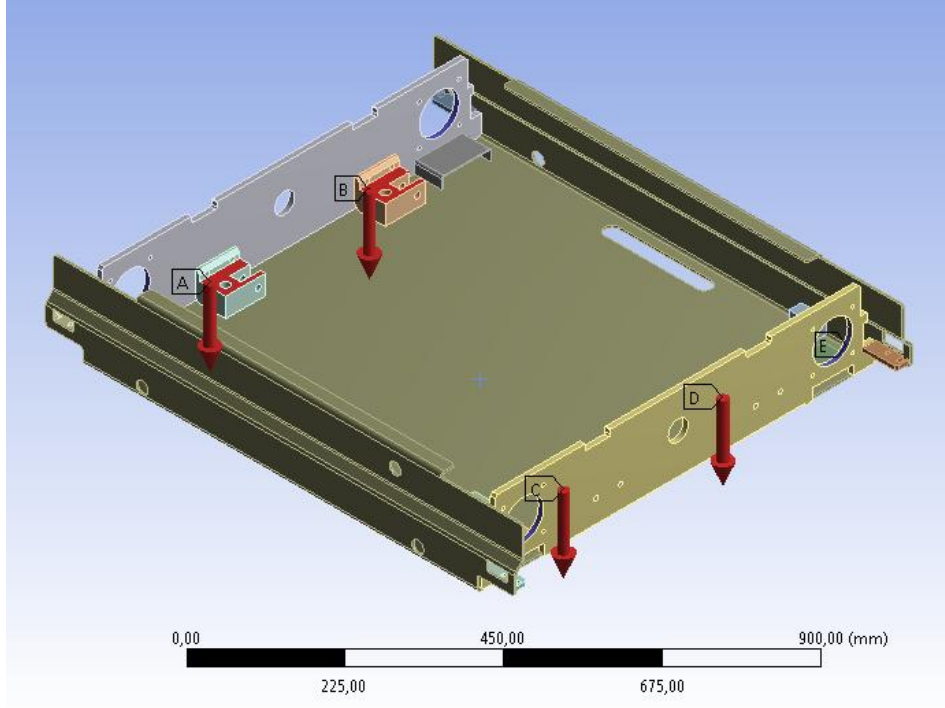
Özel problemlerin çözümü için genel bir programın kullanılabilir olması, sonluelemanlar metodunun güçlü ve çok amaçlı bir araç olmasına neden olmuştur ve çok sayıda genel amaçlı sonlu elemanlar program paketi geliştirilmiştir(Arıkan, M.A.S.).

Sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analizde öncelikle mekik aracı CAD datası üzerinden sadeleştirmeler yapılmış ve sonlu elemanlar analizi yapmaya uygun ve amaca yönelik model hazırlanmıştır (Şekil 3.6). Bu işlemler SolidWorks programında yapılmıştır.



Şekil 3.6. Çift motorlu sistem mekik aracının sonlu elemanlar analizi için sadeleştirilmiş katı modeli

Mekik ara aracının karkas yapısının katı modeli hazırlandıktan sonra bu model Ansys programına transfer edilmiştir. Burada sonlu elemanlar analizi için model kurulmuştur. Bu kapsamda öncelikle sınır şartları belirlenmiş, birbirine kontak halinde olan parçaların kontak durumları tespit edilerek programda modellenmiştir (Şekil 3.7).

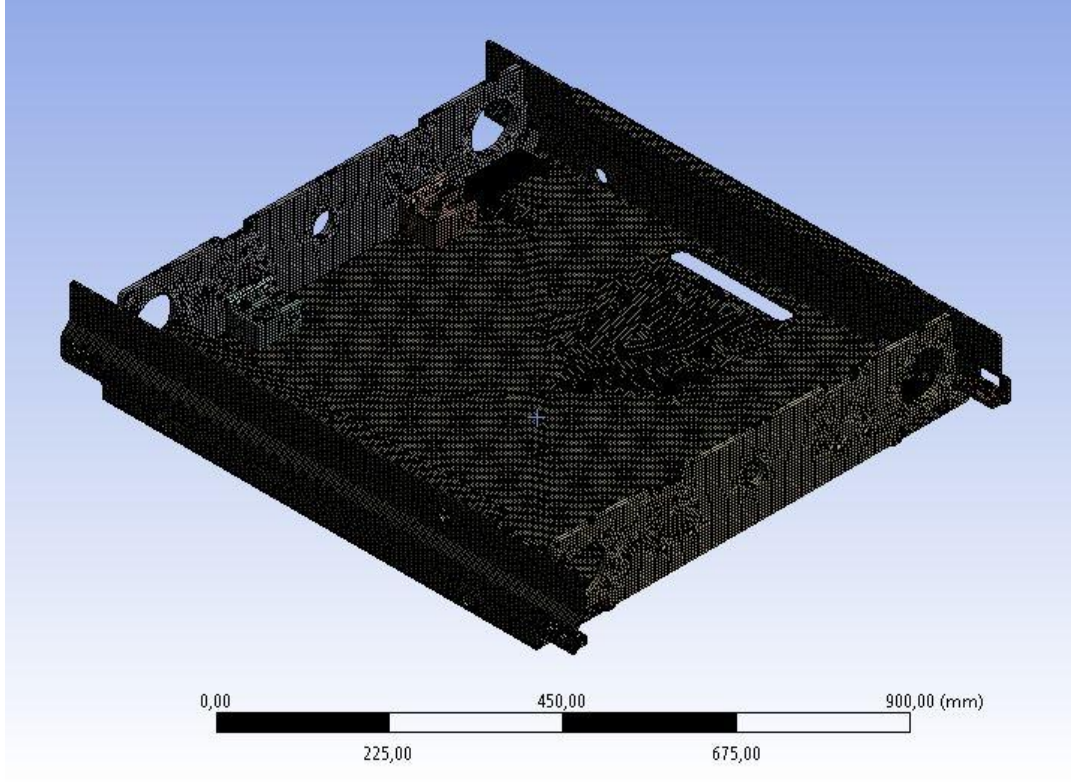


Şekil 3.7. Çift motorlu sistem mekik aracı karkası üzerinde sınır şartlarının gösterimi

Sınır şartları da hazır olduktan sonra malzeme özellikleri belirlenmiş ve sonlu elemanlar analizi için mesh modeli uygulanmıştır(Şekil 3.8 ve Şekil 3.9).

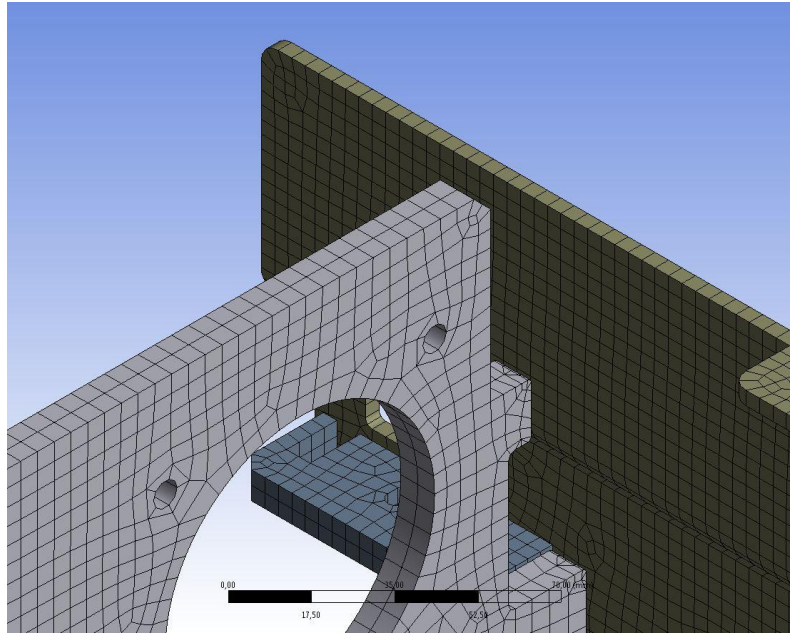
Properties of Outline Row 3: Structural Steel				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Density	7850	kg m ⁻³	
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
4	Coefficient of Thermal Expansion	1,2E-05	C ⁻¹	
5	Reference Temperature	22	C	
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modu...		
8	Young's Modulus	2E+11	Pa	
9	Poisson's Ratio	0,3		
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa	
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa	
12	Alternating Stress Mean Stress	Tabular		
16	Strain-Life Parameters			
24	Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa	
25	Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa	
26	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa	
27	Compressive Ultimate Strength	0	Pa	

Şekil 3.8. Çift motorlu sistem mekik aracı malzeme modeli



Şekil 3.9. Çift motorlu sistem mekik aracı mesh modeli

Burada mesh modelinin 139 826 adet hex dominant karakterli eleman kullanılmıştır.



Şekil 3.10. Çift motorlu sistem mekik aracı mesh modeli detay görünüm

Çalışma kapsamında güncel olarak kullanılan çift motorlu sistem mekik aracının gövdesine sonlu elemanlar analizi yapmak önemlidir. Zira araç içindeki yerleşimler değişecek, farklı ağırlıklardaki değişik komponentler gövdenin içine yerleştirilecektir. Dolayısıyla araç içindeki ağırlık merkezi değişebilir ve gövdenin yapısal dayanımı açısından sıkıntılı durumlarla karşılaşılabilir. Mekik araçlarının dış boyutları Avrupa palet standartlarına göre belirlendiğinden değişmesi mümkün değildir, dolayısıyla sadece detay tasarımda ve sac parçaların et kalınlıklarında değişiklik yapmak mümkündür. Analizi yapılan mekik aracı gövdesinde alt sac 4 mm et kalınlığında yan duvar sacları ise 10 mm et kalınlığındadır.

Yapılan sonlu elemanlar analizi sonucunda hangi bölgeye ne kadar yük geldiği, kritik derecede zorlanan bölgelerin tespiti, sehim açısından kritik olan orta bölgenin kontrolü gibi parametrelerin yanında 1500 kg yük altında çalışacak olan mekanizmanın bu yükü sistemde hangi bölgelere hangi seviyede aktardığının tespiti amaçlanmıştır. Çünkü daha önce belirtildiği gibi dış gövde tasarımını değiştirmek mümkün olmadığı için ve sac parçaların et kalınlıkları da ilk etapta arttırılmak istenmediğinden böyle bir çalışma yapılması ileride geliştirilecek olan tek motorlu sisteme ışık tutması açısından önemlidir.

Yukarıda üç boyutlu tasarım modeli ve sonlu elemanlar modeli detayları verilen model Ansys programında çözdürülmüş ve sonuçlar değerlendirmeye tabi tutulmuştur. Elde edilen değerlernümerik sonuçlar kısmında incelenmiştir.

3.1.5. Çift Motorlu Sistemde Motor Seçimi

Çift motorlu sistemin dayanımı sonlu elemanlar yöntemiyle analiz edip kaldırma mekanizması da kinematik ve kinetik açıdan inceledikten sonra mekanizmayı tahrik eden motorun seçim kontrolü yapılmıştır.

Çift motorlu sistemde halihazırda kullanılan ve kaldırma mekanizmasını tahrik eden motorun torku 1,7 Nm'dir. Motor ile mekanizma arasında 1/216 oranında bir redüktör ve 15/28 oranında zincir dişli aktarımı bulunmaktadır. Bu iki oran toplamda 1/403,2 değerine tekabül etmektedir. Dolayısıyla aşağıdaki basit hesapla da görüleceği üzere motorun kaldırma mekanizması şaftına aktarabileceği en fazla tork değeri;

$$1,7 \times 403,2 = 685,4 \text{ Nm' dir.}$$

Mekanizmanın gerek sanki-statik gerekse dinamik analiz hesaplamalarında kaldırma mekanizmasını tahrik eden şaft için gerekli moment maksimum 520 Nm olarak bulunmuştur. Buradan bir emniyet katsayısı hesabı yapılırsa;

$$685,4/520 = 1,32$$

elde edilir. Böylece motorun 1,32 emniyet katsayısı ile kaldırma yüküne uygun olarak seçildiği tespit edilmiş olur.

3.2. Tek Motorlu Sistem ve Yeni Yerleşim Çalışmaları

Çift motorlu sistemle alakalı yapılan bu çalışmalardan sonra tez çalışmasının başlangıcında öngörüldüğü üzere aracı iki motor yerine tek motorla tahrik edecek yeni sistem için çalışmalar yapılmıştır. Her ne kadar, tek motorlu çözüm için farklı alternatifler ortaya konulmuş olsa da sonuçta bu alternatifler içerisinde uygulanabilirlik açısından en avantajlı olanı seçilerek çalışmalar bu seçim üzerinden devam ettirilmiştir.

Tek motorlu sistemle ilgili ürün çalışmaları ve detay tasarımlardan önce kullanılacak motorun seçimi yapılmıştır. Daha önce kullanılan iki farklı motor da uygulamada sorunsuz çalıştığı için bu motorlardan bir tanesinin kullanılmaya devam edilmesine karar verilmiştir. Seçilen motor ait değerler aşağıdaki çizelgede verilmiştir:

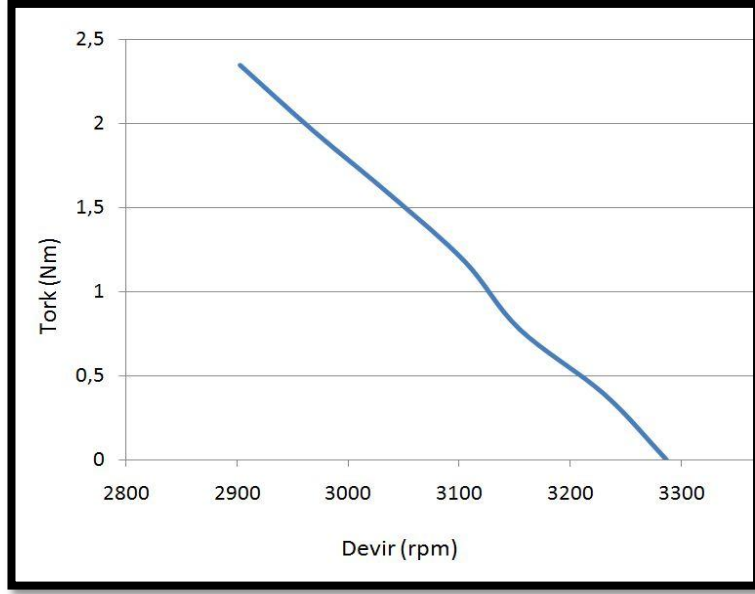
Çizelge 3.2. Motora ait değerler

Güç	600 Watt
Nominal Tork	1.7 Nm
Nominal Devir	3000 dev/dk
Voltaj	24 Volt

Kullanılacak motorun karakteristik grafiği ise aşağıdaki gibidir ve hesaplamalarda bu grafik

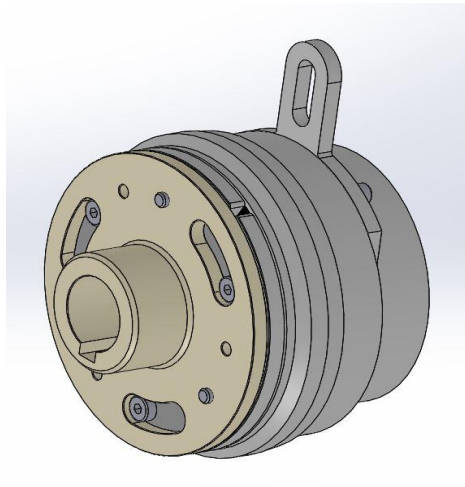
$$M_M = -0,0583 \omega + 20,0823$$

bağıntısı ile temsil edilmiştir. Burada ω , motorun açısal hızını göstermekte olup birimi rad/sn' dir.



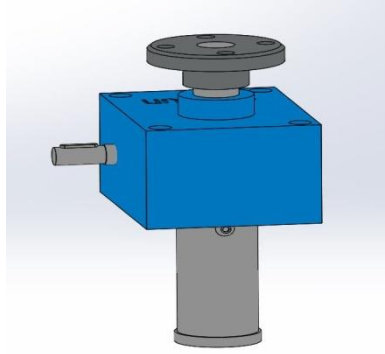
Şekil 3.11. Kullanılan motorun karakteristik grafiği

Bu çözümde tek motordan iki farklı hareketi sağlayabilmek için motorun çıkışına çift çıkışlı bir yön değiştirici redüktör ve bu yön değiştirici redüktörün her iki çıkışına da kavrama montajı yapılmasına karar verilmiştir. Motor çalışırken hangi kavrama aktif hale getirilirse o kavramanın olduğu tarafa güç aktarılacağı için otomatik olarak bu seçim yapılabilir ve ilerleme için ya da kaldırma için tek motoru kullanarak gerekli tahrik sağlanmış olur. Kavrama seçimi yapılırken iki kriter göz önüne alınmıştır. Birisi aktarabileceği tork ve diğeri de boyutsal yani tasarım olarak sisteme uygunluğudur. Buna kriterlere göre seçimi yapılan kavrama Şekil 3.12’de gösterilmiştir.



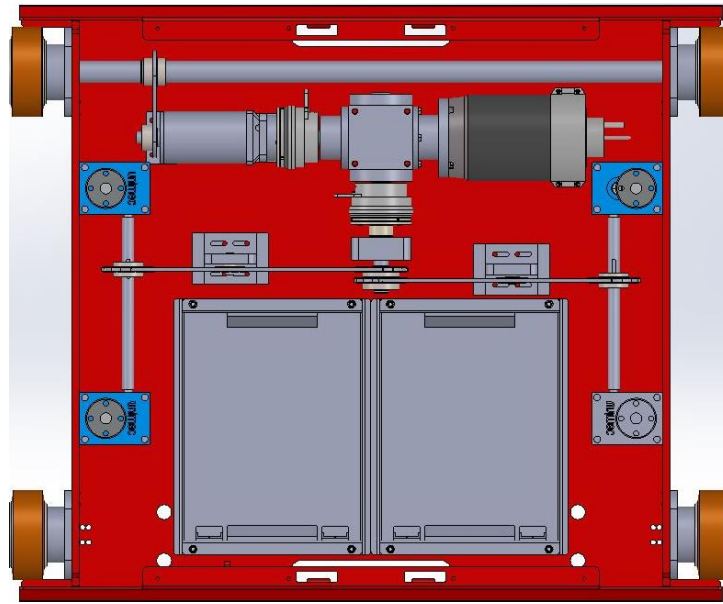
Şekil 3.12. Seçilen kavramanın görüntüsü

Burada seçilen yön değiştiricinin ilerleme tarafı için aktarımı doğrudan yani 1/1 oranındadır. Kaldırma tarafı çıkışında ise 1/1,5 oranında redüksiyon yapmaktadır. Kaldırma işlemi için ise yeni sisteme uygun olarak düşünölen ve önceki mekanizmaya göre daha az hacim kaplayan trapez dişli mil kaldırma sistemine sahip vidalı mil ya da screwjack olarak adlandırılan mekanizmalar seçilmiştir. Burada screwjack mekanizmasının iç redüksiyonu ve diş adımları, 50mm'lik stroğu yani yükselmeyi 3 saniyede tamamlayacak şekilde seçilmiştir.



Şekil 3.13. Seçilen vidalı kaldırma mekanizmasının (screwjack) görüntüsü

Kaldırma mekanizmasının seçiminden sonra diğer ürünler de uygun şekilde seçilmiş ve detaylı tasarımı 3 boyutlu olarak bilgisayar ortamında gerçekleştirilmiştir. Yeni geliştirilen sisteme ait tasarım Şekil 3.14'de verilmiştir.



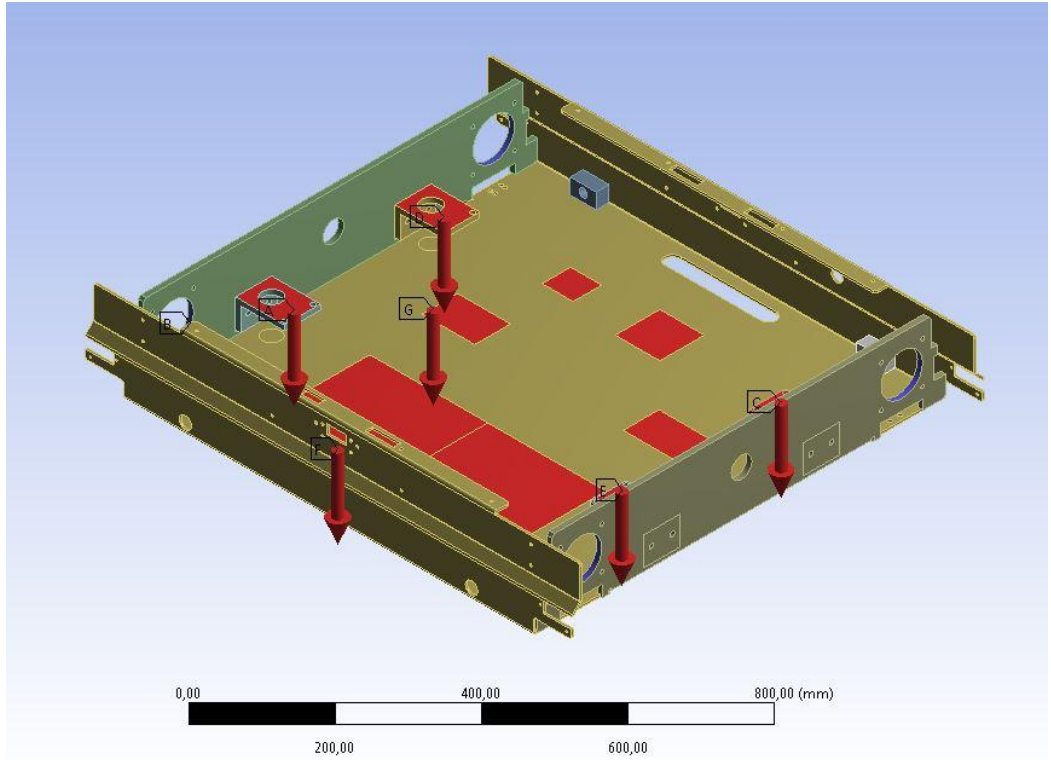
Şekil 3.14. Tek motorlu sisteme göre yeni yerleşim

3.2.1. Tek Motorlu Sistem Mukavemet Analizi

Yeni yerleşim yapılan bu sistemde farklı ağırlıkların farklı yerlere konulmasıyla yeni bir yapı ortaya çıkmış ve bu durum için de mukavemet analizi yapılması ihtiyacı doğmuştur.

Yeni durumda da daha önceki sistemde yapıldığı gibi mekik aracının karkas yapısının katı modeli hazırlandıktan sonra bu model Ansys programına transfer edilmiştir. Burada sonlu elemanlar analizi için model kurulmuştur. Bu kapsamda öncelikle sınır şartları belirlenmiş, birbirine kontak halinde olan parçaların kontak durumları tespit edilerek programda modellenmiştir. Sınır şartları da hazır olduktan sonra malzeme özellikleri belirlenmiş ve sonlu elemanlar analizi için mesh modeli uygulanmıştır.

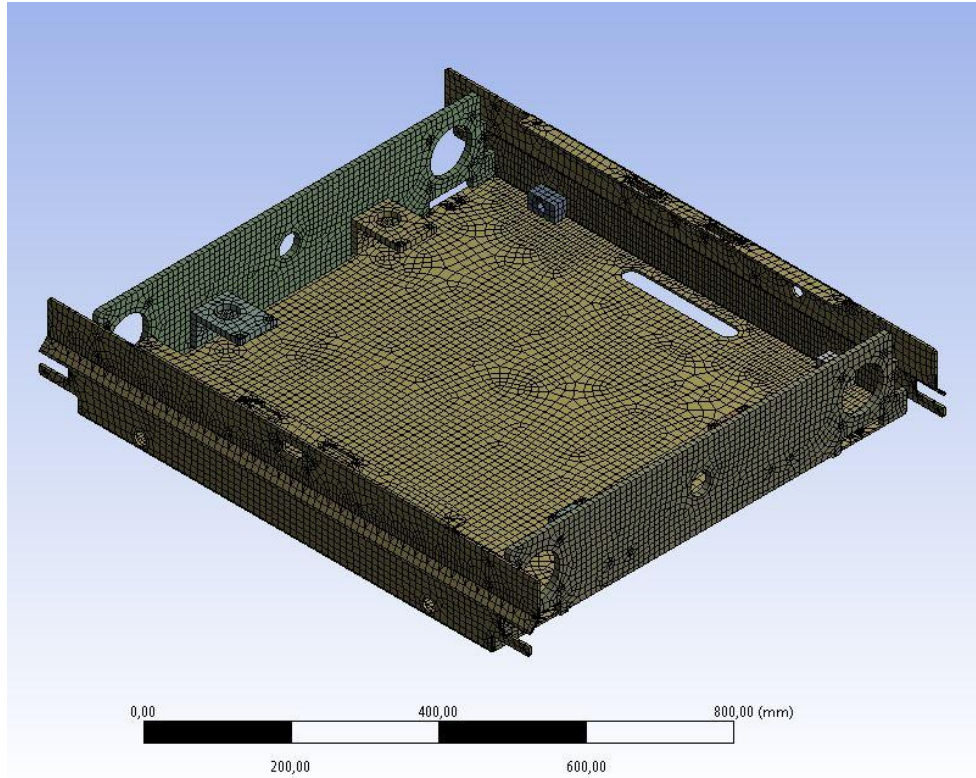
Sistem yerleşimine göre sınır şartlarının gösterimi Şekil 3.15’de, parçaların malzeme modeli Şekil 3.16’da ve sistemin mesh modeli de Şekil 3.17’de verilmiştir.



Şekil 3.15. Tek motorlu sistem yerleşimine göre sınır şartlarının gösterimi

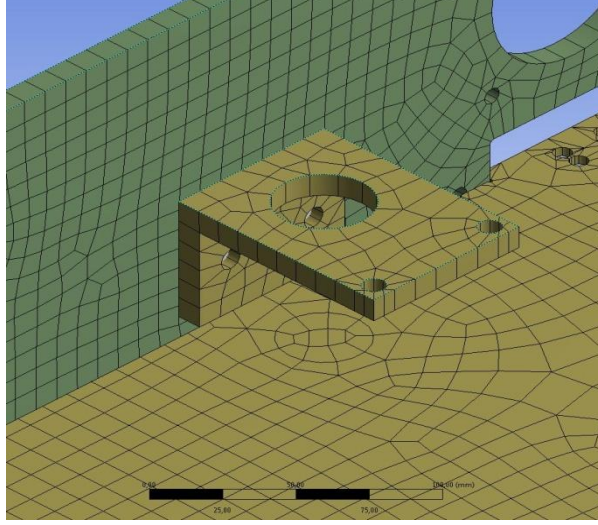
Properties of Outline Row 3: Structural Steel				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Density	7850	kg m ⁻³	
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
4	Coefficient of Thermal Expansion	1,2E-05	C ⁻¹	
5	Reference Temperature	22	C	
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modu...		
8	Young's Modulus	2E+11	Pa	
9	Poisson's Ratio	0,3		
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa	
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa	
12	Alternating Stress Mean Stress	Tabular		
16	Strain-Life Parameters			
24	Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa	
25	Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa	
26	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa	
27	Compressive Ultimate Strength	0	Pa	

Şekil 3.16. Tek motorlu sistem yerleşimine göre parçaların malzeme modeli



Şekil 3.17. Tek motorlu sistem yerleşimine göre mesh modeli

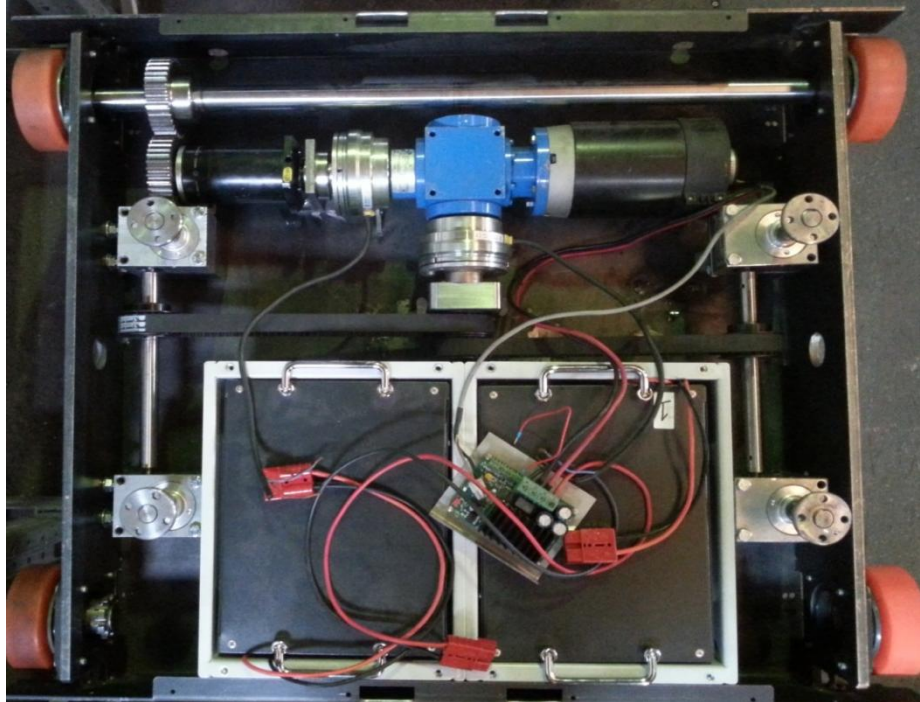
Burada mesh modeli için 42 138 adet hex dominant karakterli eleman kullanılmıştır. Yapılan mesh modeline ait detay görünüm Şekil3.18'de gösterilmiştir.



Şekil 3.18. Tek motorlu sistem yerleşimine göre mesh modeli detay görünümü

3.2.2. Tek Motorlu Sistemin İmalat Çalışmaları

Yeni sistemin detaylı tasarımından sonra ihtiyaç duyulan elemanların bazıları satın alma yoluyla bazıları da talaşlı imalat ile üretilerek temin edilmiştir. Talaşlı imalat için gerekli teknik resimler hazırlanarak parça imalatlarının bunlara göre yapılması sağlanmıştır. Yataklama ve montaj işlemlerinin ardından Şekil 3.19'daki fotoğrafta görüldüğü gibi tek motorlu sistemin mekanik aksamı hazır hale getirilmiştir.



Şekil 3.19. Yeni yerleşime göre imalat fotoğrafı

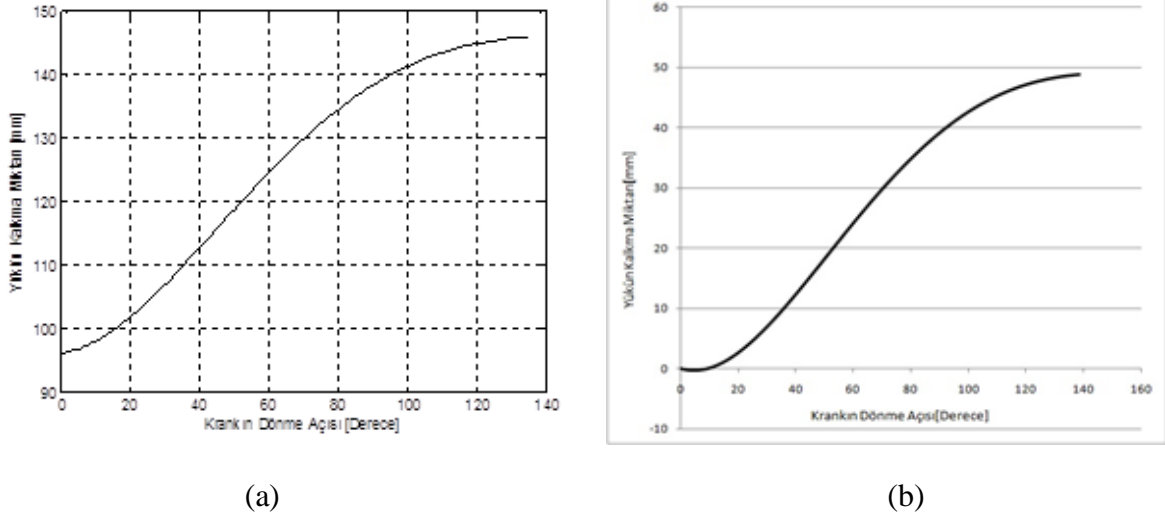
Prototip imalatı tamamlanan sistem üzerinde yapılan deneme çalışmaları sırasında aktarma için kullanılan zincir dişlilerin yüksek hızlarda oldukça gürültülü çalıştığı gözlemlenmiştir. Bu problemin çözümü için, ilerleme ve kaldırma sistemlerine güç aktarımında zincir dişli yerine kayış aktarma ve dişli aktarmaya geçilmiştir. Kayış ve doğrudan dişli aktarıma geçildiğinde gürültü problemi ortadan kalkmış ve sistemin prototipi bu haliyle tamamlanmıştır.

4. NÜMERİK SONUÇLAR

Bu bölümde, önceki bölümde detayları verilen analiz çalışmalarından elde edilen sayısal sonuçlar sunulacaktır. Öncelikle çift motorlu sistemin (mevcut sistemin) kinematik, sanki-statik ve kinetik analiz sonuçları verilecek daha sonra da hem mevcut sistem için hem de tek motorlu sistem (yeni sistem) için mukavemet analiz sonuçları gösterilecektir. Ayrıca, bölümün sonunda yeni sistemde ortaya çıkan akü kapasitesi artımına ilişkin sonuçlara da değinilecektir.

4.1. Kinematik Analiz Sonuçları

Çift motorlu mevcut sistemin kaldırma mekanizmasına ait (3.1)-(3.9) denklemlerinin çözümünden yükün kalkma miktarı (strok), kalkış hızı ve ivmesi hesaplanmış bunların krankın dönme açısı θ_{21} 'e göre değişim eğrileri elde edilmiştir. Ayrıca, Visual Nastran yazılımında hazırlanan katı model üzerinden de yine strok, hız ve ivme grafikleri çizdirilmiştir. Şekil 4.1, 4.2 ve 4.3' de sırasıyla strok, hız ve ivme eğrileri verilmiştir. Bu şekillerde (a) kinematik denklem çözümlerinden elde edilen eğrileri, (b) ise Visual Nastran yazılımından elde edilen eğrileri göstermektedir.

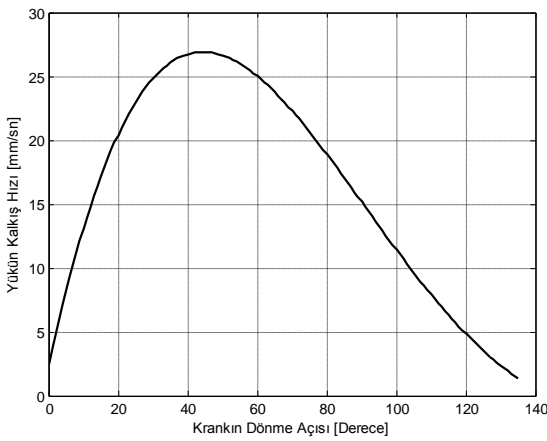


Şekil 4.1. Kinematik analize göre yükün kalkma miktarı

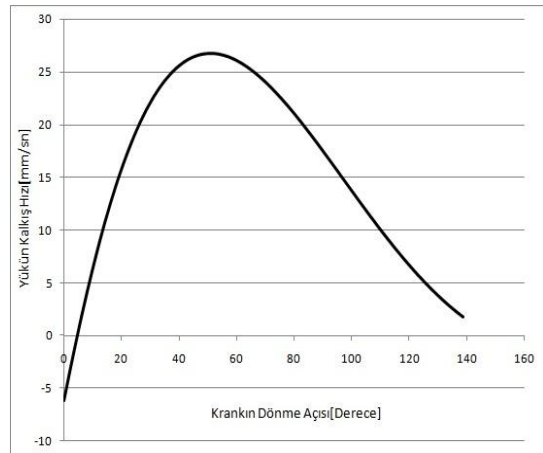
Şekil 4.1'deki eğrilerde mekanizmada yükleri taşıyan uzuvlarının kalkma miktarlarının 49 mm olduğu ve bu stroğu krankın 140 derecelik dönmesine karşılık geldiği görülmektedir. Şekil 4.1 (a)'da kalkma miktarı s'nin ölçümü C_0 yatağı referans alınarak

hesaplandığı için başlangıç konumunda s'nin belli bir değeri mevcuttur. Burada yükün kalkma miktarı için hesaplanan s değerinin başlangıç ve bitiş noktaları arasındaki farka bakmak anlamlı olacaktır. (a) ve (b) eğrilerine bakıldığında gerek kinematik denklemlerden gerekse katı model yazılımından elde edilen sonuçların birbiri ile gayet uyumlu olduğu açıkça görülmektedir.

Şekil 4.2'de verilen hız eğrilerinde de kinematik denklem ve katı model yazılımından hemen hemen aynı sonuçlar elde edilmiştir. Bu eğrilerde yükün kalkış hızının maksimum değerinin 27,5 mm/sn olduğu görülmektedir. (a) ve (b) grafiklerine dikkatli bakıldığında başlangıç noktalarında bir farklılık göze çarpmaktadır. Bu farklılık, kinematik denklemlerin çözümünde θ_{21} açısının başlangıç değerinin 0° (sıfır derece) olarak verilmesine karşılık katı modeldeki sistemin gerçek yataklama şartlarında bu açının başlangıç değerinin -5° olarak ortaya çıkmasından kaynaklanmaktadır.



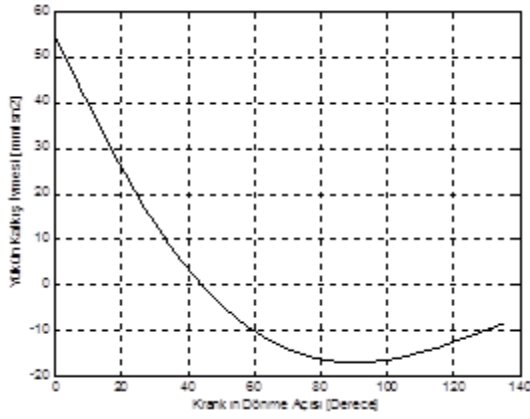
(a)



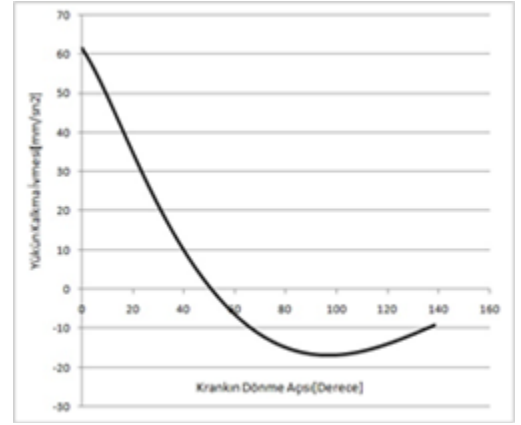
(b)

Şekil 4.2. Kinematik analize göre yükün kalkma hızı

Şekil 4.3'deki ivme grafiklerinde de benzer durum mevcuttur. Kinematik denklem çözümlerinde $\theta_{21}=0$ için elde edilen ivme değeri Visual Nastran programında krank başlangıç konumundan itibaren 5° döndükten sonra elde edilmektedir. Buna mukabil bu grafiklerde de her iki yoldan elde edilen ivme değerlerinin sayısal olarak gayet uyumlu olduğu görülmektedir.



(a)

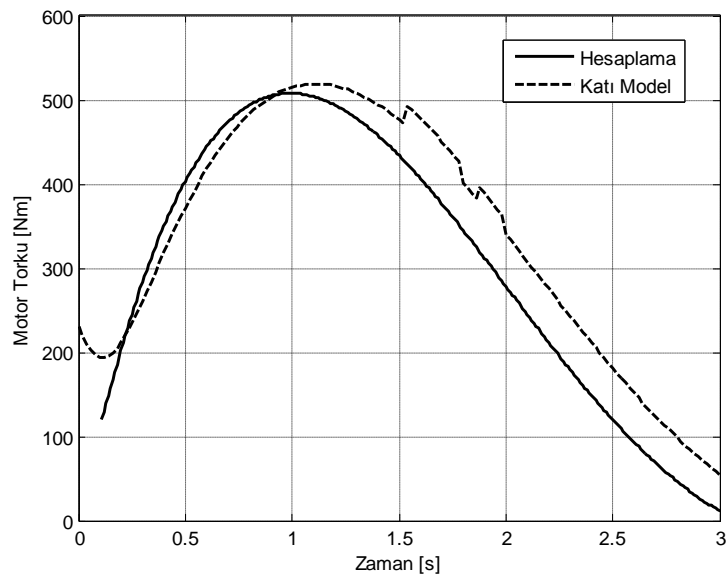


(b)

Şekil 4.3. Kinematik analize göre yükün kalkma ivmesi

4.2. Sanki-Statik Analiz Sonuçları

Mekik aracının kaldırma hızının pratikte oldukça düşük olması nedeniyle sistemde ihtiyaç duyulan motor momentinin kabaca hesabında sanki-statik analiz yaklaşımının da geçerli olacağı düşünülmüş ve bu maksatla oluşturulan (3.10)-(3.13) denklemlerinin çözümünden elde edilen denge momenti M_D 'nin değişimi Şekil 4.4'de verilmiştir. Visual Nastran yazılımında hazırlanan katı model üzerinden alınan moment grafiği de aynı şekil üzerinde gösterilmiş ve her iki eğrinin birbiriyle karşılaştırılmasına imkan verilmiştir.

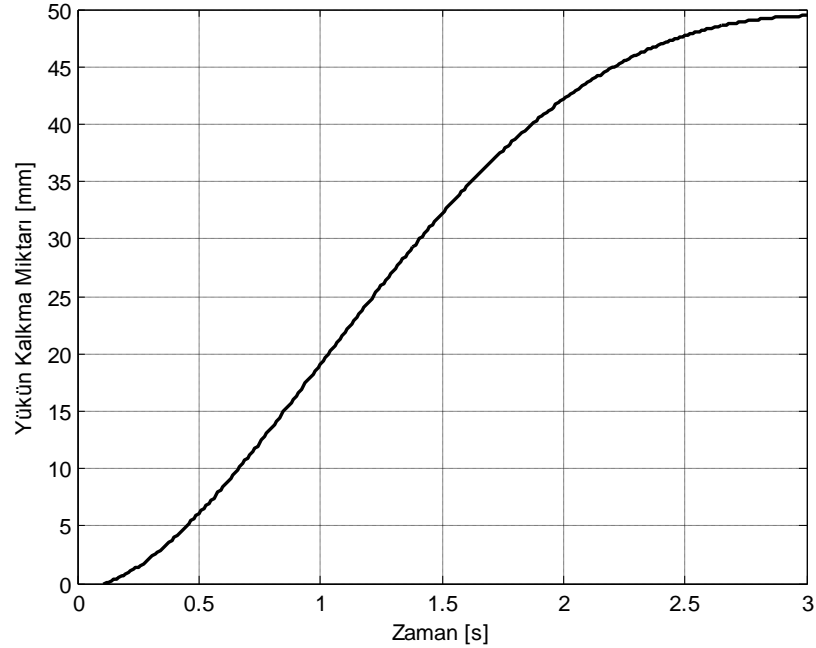


Şekil 4.4. Sanki - statik analiz sonucuna göre denge momenti - zaman grafiği

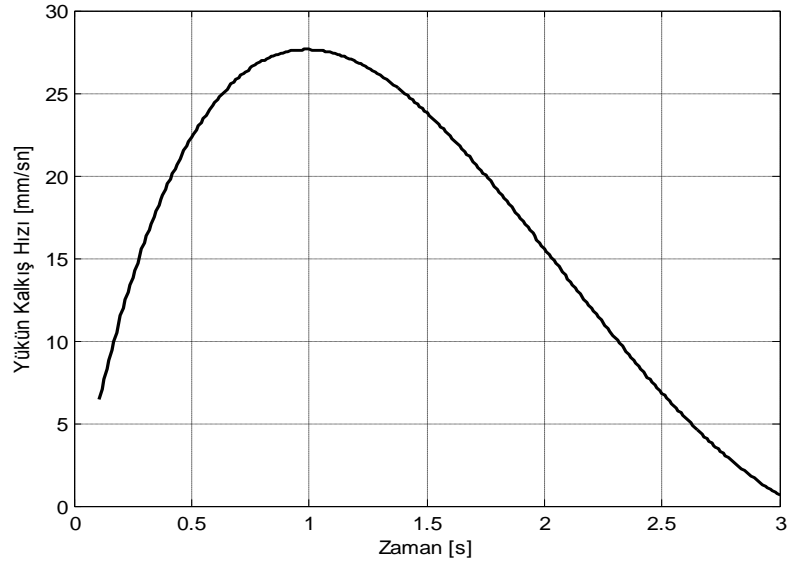
Grafikte düz çizgiyle çizilmiş eğri hesaplama sonucunu, kesik çizgiyle çizilmiş eğri katı model analizinden elde edilen sonucu göstermektedir. Sanki-statik analiz için bu grafikten ihtiyaç duyulan maksimum denge momentinin 510Nm civarında olduğu anlaşılmaktadır. Başka bir deyişle kaldırma motorunun kranka indirgenmiş tutma momenti (stalltorque) bu değeri sağlamalıdır. Grafikte görüldüğü üzere sanki-statik analiz ile katı model üzerinden elde edilen tork değerleri bir miktar farklı çıkmıştır. Bu fark katı model sonuçlarının dinamik analizden, hesaplamaların ise sanki-statik analizden elde edilmiş olmasından kaynaklanmaktadır.

4.3. Kinetik Analiz Sonuçları

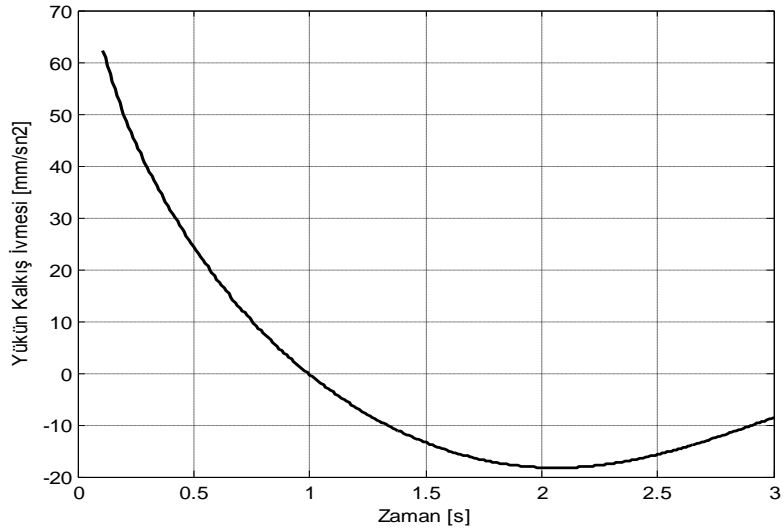
Sistemde yükün kalkış hızının düşük olmasına rağmen kaldırılan yükün kütlesinin 1500kg olması nedeniyle yükün ataletinden doğacak ilave kuvvetin motor seçimine tesirini anlamak için sanki-statik analizle yetinilmeyip kinetik analiz de zorunlu görülmüştür. Bu maksatla oluşturulan (3.14) denkleminin çözümünden elde edilen yükün kalkma miktarı, hızı, ivmesi ve krank miline uygulanan tork eğrileri sırasıyla Şekil 4.4, 4.5, 4.6 ve 4.7’de verilmiştir.



Şekil 4.5. Kinetik analize göre yükün kalkma miktarı



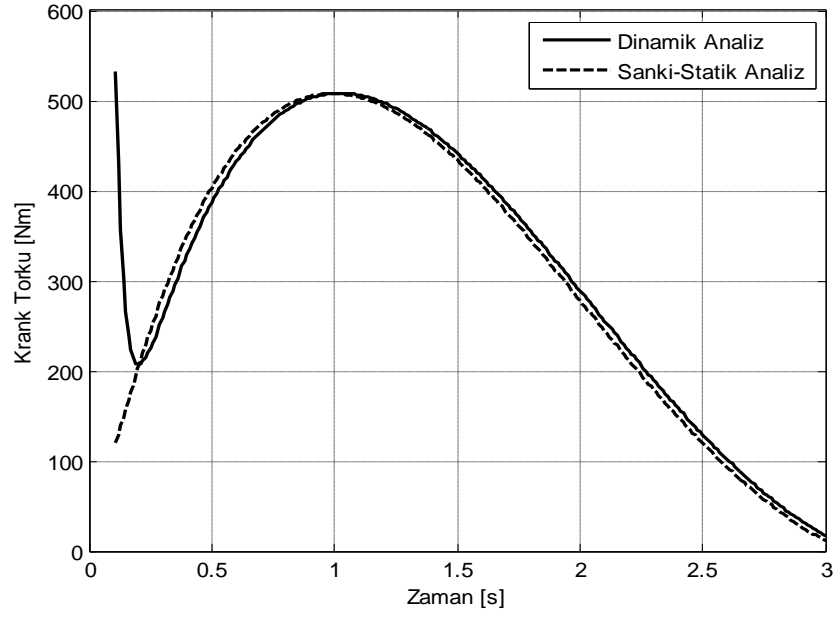
Şekil 4.6. Kinetik analize göre yükün kalkma hızı



Şekil 4.7. Kinetik analize göre yükün kalkma ivmesi

Yukarıdaki şekillerde verilen strok, hız ve ivme grafiklerine bakıldığında bunların Visual Nastran yazılımından elde edilen sonuçlar ile hayli uyumlu olduğu görülmektedir. Bu sonuç sistem için yazılan hareket denklemini ve özellikle de eşdeğer kütle atalet momentinin hesabında yapılan kabullerin geçerliliğini doğrulamaktadır.

Şekil 4.8'de verilen tork grafiğinde ise, kesikli çizgiyle çizilen eğri sanki-statik analiz sonucunda bulunan torku temsil ederken, düz çizgiyle verilen eğri dinamik analizsonucunu göstermektedir. Sanki-statik analizde bulunan sonucun kinetik analizden elde edilen sonuçla uyumu dikkat çekicidir.

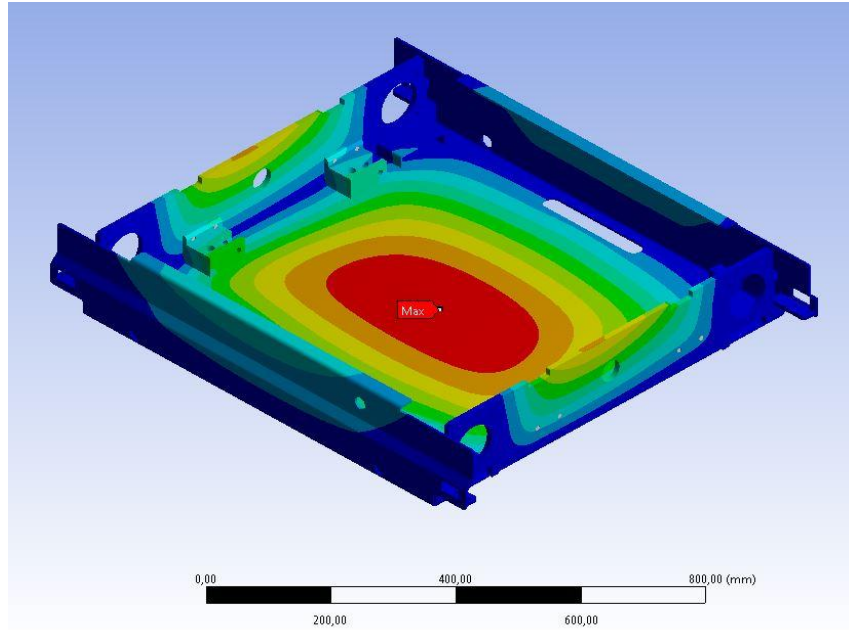


Şekil 4.8. Krank miline uygulanan tork

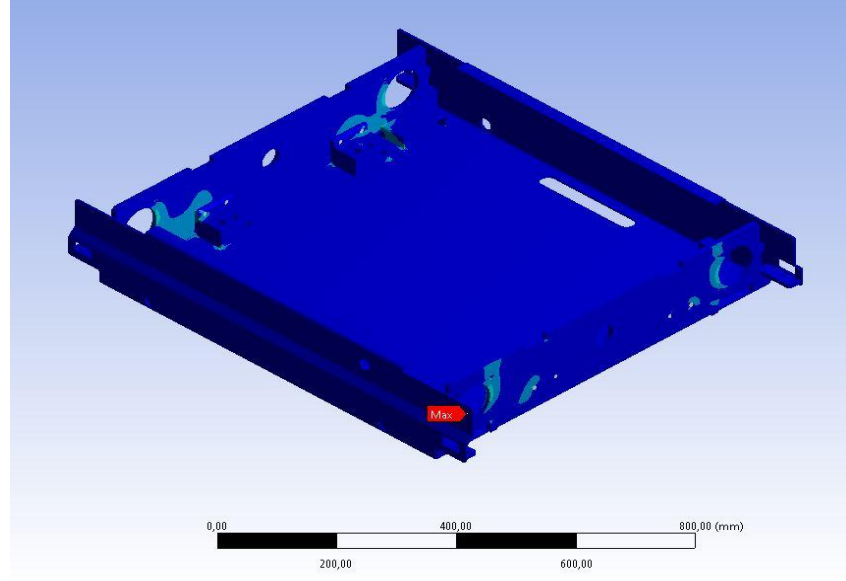
Bu durumu kaldırılan yükün ivmesinin fevkalade küçük olması ve dolayısıyla yaklaşık 15000N'luk ağırlık kuvvetinin yaklaşık %10'u kadar bir değere sahip olmasıyla açıklamak mümkündür.

4.4. Mukavemet Analizleri Sonuçları

Öncelikle çift motorlu sisteme yapılan mukavemet analiz sonuçlarını inceleyelim.

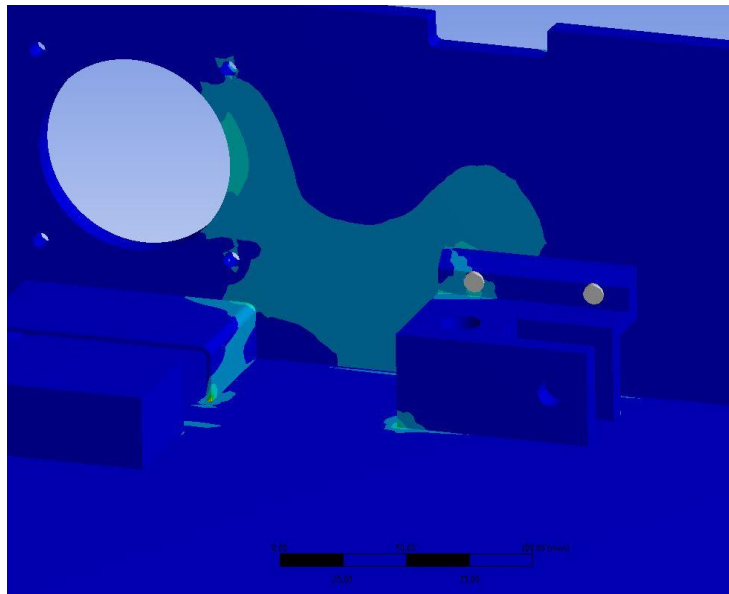


Şekil 4.9. Mekik aracı çift motorlusistem mukavemet analizi sehim dağılımı



Şekil 4.10. Mekik aracı çift motorlusistem mukavemet analizi gerilme dağılımı

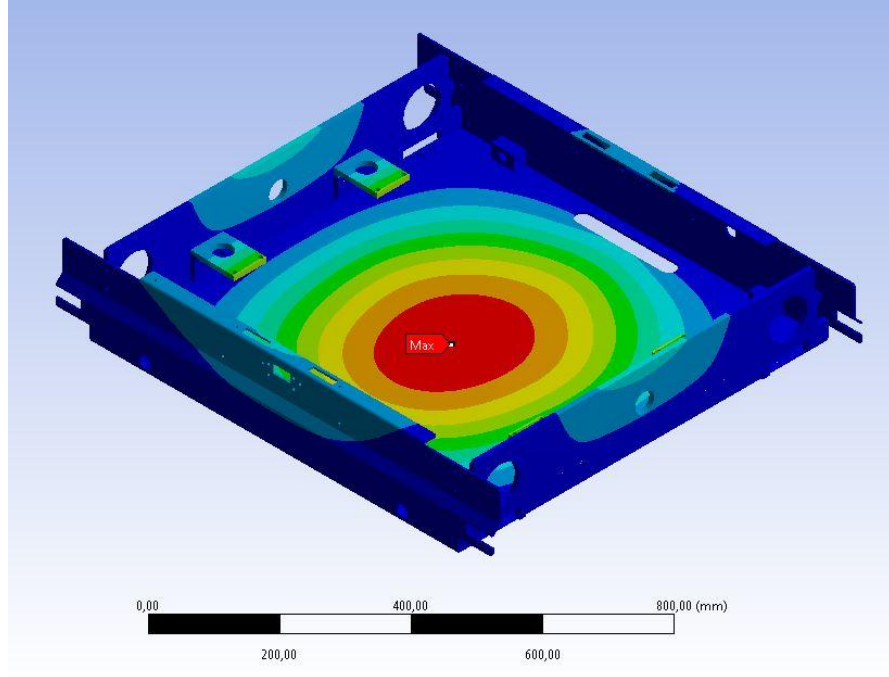
Sonuçlar detaylı incelendiğinde de görülmektedir ki hem sehim olarak hem de gerilme olarak karkas yapı güvenlidir. Ancak burada dikkati çeken bir durum vardır. O da kaldırma mekanizmalarının taşıyıcı parçalarına 1500 kg yani 15 000 N'luk yük binmesine rağmen 4 mm et kalınlığına sahip alt sacda herhangi ciddi gerilme ya da sehim görülmemektedir. Bunun sebebi alt taşıyıcı parçalar her ne kadar alt zeminle temas etseler dahi asıl yükü yan duvarlara bağlandıkları civatalar vasıtasıyla taşıtmaktadırlar. Böylece 10 mm et kalınlığına sahip yan duvarlar yükü daha rahat bir şekilde taşımaktadır. Bu bölgenin detaylı görünümü de aşağıdaki gibidir.



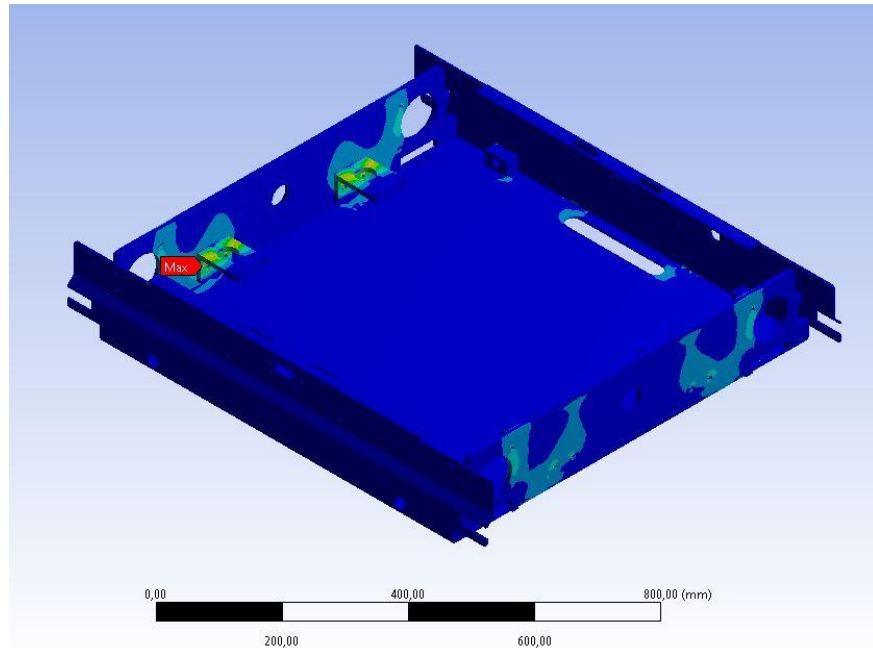
Şekil 4.11. Mekik aracı çift motorlu sistem mukavemet analizi gerilme dağılımı detayı

Oldukça önemli olan bu detay yeni yapılan yerleşimde de ön bilgi olarak kullanılmış ve bu doğrultuda detay tasarımlar yapılmıştır.

Yeni yerleşime göre yani tek motorlu sisteme göre yapılan mukavemet analizinin sonuçları da aşağıdaki gibidir.



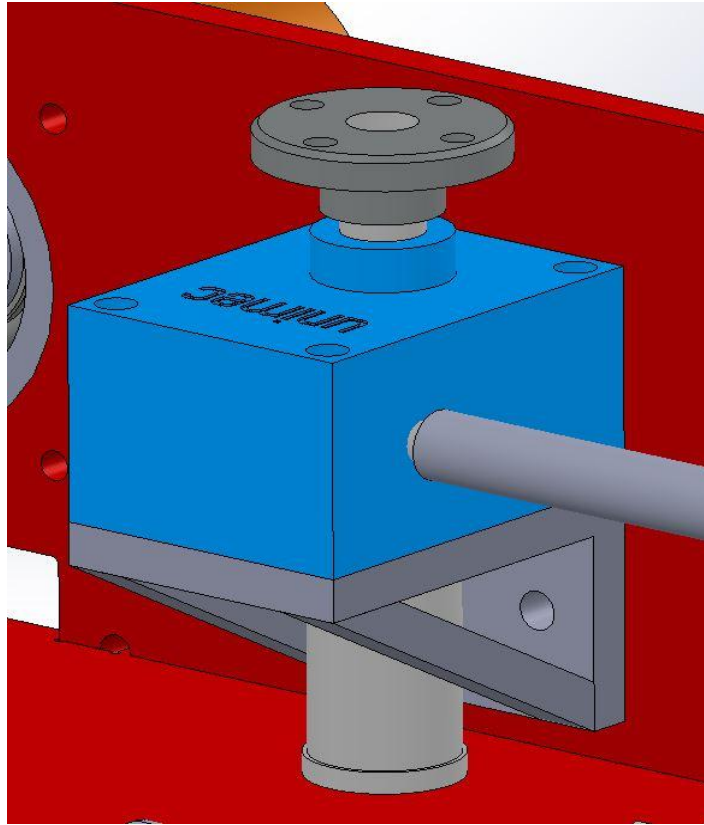
Şekil 4.12. Mekik aracı tek motorlu sistem mukavemet analizi sehik dağılımı



Şekil 4.13. Mekik aracı tek motorlu sistem mukavemet analizi gerilme dağılımı

Detaylı inceleme yapıldığında görülmektedir ki burada da sehim ve gerilme olarak karkas yapı güvenli çıkmıştır. Yeni sistemde kullanılan mekanizma tamamen farklı olmasına rağmen bu mekanizmaları taşıyacak olan parçalar ağırlık taşıtmasını yan duvarlara aktaracak şekilde tasarlanmıştır. Bu sayede sistem güvenli bir şekilde çalışmaktadır.

Yeni mekanizmayı taşıması için tasarlanan alt parçanın görünümü aşağıdaki şekilde gibidir.



Şekil 4.14. Mekik aracı tek motorlu sistem mekanizma ve alt taşıyıcı parçası

4.5. Akü Kapasitesi Artırılması Çalışmaları Sonuçları

Mevcut sistem olan çift motorlu sistemde kullanılan aküler için de bir geliştirme yapılması gündeme gelmiştir. Çünkü normalde kullanılan bu lityum-iyon aküler ortalama 8 saat çalıştıktan sonra kapasitesi tükenmekte ve sistemden ayrılıp yerine yedek akünün yerleştirilmesi gerekmekte, çıkartılan akünün de şarja takılması gerekmektedir. Bu da yedek akü olmadan bir aracın bir günde en fazla bir vardiya (8

saat) çalışabileceği anlamına gelmektedir. Hâlbuki bu ürünlerin kullanıldığı bir çok fabrika da iki veya üç vardiya çalışma olmaktadır. Dolayısıyla firmalar hem sık sık aküleri değiştirmek hem de yedek akü almak zorunda kalmaktadırlar.

Bu sorunu aşabilmek adına alternatif akü araştırması da yapılmıştır. Bu çalışma kapsamında yine 24 Volt ancak lityum-demir-fosfat akü satın alınabileceği düşünülmüş ve mekik sistemi içine yerleştirilebilecek olan boyutlarda 12 - 14 saat kadar çalışabileceği öngörülmüştür.

Diğer yandan iki motor yerine tek motora geçilme fikrinden sonra tasarım yapılırken akü kapasiteleri de göz önüne alındığından iki akünün sisteme sığabileceği şekilde tasarımlar ilk aşamadan itibaren kurgulanmıştır. Dolayısıyla en son sistemde gözüktüğü gibi iki akü sisteme sığabilmektedir.

Sonuç olarak, hem akü çeşidinin değiştirilmesi hem de iki akü koyabilecek kadar tasarımda yer açılması sayesinde toplamda 24 saat aralıksız çalışabilecek bir sistem geliştirilmiştir. Böylece yeni sisteme göre üretilen mekik aracı ile vardiya değişimlerinde durmadan tam gün çalışılabilme imkânı sağlanmıştır.

5. DEĞERLENDİRME VE SONUÇ

Bu tez çalışması kapsamında genel olarak temel mühendislik hesaplamaları ile ülkemizde lisanslı olarak üretilen bir mekik aracı incelenmiştir. Bu tip araçların büyük kısmında kaldırma ve ilerleme hareketi, iki ayrı motor -redüktör grubu ile sağlanmaktadır. Bu çalışmada ise, söz konusu iki farklı hareketin tek motor -redüktör grubu ile sağlanması hedeflenmiştir. Bu çalışmanın yapılmasındaki temel dayanak noktası ise bahsi geçen sistemde iki tahrik grubunun hiç bir zaman aynı anda aktif olmaması şartıdır. Mekik aracı ilerleme hareketi sırasında kaldırma işlemi gerçekleştirilmemektedir. Sistemin çalışma mantığının bu şekilde olması sayesinde burada akım baskı kontrollü kavramalar seçilmiş ve tek motordan tahrikli iki hareketin alınabilmesi sağlanmıştır.

Yapılan bu çalışmada öncelikle tez konusu mekik araçlarının hâlihazırda kullanılan kaldırma mekanizmasına ait kinematik, statik ve kinetik analizler yapılmış, ayrıca bilgisayar ortamında da bu mekanizmanın katı modeli oluşturularak buradan alınan sonuçlarla analitik hesapların doğruluğu kontrol edilmiştir. Nümerik Sonuçlar bölümünde verilen grafiklerden de görüldüğü gibi Visual Nastranyazılımında hazırlanan katı model üzerinden alınan konum, hız ve ivme değerleri analitik hesaplarla tam bir uyum içindedir. Yine analitik hesaplamalar ve katı modelden elde edilen moment değerleri de birbirlerini doğrular niteliktedir.

Diğer yandan mekik araçlarının gövdesine mukavemet analizleri yapılmış ve araç gövdesindeki gerilme dağılımları incelenmiştir. Bu çalışmalardan sonra çift motorla tahrik edilen sistem yerine tek motorla tahrik edilen yeni sistem içinde mukavemet analizi yapılarak detay tasarım gerçekleştirilmiştir. Tek motorlu sistemde mevcut sistemde kullanılan kaldırma mekanizması yerine farklı bir mekanizma seçilmiştir. Seçilen yeni kaldırma mekanizmasında çift motorlu sistemdekine benzer bir çubuk mekanizma bulunmamaktadır. Bu nedenle tek motorlu sistemde mevcut sisteme uygulanan detaylı kinematik ve kinetik analizlere benzer çalışmalara ihtiyaç duyulmamıştır. Yeni mekanizmada kaldırma işlemi trapez vidalı kaldırma sistemi diye de adlandırılan screwjack mekanizması ile sağlanmaktadır. Bu mekanizmanın boyutları ve aktarma özellikleri belirlenirken mevcut mekanizmanın çalışma hızlarıyla uyumlu değerler seçilmiştir. Buna göre motordan 3000 dev/dk olarak alınan çıkış hızı yön

değiştirici redüktörlerde 1/1,5 oranında düşürülmüştür. Screwjack mekanizması ise 1/5 redüksiyon oranına sahiptir. Ayrıca diş hatvesi 3 mm olarak belirlenmiş ve mekanizmanın kalkma hızının saniyede 20 mm yani mevcut sistemle aynı değerde olması sağlanmıştır.

şüphesiz teknoloji anlamında inovasyon, fikri kapasitenin yanı sıra ciddi bir mühendislik faaliyetine dayanmaktadır. Bu çalışma göstermektedir ki,yapılacak bu tür temel ve detaylı mühendislik analizleri sanayimizin daha bilinçli bir şekilde ürünlerini geliştirmelerine destek sağlayacaktır.

Belirtildiği gibi tahriğin tek motorla sağlanması, bazı avantajları da beraberinde getirmektedir. Mesela, yeni sistemle mekik aracı içinde fazladan yer açılmıştır ve bu durum gerek imalatçılar gerekse kullanıcılar açısından önem taşımaktadır. Zira palet standartları uluslararası kullanımda sabit ölçülerde olduğu için aracın diş ölçülerini değiştirmek mümkün değildir.Mekik aracının içinde fazladan yer açılması sayesindekü kapasitesi artırılmış ve bakım kolaylığı gibi faydalar sağlanmıştır. Akü teknolojisinin sürekli gelişmesi ile birlikte birim hacimdeki kapasiteler arttırılıyor olsa da, bu durumdan bağımsız olarak, akü yerleşimi için ayrılan hacmin iki katına çıkartılmış olması bu çalışma kapsamında elde edilen bir geliştirmedir. Akü yerleşimi için kullanılan hacmin tam iki katına çıkartılması, mekik aracının tek şarjla iki kat daha fazla süre müdahale edilmeden kullanılabilmesine olanak sağlamakta ya da akü değişimi yapılmadan çalışma süresinin iki katına çıkartılmış olması anlamına gelmektedir. Bu durum depolarında söz konusu aracı kullanan firmalar açısından büyük avantaj sağlayacaktır. Elde edilen sonuç özellikle vardiya sistemi ile çalışan fabrikalarda çok önemli bir avantaj olarak değerlendirilebilmektedir.

Diğer yandan mekik aracını kullanan firmalardan alınan geri beslemeler sayesinde bilinmektedir ki, mekik içindeki ekipmanlarınyerleşiminin sıkışık olması, bakım ve/veya arıza durumlarında araca müdahale etmeyi zorlaştırmaktadır. Bazı durumlarda hasar giderme veya yataklamalarda yağlama yapabilmek için gerekli olmayanbir çok bağlantının sökülmesi gerekmektedir. Geliştirilen tek motorlu sistemde araç içinde yerleşim nispeten daha rahat olduğu için, bakım ve arıza durumlarında operatörlerin daha kolay müdahale edebilmesine olanak sağlanmaktadır.

Ülkemizde henüz yurtdışı firmaların lisanslı üreticisi olmadan, yani özgün bir tasarım ve mühendislik çalışması sonucu üretilemeyen bu araçların yerli imkânlarla üretilebilmesi için en önemli engel patent haklarıdır. Dolayısıyla inovasyon kaçınılmaz olmaktadır. Bu çalışmasonucu geliştirilen sistem ile alakalı patent başvuru aşamasına gelinmiş ve konu hakkında girişimler resmen başlatılmıştır.

KAYNAKLAR

Arkan, M.A.S. Sonlu Elemanlar Metodunun Mühendislikte Uygulamaları, ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü, Türkiye.

Cemil, K., Ahmet, F., Mehmet, A. 2012.Otomatik Depolama Sistemlerindeki Robotlar için Servo Motor Seçimi

Chen,C.Huang, S.Y.,Hsu, W.J. 2003."Platform-based AS/RS for Container Storage", Proceeding of IEEE International Conference on Robotics&Automation. Taipei, Taiwan. pp.181-187.

Francesco, A.,Francesco, B., Ciro, C., Pasquale, C. 2005.An approach to control automated warehouse systems

Frank, B.S.,Dudley, S., Charles, J.K., Ryan, E., Bob, C. 2006.Multiple Drive-Path Transmission with Torque-Splitting Differential Mechanism

Gabriela, A.,Tomáš,B.Analysis of Power-Split Systems

Jean-Philippe, G.,Jacques, R., Angel, R. 2011.Models for automated storage and retrieval systems: a literature review

Josef, H., Peter, D., Markus, L., Katharina, L., Josef, B. 2012.Hydrostatically Power-Splitting Transmission

Kees Jan, R.,Iris, F.A. Vis., 2009.A survey of literature on automated storage and retrieval systems

Lee, S.G.,Souza, R., Ong E.K. 1996. "Simulation Modelling of a Narrow Aisle Automated Storage and Retrieval System (AS/RS) Served by Rail-Guided Vehicles", Computers in Industry, Vol. 30, pp.241-253.

Potric, I.,Lerher, T., Kramberger, J., Sraml,M. 2004.Simulation model of multi-shuttle automated storage and retrieval systems

Roland, F., Michael, S., Robert, M. 2012.Transmission Device Having Power Splitting

Teppe, T.,Shogo, Y., Akiya, K., Riichiro, T., Yoichiro, K. 2010.1-DOF Spherical Mobile Robot that can Generate Two Motions

Vasili,M.,Homayouni,S.M. 2011."Load Shuffling and Travel Time Analysis of a Mini-load Automated Storage and Retrieval System with an Open-Rack Structure", Proceedings of the 41st International Conference on Computers & Industrial Engineering, pp.900-905, Los Angeles, CA.

YangYu, L.,FangYuan, Z., ChengRong,L. 2011.Design anddynamics of a two-DOF jointactuatedbyonesingle motor

Zhaoxia, H.,Lehao, C., Lan, L. 2013.Free VibrationCharacteristics On A SplitTorqueTransmission

EKLER

EK 1.Kinematik Analiz Matlab Programı

```
% kinema bu program üçgefirmasiantez projesi için yazılmıştır.
% mevcut mekanizmanın kinematik analizini yapar.

clearall
closeall
% konum analizi
% mekanizma ölçüleri mm cinsinden

r11 = 193; h = 51.9; r2 = 30.5; r3 = 77.5; r4u = 140;
r4uu = 320; r5 = 73; r6 = 73;
omega21 = 0.78; % r2 uzvunun acısal hızı, 3000devir/dakika
Fyuk = 1500*9.81; % newton cinsinden toplam yük

for i = 1:136
    teta2d(i) = (i-1);
    teta2(i) = teta2d(i)*pi/180;
    omega21=0.78;

% teta3 ve teta5 açıların bulunması
K1 = -2*r2*r5;
K2 = 2*(r11-r4u)*r5;
K3 = -2*h*r5;
K4 = r2^2 - r3^2 + r4u^2 + r5^2 + r11^2 + h^2 - 2*r11*r4u - 2*(r11-
r4u)...
    *r2*cos(teta2(i))+2*h*r2*sin(teta2(i));
a = K1*cos(teta2(i)) + K2;
b = K1*sin(teta2(i)) + K3;
c = K4;
A = c - a;
B = b;
C = c + a;
diskr = (B^2 - A*C);
lam1 = (-B - (diskr)^0.5)/A;
lam2 = (-B + (diskr)^0.5)/A;
teta51(i) = 2*atan(lam1);
teta52(i) = 2*atan(lam2);
teta51d(i) = teta51(i)*180/pi;
teta52d(i) = teta52(i)*180/pi;
costeta31 = (r11 - r2*cos(teta2(i)) - r4u + r5*cos(teta51(i)))/r3;
sinteta31 = (- r2*sin(teta2(i)) + r5*sin(teta51(i)) - h)/r3;
teta31(i) = atan2(sinteta31, costeta31);
teta31d(i) = teta31(i)*180/pi;
costeta32 = (r11 - r2*cos(teta2(i)) - r4u + r5*cos(teta52(i)))/r3;
sinteta32 = (- r2*sin(teta2(i)) + r5*sin(teta52(i)) - h)/r3;
teta32(i) = atan2(sinteta32, costeta32);
teta32d(i) = teta32(i)*180/pi;

% strok hesaplanması (buradaki gerçek strok fark değeridir)
gama(i)=pi/2-teta51(i);
s(i) = 2*r5*cos(gama(i));
% psi(i)= abs(teta31(i));
psi(i)=abs(2*pi-teta31(i));
gama1(i)=abs(pi/2-teta51(i));
```

```

% sanki-statik analiz
F(i) = Fyuk/(2*cos(gama1(i)));
kuvvetksm = [-cos(psi(i)), sin(gama1(i)), sin(gama1(i)); sin(psi(i)),
... cos(gama1(i)), cos(gama1(i)); r4u*sin(psi(i)), 0, -
r4uu*cos(gama1(i))];
kuvvetsagtm = [-2*F(i)*sin(gama1(i)); 2*F(i)*cos(gama1(i)); -
r4uu*F(i)*cos(gama1(i))];
kuvvetbilinmeyenm = inv(kuvvetksm)*kuvvetsagtm;
F34(i) = kuvvetbilinmeyenm(1,1);
d(i) = r2*sin(teta2(i)+psi(i));

% moment, newton-metre cinsinden, teta2 acisinabagli
M(i) = d(i)*F34(i)/1000;

% hiz analizi
hizksm1=[r3*cos(teta31(i)), -r5*cos(teta51(i)); r3*sin(teta31(i)),...
-r5*sin(teta51(i))];
hizsagtm1=[-r2*omega21*cos(teta2(i)); -r2*omega21*sin(teta2(i))];
hizbilinmeyen1=inv(hizksm1)*hizsagtm1;
omega31(i) = hizbilinmeyen1(1,1);
omega51(i) = hizbilinmeyen1(2,1);

% yukun kalkma hizi, burada n ussuanlamindadir
sn(i)=-2*r5*sin(gama(i))*(-omega51(i));
end

plot(teta2d,teta31d,'r',teta2d,teta32d,'b')
xlabel('teta2 acisi derece')
ylabel('teta31 acisikirmizi, teta32 acisi mavi derece')
grid
figure
plot(teta2d,teta51d,'r',teta2d,teta52d,'b')
xlabel('teta2 acisi derece')
ylabel('teta51 acisikirmizi, teta52 acisi mavi derece')
grid
figure
plot(teta2d,s)
xlabel('teta2 acisi derece')
ylabel('s yük kalkma mesafesi mm')
grid
figure
plot(teta2d,sn)
xlabel('teta2 acisi derece')
ylabel('yukun kalkma hizi')
grid
figure
plot(teta2d,M)
xlabel('teta2 acisi derece')
ylabel('moment')
grid

```


EK 2.Kinetik Analiz Matlab Programı

```
clearall
closeall

global r11 h r2 r3 r4u r4uu r5 r6 myuk betam delta cevoraniImkrankes

r11 = 193e-3; h = 51.9e-3;r2 = 30.5e-3;r3 = 77.5e-3;r4u = 140e-
3;r4uu = 320e-3;
r5 = 73e-3;r6 = 73e-3;
cevorani=403.2;
yuk = 1500;
Imotor=0.0015; %kgm2 cinsinden 0.05 m yarıcap 0.1 m boy 7800 kg/m2
yogunluk
Imkrankes=0.002*cevorani^2; % rotor ataletinin kranka
indirgenmisesdegeri

%motor moment dogrusununegim ve sabit degerimotortorku = betam*(motor
açısalhizi) + delta
% motor açısahizi = (krank açısahizi omega2)*cevorani

betam=-0.0583; delta=20.0803;

%*****
%dif denklemin çözümünde degerlerinhesaplanacağı zaman araligi
zamanara=3.5;

%zaman araliginindegerlerinsaklanacağı alt aralikhiktari
dt=0.01;

%elde edilecek teta2 ve omega2 degerleri dizilerinin eleman sayisi
n=zamanara/dt

%hareket denkleminin baslangıçsartları ( teta2 ( = q(1,1)) = 0, omega2
( = q(1,2)) = 0 )
q0=[0 0];
[t,q]=ode15s('ucge_harden',[0:0.01:zamanara],q0);

for i=1:n+1
zaman(i)=(i-1)*dt;
%teta2, teta3 ve teta5 açılarınınhesaplanması

%teta2'nin yüklenmesi
teta2(i)=q(i,1);
teta2d(i)=teta2(i)*180/pi;
%*****
%teta3 ve teta5'in hesaplanması
K1 = -2*r2*r5;
K2 = 2*(r11-r4u)*r5;
K3 = -2*h*r5;
K4 = r2^2 - r3^2 + r4u^2 + r5^2 + r11^2 + h^2 - 2*r11*r4u -...
2*(r11-r4u)*r2*cos(teta2(i))+2*h*r2*sin(teta2(i));
a = K1*cos(teta2(i)) + K2;
b = K1*sin(teta2(i)) + K3;
c = K4;
A = c - a;
B = b;
C = c + a;
```

```

diskr = (B^2 - A*C);
lam1 = (-B - (diskr)^0.5)/A;
teta5(i) = 2*atan(lam1);
teta5d(i)=teta5(i)*180/pi; %teta5'i radyandan dereceye çevirme
x3 = (r11 - r2*cos(teta2(i)) - r4u + r5*cos(teta5(i)))/r3;
y3 = (- r2*sin(teta2(i)) + r5*sin(teta5(i)) - h)/r3;
teta3(i) = atan2(y3,x3);
teta3d(i) = teta3(i)*180/pi; %teta3'ü radyandan dereceye çevirme
%*****
sd(i)=2*r5*sin(teta5(i));

%açısalhızların tayini
%omega2'nin yüklenmesi
omega2(i)=q(i,2);
%*****

%omega3 ve omega5'in hesaplanması
hizksml=[r3*cos(teta3(i)), -r5*cos(teta5(i)); r3*sin(teta3(i)),...
-r5*sin(teta5(i))];
hizsagtml=[-r2*omega2(i)*cos(teta2(i)); -r2*omega2(i)*sin(teta2(i))];
hizbilinmeyen1=inv(hizksml)*hizsagtml;
omega3(i) = hizbilinmeyen1(1,1);
omega5(i) = hizbilinmeyen1(2,1);
%*****

%lafa2, alfa3 ve alfa5 açısal ivmelerinin hesaplanması

%hazırlıkhesapları

gama3d(i)=(r2/r3)*(sin(teta2(i)-teta5(i))/sin(teta5(i)-teta3(i)));
gama5d(i)=(r2/r5)*(sin(teta2(i)-teta3(i))/sin(teta5(i)-teta3(i)));
D3d(i)=sin(teta5(i)-teta3(i))*cos(teta2(i)-teta3(i))*(1-gama3d(i));
D4d(i)=sin(teta2(i)-teta3(i))*cos(teta5(i)-teta3(i))*(gama3d(i)-
gama5d(i));
dgama5d(i)=(r2/r5)*((D3d(i)+D4d(i))/(sin(teta5(i)-teta3(i))^2));

%kranka indirgenmisesdegerkutle atalet momenti
Ied(i) = Imkrankes + myuk*((2*r5*cos(teta5(i)))^2)*(gama5d(i)^2);

%kranka indirgenmisesdegerkutle atalet momentinin teta2'ye göre türevi
Ieturd(i) = 2*myuk*((2*r5*cos(teta5(i)))*(-
2*r5*sin(teta5(i)))*((gama5d(i))^3)+((2*r5*cos(teta5(i)))^2)*gama5d(i)
*dgama5d(i));

%kranka indirgenmis motor torku
kranktorkud(i)=(betam*omega2(i)*cevorani+delta)*cevorani;

%motor saftındaki motor torku
motortorkud(i)=kranktorkud(i)/cevorani;

%yükün ağırlığının kranka indirgenmistorku
yukmomentid(i)=myuk*9.81*(2*r5*cos(teta5(i))*gama5d(i));

%alfa2 ivmesinin hesaplanması
alfa2(i) = (1/Ied(i))*(-0.5*Ieturd(i)*omega2(i)^2 + kranktorkud(i) -
yukmomentid(i));
%*****

%alfa3 ve alfa5'in hesaplanması

```

```

ivmeksm=[-r3*sin(teta3(i)), r5*sin(teta5(i)); r3*cos(teta3(i)),...
-r5*cos(teta5(i))];
ivmesagtm=[r2*alfa2(i)*sin(teta2(i))+r2*omega2(i)^2*cos(teta2(i))+...
r3*omega3(i)^2*cos(teta3(i))-r5*omega5(i)^2*cos(teta5(i));...
-r2*alfa2(i)*cos(teta2(i))+r2*omega2(i)^2*sin(teta2(i))+...
r3*omega3(i)^2*sin(teta3(i))-r5*omega5(i)^2*sin(teta5(i))];
ivmebilinmeyen=inv(ivmeksm)*ivmesagtm;
alfa3(i) = ivmebilinmeyen(1,1);
alfa5(i)= ivmebilinmeyen(2,1);
%*****

%yükün kalkismiktari, hizi ve ivmesinin bulunmasi
yukkalkisi(i)=2*r5*(sin(teta5(i))-sin(teta5(1)));
yukhizi(i)=2*r5*cos(teta5(i))*gama5d(i)*omega2(i);
yukivmesi(i)=-
2*r5*sin(teta5(i))*omega5(i)^2+2*r5*cos(teta5(i))*alfa5(i);

% sanki-statik analizle denge momenti hesabi
psi(i)=abs(2*pi-teta3(i));
gama(i)=abs(pi/2-teta5(i));

F(i) = (9.81*myuk)/(2*cos(gama(i)));
kuvvetksm = [-cos(psi(i)), sin(gama(i)), sin(gama(i)); sin(psi(i)),...
cos(gama(i)), cos(gama(i)); r4u*sin(psi(i)), 0, -
r4uu*cos(gama(i))];
kuvvetsagtm = [-2*F(i)*sin(gama(i)); 2*F(i)*cos(gama(i)); -
r4uu*F(i)*cos(gama(i))];
kuvvetbilinmeyenm = inv(kuvvetksm)*kuvvetsagtm;
F34(i) = kuvvetbilinmeyenm(1,1);
d(i) = r2*sin(teta2(i)+psi(i));

% moment, newton-metre cinsinden, teta2 acisinabagli
Mss(i) = d(i)*F34(i);
%*****

end

%uzuvlarin kinematik degerleri
%1 teta2 açisi
plot(zaman,teta2d)
xlabel('zaman saniye')
ylabel('teta2 açisi derece')
grid

%2 omega2 açisalhizi zamana bagli
figure
plot(zaman,omega2)
xlabel('zaman saniye')
ylabel('omega2 açisalhizi radyan/saniye')
grid

%3 alfa2 açisal ivmesi zamana bagli
figure
plot(zaman,alfa2)
xlabel('zaman saniye')
ylabel('alfa2 açisal ivmesi radyan/saniye2')
grid

%4 teta3 açisi

```

```

figure
plot(zaman,teta3d)
xlabel('zaman saniye')
ylabel('teta3 açisi derece')
grid

%5 omega3 açisalhizi zamana bagli
figure
plot(zaman,omega3)
xlabel('zaman saniye')
ylabel('omega3 açisalhizi radyan/saniye')
grid

%6 alfa3 açisal ivmesi zamana bagli
figure
plot(zaman,alfa3)
xlabel('zaman saniye')
ylabel('alfa3 açisal ivmesi radyan/saniye2')
grid

%7 teta5 açisi
figure
plot(zaman,teta5d)
xlabel('zaman saniye')
ylabel('teta5 açisi derece')
grid

%8 omega5 açisalhizi zamana bagli
figure
plot(zaman,omega5)
xlabel('zaman saniye')
ylabel('omega5 açisalhizi radyan/saniye')
grid

%9 alfa3 açisal ivmesi zamana bagli
figure
plot(zaman,alfa5)
xlabel('zaman saniye')
ylabel('alfa35 açisal ivmesi radyan/saniye2')
grid

%10 kranka indirgenmisesdeger kütle atalet momentinin degisimi
figure
plot(zaman,Ied)
xlabel('teta2 açisi derece')
ylabel('Ie kgm2')
grid

%11 esdeger kütle atalet momentinin teta2'ye göre türevinin degisimi
figure
plot(zaman,Ieturd)
xlabel('zaman saniye')
ylabel('Ietur kgm2')
grid

%12 yükün kalkma miktarı mm cinsinden
figure
plot(zaman,yukkalkisi*1000)
xlabel('t zaman saniye')

```

```

ylabel('yukunyükselmemiktari mm')
grid

%13 yükün kalkma hizi mm/s cinsinden
figure
plot(zaman,yukhizi*1000)
xlabel('zaman saniye')
ylabel('yukunkalkishizi mm/saniye')
grid

%14 yükün kalkma ivmesi mm cinsinden
figure
plot(zaman,yukivmesi*1000)
xlabel('zaman saniye')
ylabel('yuk ivmesi mm/saniye2')
grid

%15 kranka indirgenmiş tahrik torku
figure
plot(zaman,kranktorkud)
xlabel('zaman saniye')
ylabel('krank torkuNm')
grid

%16 motor torku = krank torku/cevorani
figure
plot(zaman,motortorkud)
xlabel('zaman saniye')
ylabel('motor torkuNm')
grid

%sanki-statik torkegrisi
figure
plot(zaman,Mss)
xlabel('zaman saniye')
ylabel('sanki statik motor torkuNm')
grid

```

Hareket denklemleri programı

```

functiondq=harden(t,q)
global r11 h r2 r3 r4u r4uu r5 r6 myuk betam delta cevoraniImkrankes

teta21=q(1);

K1 = -2*r2*r5;
K2 = 2*(r11-r4u)*r5;
K3 = -2*h*r5;

K4 = r2^2 - r3^2 + r4u^2 + r5^2 + r11^2 + h^2 - 2*r11*r4u - 2*(r11-
r4u)...
*r2*cos(teta21)+2*h*r2*sin(teta21);
a = K1*cos(teta21) + K2;
b = K1*sin(teta21) + K3;
c = K4;
A = c - a;
B = b;

```

```

C = c + a;
diskr = (B^2 - A*C);
lam1 = (-B - (diskr)^0.5)/A;
lam2 = (-B + (diskr)^0.5)/A;
teta51 = 2*atan(lam1);
teta51d = teta51*180/pi;
costeta31 = (r11 - r2*cos(teta21) - r4u + r5*cos(teta51))/r3;
sinteta31 = (- r2*sin(teta21) + r5*sin(teta51) - h)/r3;
teta31 = atan2(sinteta31, costeta31);
teta31d = teta31*180/pi;

% strokhesaplanmasi (buradaki gercekstrok fark degeridir)
gama=pi/2-teta51;
s = 2*r5*cos(gama);
psi=abs(2*pi-teta31);
gama1=abs(pi/2-teta51);
gama3=(r2/r3)*(sin(teta21-teta51)/sin(teta51-teta31));
gama5=(r2/r5)*(sin(teta21-teta31)/sin(teta51-teta31));
D3=sin(teta51-teta31)*cos(teta21-teta31)*(1-gama3);
D4=sin(teta21-teta31)*cos(teta51-teta31)*(gama3-gama5);
dgama5=(r2/r5)*((D3+D4)/(sin(teta51-teta31)^2));

Ie=Imkrankes+myuk*((2*r5*cos(teta51))^2)*(gama5^2);

gama7=2*r5*cos(teta51)*gama5;

Ietur=2*myuk*gama7*((-
2*r5*sin(teta51))*(gama5)^2+(2*r5*cos(teta51))*dgama5);

yukmomenti=myuk*9.81*(2*r5*cos(teta51)*gama5);

kranktorku=(betam*q(2)*cevorani+delta)*cevorani

q1n=q(2);
q2n=(1/Ie)*(-0.5*Ietur*q(2)^2+kranktorku-yukmomenti);

dq=[q1n q2n]';

```

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Ahmet Emre ÖÇAL

Doğum Yeri ve Tarihi : Bursa 03.02.1988

Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Bursa Çelebi Mehmet Lisesi 2005

Lisans : Karadeniz Teknik Üniversitesi 2010

Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi 2015

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl : Üçge DRS A.Ş. Bursa 2013-Halen

TurkishCabinInteriorAnkara 2011-2012

Tekno Tasarım A.Ş. Bursa 2011-2012

İletişim (e-posta) : aemreocal@hotmail.com

Yayımları : Telli Çetin, S.,Öçal, A., E., Kopmaz, O., 2015. Otomatik Depolama Sistemlerinde Kullanılan Mekik Kaldırma Mekanizmasının Analizi. UMTS '15,Uluslararası Katılımlı 17. Makina Teorisi Sempozyumu, 14-17 Haziran 2015,İYTE, İzmir