

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

KİNETİK ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMİ TASARIMI

AYKUT DANA

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
MAKİNE TEORİSİ VE KONTROL PROGRAMI**

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. CİHAN DEMİR**

İSTANBUL, 2019

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KİNETİK ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMİ TASARIMI

Aykut DANA tarafından hazırlanan tez çalışması 15.10.2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Cihan DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Cihan DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Semih SEZER
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Yener TAŞKIN
İstanbul Üniversitesi

ÖNSÖZ

Tez çalışmalarım boyunca desteğini esirgemeyen, bilgi ve tecrübesiyle bana yol gösteren saygıdeğer hocam Doç. Dr. Cihan DEMİR' e teşekkürü borç bilirim. Yüksek lisans eğitimim ve tez çalışmam boyunca bana her zaman destek olan kuzenim Duygu DANA'ya, arkadaşım Buse TURAN'a, her zaman yanımda olan müstakbel eşim Zeynep Nazlı UYGUR DANA'ya ve sevgili aileme teşekkürlerimi sunarım.

Ekim, 2019

Aykut DANA

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vii
KISALTMA LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xii
ÖZET	xiii
ABSTRACT.....	xv
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	8
1.3 Hipotez	8
BÖLÜM 2	
FRENLEME ENERJİSİ GERİ KAZANIM SİSTEMİ TASARIMI	10
2.1 Enerji Depolama Yöntemleri.....	12
2.1.1 Elektrokimyasal piller	12
2.1.2 Süperkapasitörler	13
2.1.3 Hidro-Pnömatik sistemler.....	13
2.1.4 Volanlı sistemler	13
2.2 Volan boyutlandırması.....	15
2.3 Volanın yataklanması.....	22
2.4 Volan Aerodinamik kayıplar	26
2.5 Aktarma organı seçimi	28
BÖLÜM 3	
FRENLEME ENERJİSİ GERİ KAZANIM SİSTEMİ DİNAMİK MODELİ	30

3.1	Adams Dinamik Araç Modeli.....	31
3.2	Araca etki eden direnç kuvvetleri	34
3.2.1	Yuvarlanma direnç kuvveti	34
3.2.2	Aerodinamik kuvvetler	36
3.2.3	Yokuş direnci.....	37
3.3	Kinetik enerji geri kazanım sistemi modeli	38
3.4	Simulink Dinamik Sistem Modeli	40

BÖLÜM 4

FRENLEME ENERJİSİ GERİ KAZANIM SİSTEMİ ANALİZLERİ	45
4.1 Frenleme Analizi	45
4.2 Hızlanma Analizi.....	48
4.3 Şehir İçi Sürüş Profili Analizi.....	49
4.4 Yokuş Analizi	53

BÖLÜM 5

SONUÇ VE ÖNERİLER	58
KAYNAKLAR.....	59
ÖZGEÇMİŞ.....	62

SİMGE LİSTESİ

r_0	Volanın dış çapı
r_i	Volanın iç çapı
σ_t	Eksenden r uzaklıktaki herhangi bir noktadaki teğetsel gerilme
σ_r	Dönme ekseninden r uzaklıktaki herhangi bir noktadaki radyal gerilme
ν	Malzemenin poisson oranı.
M_F	Toplam sürtünme momenti
M_r	Yuvarlanma sürtünme momenti
M_r	Kayma sürtünme momenti
M_r	Sürüklenme sürtünme momenti
G_r	Yuvarlanma sürtünme katsayısı
n	Rulmanın dönüş hızı
ν	Yağlama maddesinin kinematik viskozitesi
μ_{sl}	Kayma sürtünme katsayısı
G_{sl}	Kayma sürtünme sabiti
C_{rr}	Yuvarlanma direnci katsayısı
M_v	Araç ağırlığı
F_{rr}	Yuvarlanma direnci kuvveti
C_D	Aerodinamik direnç katsayısı
V_r	Araç hızı
A_f	Kesit yüzey alanı
g	Yerçekimi ivmesi
α	Yol eğimi
M_{ae}	Aerodinamik direnç torku
P	Volan etrafındaki havanın yoğunluğu
w	Volanın hızı
r	Volan dış yarıçapı
C_m	Hava sürtünme direnç katsayısı
M_r	Rulman direnç torku
P	Rulman üzerindeki eşdeğer yük
μ	Rulman sürtünme katsayısı
d_m	Rulman bölüm dairesi çapı
f	Moody sürtünme katsayısı
π	Pi sayısı

r	Volan dış yarıçapı
h	Volan genişliği
C_{rr}	Tekerlek yuvarlanma direnci katsayısı
F_{rr}	Tekerlek yuvarlanma direnci kuvveti
C_D	Araç aerodinamik direnç katsayısı
V_r	Araç hızı
A_f	Araç kesit yüzey alanı
g	Yerçekimi ivmesi
α	Yol eğimi



KISALTMA LİSTESİ

CVT	Continuous variable transmission
EUDC	Extra urban driving cycle
KEGS	Kinetik enerji geri kazanım sistemi
KERS	Kinetic energy recovery system
NEDC	New european driving cycle
PTO	Power takeoff
RPM	Revolution per minute
UDC	Urban driving cycle

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Gyrobus [2].....	2
Şekil 1.2 Gyreacta şanzımanı genel görünümü	3
Şekil 1.3 Gyreacta şanzımanı içyapısı	3
Şekil 1.4 NASA'nın geliştirdiği volanlı enerji depolama sistemi	4
Şekil 1.5 Flybrid kinetik enerji geri kazanım sistemi.....	5
Şekil 1.6 Boeing 777 uçağı için geliştirilen enerji geri kazanım sistemi.....	6
Şekil 1.7 Volvo S60 mekanik kinetik enerji geri kazanım sistemi şeması [10].....	6
Şekil 1.8 Jaguar KEGKS ünitesi bileşenleri	7
Şekil 2.1 Şehir içi sürüş profili enerji dağılım şeması [12], [13]	11
Şekil 2.2 Enerji depolama yöntemleri karşılaştırması [16]	14
Şekil 2.3 Paralel ve seri güç grubu şeması	14
Şekil 2.4 Volan tasarım süreci [18]	15
Şekil 2.5 abit kalınlıktaki dönen cisimde oluşan kuvvetler [19]	16
Şekil 2.6 Volan iç çap değişimine göre birim kg başına enerji miktarı değişimi.....	18
Şekil 2.7 Volan iç çapına göre teğetsel gerilme değişimi	19
Şekil 2.8 Volan yapısının bölümleri	19
Şekil 2.9 Topoloji analizi sonucu malzeme yoğunluğu dağılımı	20
Şekil 2.10 Topoloji analizi sonuçları.....	20
Şekil 2.11 Volan geometrisi	21
Şekil 2.12 Volan 20000 rpm döndüğünde yapı üzerinde oluşan gerilme dağılımı.....	21
Şekil 2.13 Güç sistemi kullanılan volanlı enerji depolama sistemi örneği [21].	22
Şekil 2.14 Kaymalı rulman basınç dağılımı [23]	23
Şekil 2.15 Hava filmli rulman [24]	24
Şekil 2.16 Aktif manyetik rulman çalışma şeması [25]	25
Şekil 2.17 Volan aerodinamik direnç torkunun volan hızına göre değişimi	28
Şekil 2.18 Araç hızı, CVT oranı ve volan hızı ilişkisi	29
Şekil 3.1 Matlab/Simulink ve Adams/Car eş zamanlı analiz şeması.....	30
Şekil 3.2 a) Araç üst görünüm b) Araç yan görünüm c) Araç ön görünüm.....	32
Şekil 3.3 Güç paketi ve aktarma organları şematik gösterim	33
Şekil 3.4 Güç paketi, aktarma organları ve kinetik enerji geri kazanım sistemi şematik gösterim	33
Şekil 3.5 Zemin türüne ve lastik şişirme basıncına göre yuvarlanma direnci katsayısının değişimi [30]	34

Şekil 3.6	Hıza ve lastik tipine göre yuvarlanma direnci katsayısının değişimi [30]	35
Şekil 3.7	Farklı araçlar ait aerodinamik direnç katsayısı değişimi	36
Şekil 3.8	Araç aerodinamik direnç kuvvetlerinin hıza göre değişimi.....	37
Şekil 3.9	Eğimden dolayı araca etki eden yokuş direnci bileşenleri.....	37
Şekil 3.10	Kinetik enerji geri kazanım sistemi şematik gösterimi	38
Şekil 3.11	Adams/Car noktasal dönme kuvveti tanımlaması	39
Şekil 3.12	Adams – Matlab/Simulink arayüzü	40
Şekil 3.13	Simulink sistem şeması açık gösterim.....	41
Şekil 3.14	Adams alt sistem şeması.....	42
Şekil 3.15	Matlab/Simulink modeli alt sistem seviyesi gösterim	43
Şekil 4.1	MSC Adams/Car ekran görüntüsü	45
Şekil 4.2	Frenleme analizi araç hızı grafiği.....	46
Şekil 4.3	Frenleme analizi fren yüzdesi (%) karşılaştırması	46
Şekil 4.4	Frenleme analizi fren gücü karşılaştırması	47
Şekil 4.5	Frenleme analizi frenleme enerjisi karşılaştırması	47
Şekil 4.6	Adams/Car hızlanma analizi tanımlaması.....	48
Şekil 4.7	Hızlanma süreleri karşılaştırması	49
Şekil 4.8	NEDC profili hız-zaman grafiği	50
Şekil 4.9	Adams NEDC hız profili tanımlaması.....	50
Şekil 4.10	Kinetik enerji geri kazanım sisteminin devrede olduğu ve olmadığı durumlardaki hız profili karşılaştırması.....	51
Şekil 4.11	Araç hızı ve volan hızı karşılaştırması.....	51
Şekil 4.12	Motor gücü ve fren gücü karşılaştırması	52
Şekil 4.13	ECE-15 profili fren enerjisi karşılaştırması	53
Şekil 4.14	ECE-15 Profili motorda üretilen enerji karşılaştırması.....	53
Şekil 4.15	Adams/Car yokuş analizi için oluşturulan yol geometrisi	54
Şekil 4.16	Araç ağırlık merkezi düşey yer değişimi.....	54
Şekil 4.17	Gaz pedalı ve fren pedalı yüzdeleri karşılaştırması.....	55
Şekil 4.18	Volan dönüş hızı ve volanda depolanan enerji	56
Şekil 4.19	Yokuş analizi PTO çıkış hızı ve volan hızı oranı.....	56
Şekil 4.20	Araca etki eden tork.....	57
Şekil 4.21	Motor gücü karşılaştırması	57

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 1.2	Volvo kinetik enerji geri kazanım sistemi teknik datası [31]..... 7
Çizelge 2.1	Östemperlenmiş sfero dökme demirler mekanik özellikleri..... 17
Çizelge 2.2	Aktarma organı bilgileri..... 18
Çizelge 2.3	Rulman tipleri ve özellikleri karşılaştırması [26] 25
Çizelge 2.4	Farklı yatak tiplerine ait sürtünme katsayısı değerleri [19] 26
Çizelge 2.5	Volan çevresindeki akışkan ve sürtünme direnç katsayısı değeri 27
Çizelge 3.1	Eş zamanlı analiz giriş - çıkış tanımlamaları..... 43

KİNETİK ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMİ TASARIMI

Aykut DANA

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Cihan DEMİR

Yenilenebilir enerji kaynaklarının önem kazandığı günümüzde daha yüksek verimliliğe sahip sistemlerin geliştirilmesi üzerine birçok çalışma yapılmaktadır. Taşıtlarda hibrit sistemler öne çıkmakta ancak daha yaygın kullanım için maliyetlerde önemli düşüşler ve yakıt ekonomisinde daha fazla artışa ihtiyaç duyulmaktadır. Düşük maliyetli hibrit sistemlere bir alternatif de volanda enerji depolama yöntemidir. Özellikle hızlı doldurma ve boşaltma performansı sayesinde frenleme enerjisi geri kazanım konusunda başarılı olan bu sistemin birincil güç kaynağı olarak kullanılmasının önünde teknik sorunlar bulunmakta fakat hibrit yapılarda önemli avantajlar sağlamaktadır. Yüksek teknoloji kompozit yapı ve manyetik yataklama sistemleri sayesinde volanlar günümüzde daha yüksek dönüş hızlarına çıkabilmekte ve yüksek güç/ağırlık oranları ile diğer hibrit sistemlere göre güçlü bir alternatif olmaktadır.

Çalışmada volanlı frenleme enerjisi geri kazanım sisteminin askeri araç uygulaması, volan boyutlandırılması, tahrik sistemi seçimi ve genel sistem tasarımı üzerine yoğunlaşmıştır. Yapılan hesaplamalar ve topoloji optimizasyonu çalışmaları yardımıyla volan geometrisi oluşturulmuştur. Adams/Car programında dinamik araç modeli oluşturulmuştur. Matlab/Simulink programında volana etki eden direnç kuvvetlerini de içeren volan matematik modeli oluşturulmuş ve çalışma modları tanımlanmıştır. Adams/Car ve Matlab/Simulink programları birlikte çalıştırılarak eş zamanlı analizler yapılmıştır. Frenleme, hızlanma ve standart sürüş profili gibi çeşitli sürüş koşullarında

sistem performansı analiz edilmiştir. En iyileme süreçlerinin de kullanıldığı bu analizler sonucunda elde edilen kinetik enerji geri kazanım sistemi ile 4x4 askeri araçta performansında herhangi bir kayıp olmadan %40'lara varan enerji tasarrufu sağlanabileceği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Volan, kinetik enerji, geri kazanım, hibrit



KINETIC ENERGY RECOVERY SYSTEM DESIGN

Aykut DANA

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Dr. Cihan DEMİR

Nowadays, renewable energy sources are gaining importance and many studies are being carried out on the development of higher efficiency systems. Hybrid systems stand out in vehicles, but significant reductions in costs and greater fuel economy are needed for more widespread use. An alternative to low-cost hybrid systems is the flywheel energy storage method. This system, which has been successful in recovering braking energy due to its fast charging and discharging performance, has technical problems in using it as the primary power source, but provides significant advantages in hybrid structures. Due to the high-tech composite structure and magnetic bearing systems, flywheels can now reach higher rotational speeds and become a powerful alternative to other hybrid systems with high power / weight ratios.

In this study, military vehicle application of flywheel braking energy recovery system, flywheel sizing, drive system selection and general system design are focused on. Flywheel geometry was created with the help of calculations and topology optimization studies. A dynamic vehicle model was created in Adams / Car program. In Matlab / Simulink program, flywheel mathematical model including resistance forces acting on flywheel was created and operating modes were defined. Adams / Car and Matlab / Simulink programs were run together and simultaneous analyzes were performed. System performance has been analyzed under various driving conditions such as braking, acceleration and standard driving profile. As a result of these analyzes, where the optimization processes are also used, it is observed that the kinetic energy

recovery system can save up to 40% energy in a 4x4 military vehicle without any loss in performance.

Keywords: Flywheel, kinetic energy, recovery, hybrid



1.1 Literatür Özeti

Volanda enerji depolama sistemi tarihi binlerce yıl öncesinde çanak çömlek yapımında kullanılan sistemlere kadar dayanmaktadır. Ahşap disk şeklindeki volan, mil üzerine oturtulmakta ve eksenini etrafında dönmekteydi. Bu sistemdeki en büyük dezavantaj sürtünme kayıpları ve ahşabın dayanım zayıflığı olmuştur. Çinliler volan sistemini yel değirmenlerinde kullanmışlardır. İlk uygulamalardan ilgi çekici diğer bir örnek ise volanda kinetik enerji depolama prensibi ile çalışan yoyo oyuncağıdır.

Endüstri devrimi ile volanların en önemli kullanım alanlarından biri buharlı motorlar olmuştur. Volanlar hem mekanik hem de elektrikli uygulamalarda dengeleyici veya düzenleyici olarak geniş bir kullanım alanı bulmuştur. Geliştirilen demir volanlar, ahşap, taş veya killerden oluşan volanlardan daha büyük bir dayanıma sahipti. Tek parça halinde üretilebilmekte ve aynı hacimde daha fazla kütle ve eylemsizlik momenti oluşturmaktaydılar. Bu volanlar çoğunlukla buhar motorlarındaki tork düzensizliğinin bertaraf edilmesi için kullanılmıştır.

Endüstri devriminden sonraki yıllarda volan teknolojisi yüksek hızdan ziyade yüksek enerji depolaması için daha ağır volanların üretilmesi şeklindeydi. 19. yüzyılın ortalarında küçük içten yanmalı motorun gelişmesiyle birlikte, otomotiv uygulamaları için düşük eylemsizliğe sahip yüksek hızlı volanlara yönelim olmuştur. Volanların kısa sürede yüksek güç sunma kabiliyeti mekanik preslerde ve pompalarda kullanılmıştır. Ayrıca volanın gyroskopik özelliğinden daha düzgün giden torpidoların yapımında faydalanılmıştır [1].

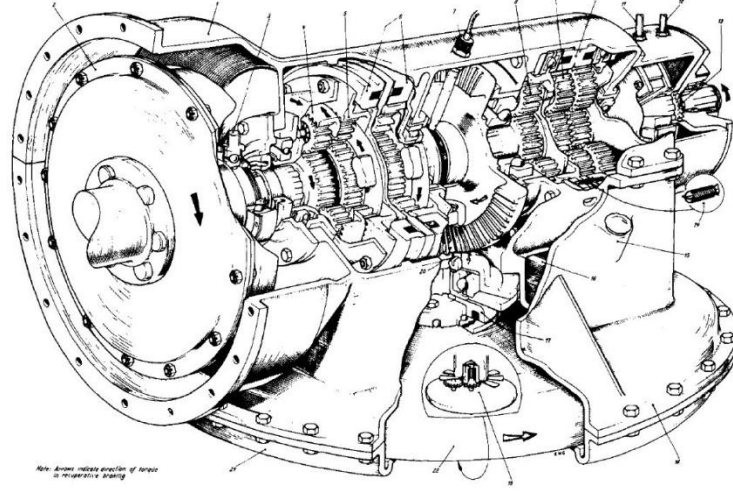
1940'lı yıllarda akülü elektrikli otobüslere alternatif oluşturmak amacıyla, volanla çalışan otobüs fikri ilk olarak ortaya atılmıştır [2]. Otobüs duraklarında araç üzerindeki üçlü kol ile şarj edilen araç, yol boyunca elektrik kablosu döşenmesine gereksinim duymamaktaydı.



Şekil 1.1 Gyrobus [2]

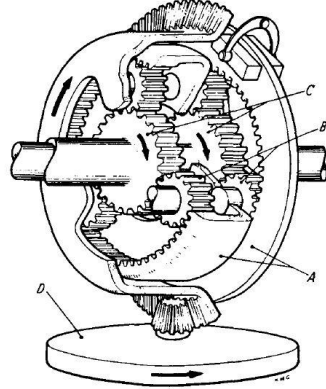
Oldukça sesiz olan ve çevreci bir kullanım sunmasına rağmen şarj süresi yoğun otobüs hatlarında kullanımı zorlaştırmakta ve 3000 RPM devirle dönen motor güvenlik sorunları oluşturmaktaydı. Ayrıca volanın jiroskopik etkisinden dolayı virajlarda otobüsün kontrolünü zorlaştıran yana yatma eğilimi gerçekleşmekteydi. Bu dezavantajlardan dolayı Gyrobus yerini günümüzdeki içten yanmalı ve elektrikli otobüslere kaptırmıştır.

İkinci dünya savaşı sonrasında yaşanan petrol sıkıntısı nedeniyle daha verimli taşıt çalışmaları hız kazanmıştır. Bu yıllarda otobüslerde kullanılmak üzere Gyreacta şanzımanını geliştirmiştir [1].



Şekil 1.2 Gyreacta şanzımanı genel görünümü

Araçların durdurulduğunda sonradan ivmelenmesine yardım etmek için kullanılacak bir enerji geri kazanım biçiminin ekonomik bir gereklilik olduğu vurgulanmaktadır. Bu doğrultuda frenleme enerjisini depolama amacıyla geliştirilen Gyreacta, bir dizi gezegen dişli sisteminden ve bir adet dönen volandan oluşmaktadır.



Şekil 1.3 Gyreacta şanzımanı içyapısı

Sistemde volan, dişli vasıtasıyla gezegen dişliye aktarılmakta ve debriyaj vasıtasıyla çeşitli kullanım operasyonları için seçim yapılabilmektedir. Gezegen dişli setinin kullanımı, kompakt bir alanda yüksek bir oranının gerekli olduğu bu gibi uygulamalarda avantaj sağlamaktadır ve aynı zamanda doğrudan doğruya kullanım sayesinde daha yüksek verim sağlamaktadır.

Volanda enerji depolama sistemlerinin diğer bir kullanım alanı güç santralleri olmuştur. Güç santrallerinde oluşan ani enerji dalgalanmalarını karşılamak volanda enerji

depolamak diğerk sistemlere göre oldukça avantajlıdır. 1970'li yıllarda kompozit yapıların gelişmesi ve 1980'li yıllarda manyetik rulmanların görülmeye başlaması üzerine sabit güç sistemlerinde uzun süreli ve kısa süreli enerji depolama için volan sistemlerini kullanımı üzerine birçok araştırma yapılmıştır [3].

Uzay araçlarındaki elektrik bataryalarının yetersiz kalması üzerine NASA mevcut sistemlere alternatif olarak volan kinetik enerji depolama sistemleri geliştirmiştir.



Şekil 1.4 NASA'nın geliştirdiği volanlı enerji depolama sistemi

NASA'nın volanlı enerji depolama sistemini tercih etmesinin nedenlerinden bazıları; geri dönüştürülebilir materyal kullanımı, düşük bakım ve uzun ömür, anlık yüksek enerji talebine hızlı tepki vermesi, deşarj deşarj sıklığı veya deşarj derinliğine bağlı olarak performans düşüşü yaşanmaması, geniş çalışma sıcaklığı aralığına sahip olması ve düşük maliyetli olmasıdır [4]. Ayrıca volanlar, büyük kontrol torkları gerektiren uzay aracı uygulamalarında konum ve momentum kontrolü için kullanılmaktadır [5]. Hem enerji depolama ünitesi olarak kullanılması hem de jiroskobik etkisinin uzay araçlarının pozisyonunun kontrolüne olanak tanınması uzay uygulamalarında volanlı sistemleri ön plana çıkarmaktadır.

Dönen çelik volanlardaki emniyet sorunları, yüksek rüzgâr direnci ve sürtünme kayıpları gibi nedenler ulaşım sektöründeki gelişimlerini engelledi. Kompozit malzemeler, yeni

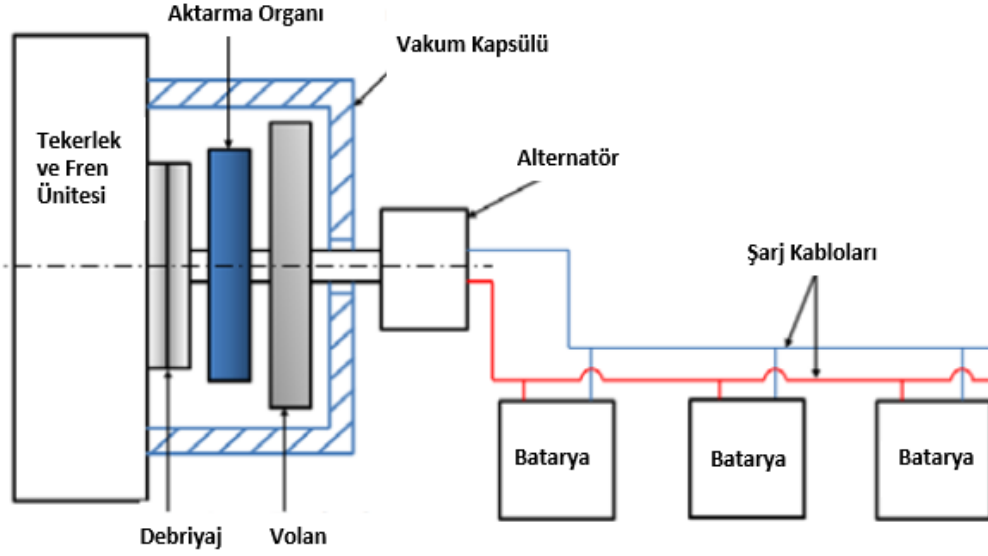
aktarma organı teknolojileri (daha iyi CVT'ler), düşük sürtümlü rulmanlar (örneğin, manyetik rulmanlar) ve volan muhafazası içerisindeki havayı vakumlama teknolojisi gibi gelişmeler taşıt uygulamalarında volan uygulamasını tekrar gündeme getirmiştir. Volanlı frenleme enerjisi geri kazanım sistemleri kimyasal bataryalı sistemlere göre iki kat daha fazla enerjiyi geri kazanmaktadır [6].

2009 yılında Formula 1 kurallarında yapılan değişiklikle yarış araçlarında KERS kullanılmaya başlanmıştır. Flybrid firması Formula 1 araçlarında kullanılmak üzere CVT vitesli KERS geliştirmiştir. 60.000 rpm devir yapabilen kompozit yapıdaki volan ile 60 Kw güç aktarımı yapabilmektedir [7]. Sistemin toplam ağırlığının 25 kg olması da en güçlü özelliklerinden biridir. İlerleyen yıllarda Le-mans yarışları için 100 Kw gücünde ve 37,9 kg ağırlığında volan bazlı kinetik enerji geri kazanım sistemleri geliştirilmiştir [8].



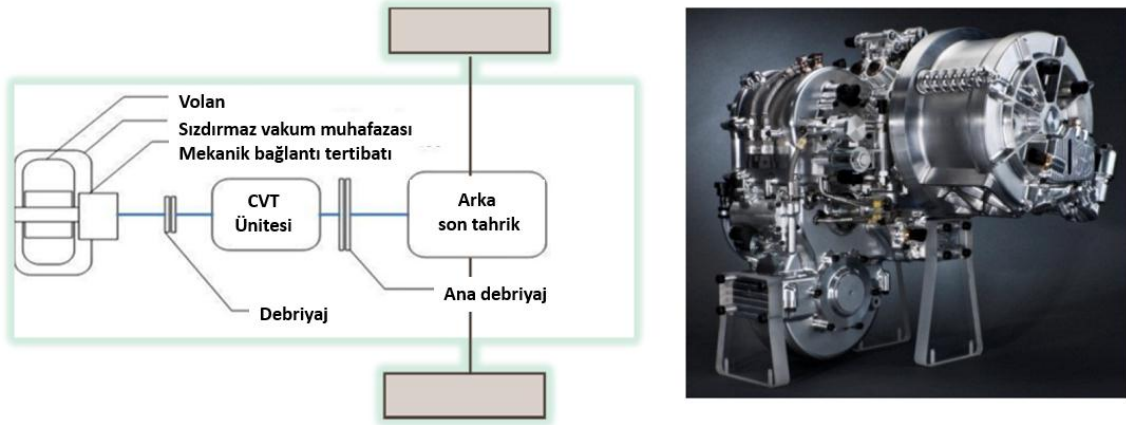
Şekil 1.5 Flybrid kinetik enerji geri kazanım sistemi

Volanlı kinetik enerji geri kazanım sistemlerinin kullanıldığı ilginç örneklerden biri de uçakların inişi sırasındaki frenleme enerjisinin yarısından fazlasını elektrığe dönüştürülebileceğini gösteren çalışmadır [9].



Şekil 1.6 Boeing 777 uçağı için geliştirilen enerji geri kazanım sistemi

İniş sırasında ortaya çıkan enerji yerdeki batarya sistemlerinde depolanabilmektedir. Boeing 777 uçağının yaptığı günde 5 inişten elde edilebilecek elektrik tasarrufu kömürle çalışan orta ölçekli bir enerji santraline denk gelmektedir.



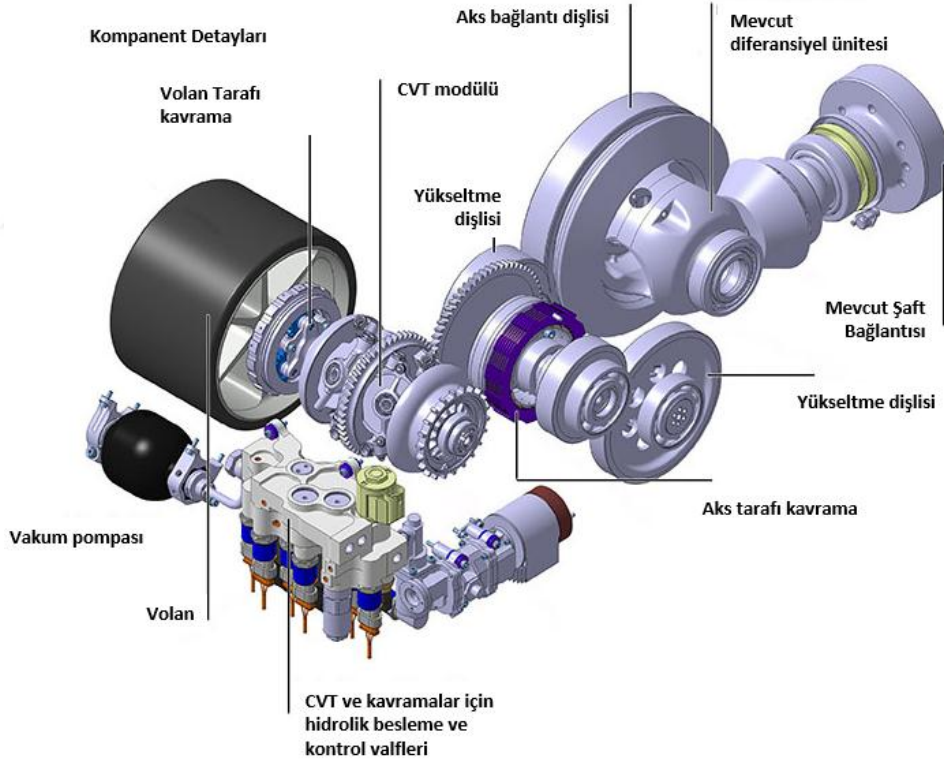
Şekil 1.7 Volvo S60 mekanik kinetik enerji geri kazanım sistemi şeması [10]

Yukarıdaki şekilde Volvo firmasının S60 modeli aracında kullanılmak üzere geliştirmiş olduğu mekanik kinetik enerji geri kazanım sistemi şeması ve prototipi görülmektedir. Bu sistemde kompozit malzemeler ve ileri seviye rulmanlar kullanılmıştır. Ayrıca gelişmiş bir kontrolcü tasarımı yapılmıştır. Daha yüksek dönme hızı sayesinde daha az ebat ve ağırlık ile jiroskobik etkiler minimuma indirilmiştir.

Çizelge 1.1 Volvo kinetik enerji geri kazanım sistemi teknik datası [10].

Volvo Volanlı Kinetik Enerji Geri Kazanım Sistemi Teknik Datası	
Gösteri aracı	Volvo S60
Yakıt tüketimi	10-12% azalma (NEDC)
Hızlanma	20-30% iyileşme (0-100 km/s)
Motor	I5, 2.4litre
Şanzıman	Önden çekişe bağlı
KEGKS ünitesi	Arkadan çekiş
Volan ağırlığı	6 kg (kompozit)
Güç	60 kW
Atalet	0,0275 kgm ²
Hız	60000 rpm
Enerji kapasitesi	0,54 MJ

Volvo firmasının tasarladığı sistem incelendiğinde 6kg kütleli bir volanın kullanıldığı görülmektedir. 60000 rpm gibi yüksek bir dönüş hızı ile birlikte bu sistem 0,54 MJ enerji depolayabilmektedir.



Şekil 1.8 Jaguar KEGKS ünitesi bileşenleri

Volanlı kinetik enerji geri kazanım sistemine bir örnek de Jaguar firmasının geliştirmiş olduğu sistemdir. Jaguar, 2011 yılında bir volan sistemi içeren bir prototip araç geliştirmiştir. Bu sistemin %20 civarında yakıt tasarrufu sağlayabileceği belirtilmektedir

[11]. Yukarıdaki şekilde geliştirilmiş olan kinetik enerji geri kazanım sisteminin komponentleri görülmektedir. Sistemde volan kullanılmaktadır. Frenleme sırasında arka diferansiyel üzerine monte edilmiş küçük bir CVT ünitesi kinetik enerjiyi volana aktarmaktadır. Sürücü manuel olarak kinetik enerji geri kazanım sistemini devreye soktuğunda volan yaklaşık 7 saniye boyunca 60 kilovatlık güç sağlayarak, CVT aracılığıyla enerjiyi tekerleklere iletmektedir. Volan 60.000 rpm maksimum dönüş hızına sahiptir.

1.2 Tezin Amacı

Askeri 4x4 araçta kullanılmak üzere kinetik enerji geri kazanım sistemi geliştirilmesi amaçlanmıştır. Frenleme esnasında ortaya çıkan enerji, güç aktarma organları üzerindeki PTO noktasından alınarak kavrama ve vites mekanizması üzerinden volana aktarılması ve dönme kinetik enerjisine dönüştürülmesi hedeflenmiştir. Depolanan kinetik enerjinin aracın hızlanması için tekrar kullanılarak aracın hareket için gerek duyacağı enerji miktarının bir kısmının kinetik enerji geri kazanım sisteminden karşılanması planlanmıştır. Sistemin en önemli parçalarından biri olan volanın boyutlandırması topoloji optimizasyonu yapılmış ve aktarma organı özellikleri belirlenmiştir. Adams/Car programında dinamik araç modeli oluşturulmuştur. Matlab/Simulink programında volan matematik modeli ve çalışma modları oluşturulmuştur. Eş zamanlı analiz yardımıyla Adams/Car ve Matlab/Simulink programları birlikte çalıştırılarak sistem performansı incelenmiştir. Frenleme, hızlanma, ECE-15 sürüş profili ve yokuş iniş çıkış gibi çalışma koşullarında kinetik enerji geri kazanım sisteminin sağladığı faydalar ortaya konulmuştur.

1.3 Hipotez

Sabit hızla giden aracın sahip olduğu kinetik enerji frenleme sırasında servis frenlerinden ısı enerjisi olarak aracın bulunduğu ortama atılmaktadır. Ortaya çıkan ısı enerjisi aracın hızı ile orantılıdır. Kinetik enerji geri kazanım sistemi matematik modeli kurgulandığında, frenleme sırasında oluşan atık enerjinin volanda depolanarak aracı tekrar hızlandırmak için kullanılabileceği görülmektedir. Aracın sahip olduğu kinetik enerjinin frenlerden atılması yerine, araç üzerinde yataklanmış bir volanı döndürmek

için kullanılarak dönme kinetik enerjisine dönüştürülebilir. Volan atalet momentinden faydalanılarak biriken mekanik enerjinin faydalı olarak sisteme geri iadesi enerji tasarrufu sağlayacaktır.

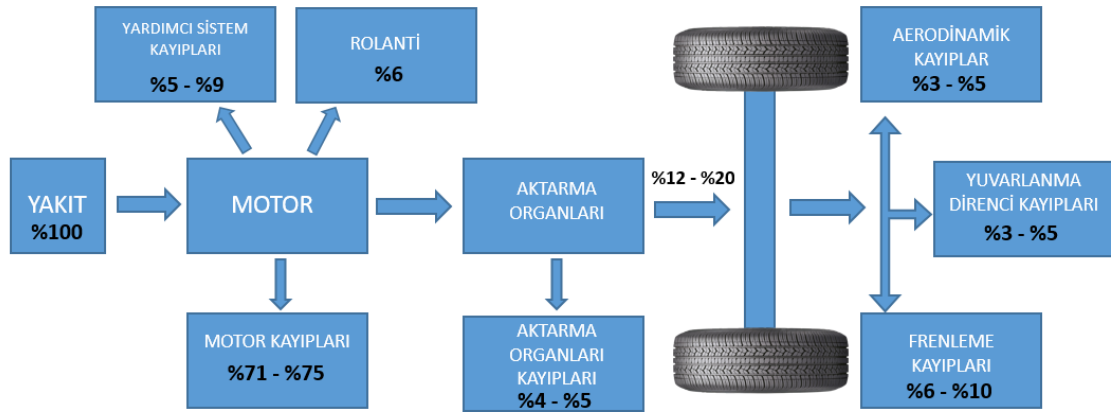


FRENLEME ENERJİSİ GERİ KAZANIM SİSTEMİ TASARIMI

Dünyadaki nüfus artışı birçok sorunu beraberinde getirmektedir. Çevre kirliliği zaman içerisinde hızla artış göstermiş ve günümüzde insanların maruz kaldığı en büyük problemlerden biri olmuştur. Çevre kirliliğinin artışıdaki etkenlerden biri de araçların sebep olduğu kirliliktir. Elektrikli araçların piyasaya sürülmesi egzoz gazından çıkan zararlı gazların oluşturduğu kirliliği sıfıra indirirse de kullanılan bataryaların şarj edilmesi için gerekli olan elektriğin üretiminde ve dağıtımında kullanılan yöntemler göz önüne alındığında, araç kaynaklı kirliliğin tamamen engellenmesinin zor olduğu görülmektedir. Çevre kirliliğini azaltmak ve seyahat etmeyi daha ekonomik hale getirmek için yapılan çalışmalar enerji verimliliği ortak paydasında birleşmektedir. Araçları daha verimli hale getirme yöntemlerinden biri, sürüş sırasında kaybolan enerjiyi geri kazanmaktır.

Sürüş sırasında enerji kaybına sebep olan sistemlerden biri de fren sistemidir. Fren sistemi, aracın hızını azaltmak veya durdurmak için tekerleğin hareketine karşı gelecek kuvveti üretme imkânı veren temel özelliklerinden biridir. Günümüz araçlarının çoğunda fren pedalına basıldığında oluşturulan hidrolik basınç, fren disklerinin üzerinde bulunan fren balataları üzerinde etki eder. Bunun sonucu olarak basınç altındaki fren balataları disk yüzeyine sürtünür. Oluşan sürtünme ile araç frenlenir. Bu süreçte kinetik enerji ortama ısı enerjisi şeklinde dağılır. Aracın kinetik enerjisi ısı enerjisine dönüştürüldüğünden ve bu enerji ortama yayıldığından tekrar kullanımı mümkün olmamaktadır. Frenleme sırasında ortaya çıkan bu enerjiyi depolayıp, tekrar kullanılabilir hale getirmek frenleme enerjisi geri kazanım sistemlerinin ana mantığını oluşturmaktadır.

Frenleme ile kaybedilen toplam enerji miktarı frenlerin ne sıklıkta, ne kadar sert ve ne kadar süreyle uygulandığına bağlıdır. Frenleme enerjisi geri kazanım sistemlerinde, frenleme sırasında aracın kinetik enerjisinin bir bölümünü depolama sistemi tarafından daha sonra kullanılmak üzere depolanır. Bu enerji gerektiğinde tekrar kinetik enerjiye dönüştürülür ve aracı hızlandırmak için kullanılır.



Şekil 2.1 Şehir içi sürüş profili enerji dağılım şeması [12], [13]

Yukarıdaki şehir içi sürüş profili enerji dağılım şemasında tekerleklere aktarılan enerjinin büyük bir bölümünün frenleme ile kaybedildiği görülmektedir. Şehir içi kullanımda frenleme enerjisi geri kazanım sistemleri büyük bir avantaja sahip olmaktadır. Otobüsler, taksiler ve kargo araçları sıkışık trafikte sürekli dur kalk şeklinde hareket ettiklerinden frenleme ile kaybolan enerjinin geri kazanılması ve aracı tekrar hızlandırmak için kullanılması, aracın motoru tarafından yapılan iş miktarını azaltacaktır. Bu da yakıt ekonomisine katkıda bulunacaktır. Geri kazanımlı bir fren sisteminin uygulanabilir olması için öngörülen ömür boyunca yaptığı enerji tasarrufunun, sistemin imalat maliyetini, boyut ve ağırlık dezavantajlarını dengelemesi gerekir. Günümüz otomobil teknolojilerini göz önüne aldığımızda frenleme enerjisi geri kazanım sisteminin paketleme problemlerine yol açmaması için küçük hacimli olması beklenmektedir. Buna karşın enerji depolama kapasitesinin de fazla olması gerekmektedir. Sert frenleme sırasında oluşan yüksek güç yoğunluğuna karşı yüksek performans sergilemelidir. Araç güç aktarma organlarına bağlantısının basit bir şekilde yapılabilmesi ve devreye giriş çıkış sırasında pürüzsüz bir şekilde güç iletimini gerçekleştirebilmelidir.

2.

2.1 Enerji Depolama Yöntemleri

Enerji depolama birimi enerji geri kazanım sistemini oluşturan en önemli birimlerden biridir. Enerji depolama biriminin enerji depolama kapasitesinin yüksek olması gerekmektedir. Frenleme enerjisi geri kazanım sistemlerinde çok sık şekilde şarj ve deşarj olacağı için yüksek şarj deşarj verimliliğine sahip olmalıdır. Ayrıca frenlemeden elde edilen enerjinin tekrar kullanılana kadar geçen sürede kendiliğinden boşalma miktarının olabildiğince az olması beklenmektedir. Sürekli kullanıma bağlı olarak oluşan kapasite kayıplarının az olması, dayanımının yüksek olması, uzun ömürlü olması ve birim ağırlık ve hacim başına düşen enerji miktarlarının yüksek olması gerekmektedir. Değişik formlarda enerji depolama yöntemleri vardır. Bunlardan başlıcaları elektrokimyasal, elektromanyetik ve mekaniksel enerji depolama yöntemleridir [14].

2.1.1 Elektrokimyasal piller

Elektrokimyasal bataryalar en yaygın kullanılan enerji depolama yöntemlerinden biridir. Bir elektrokimyasal pil, enerjiyi kimyasal enerji olarak depolar. Tersinir olarak kimyasal tepki ile depolanan enerji istenildiğinde tekrar elektrik enerjisi olarak geri gönderilir. Günümüzde elektrikli hibrit araçların çoğunda elektrokimyasal piller kullanılmaktadır. En sık kullanılan piller kurşun-asit ve nikel metal-hidrid (NiMH) tipi pillerdir. Honda Civic Hybrid, Honda Insight ve Toyota Prius araçlarında NiMH tipi piller kullanılmaktadır. Elektrokimyasal pillerin en büyük dezavantajlarından biri ısı duyarlılığıdır. Bir pilin verebileceği güç ve şarj tutabilme miktarı sıcaklık koşullarına bağlıdır. Bu durum özellikle geri kazanımlı frenleme sistemlerinde problemlere sebep olmaktadır. Çünkü kısa sürede gerçekleşen yüksek güç dalgalanmaları pil tarafından karşılanabilmelidir. Elektrokimyasal bataryalar ile ilgili bir diğer sorun ise ömürdür. Araç ömrü boyunca birkaç kez değiştirilmeleri gerekmektedir ve bu da işletme maliyetini arttırmaktadır. Volanlı sistemleri ömrü 20 yıl iken elektrokimyasal pillerin ömrü 2 ila 10 yıl arasında değişmektedir [15]. Pillerin ömrü, çalışma sıcaklığı, şarj ve deşarj derinliği ve şarj durumundan etkilenmektedir. Ayrıca elektrokimyasal piller, diğer teknolojilere

göre daha düşük spesifik ve hacimsel güç yoğunluğuna sahip olduklarından, daha ağır ve daha büyük bir sisteme neden olurlar.

2.1.2 Süperkapasitörler

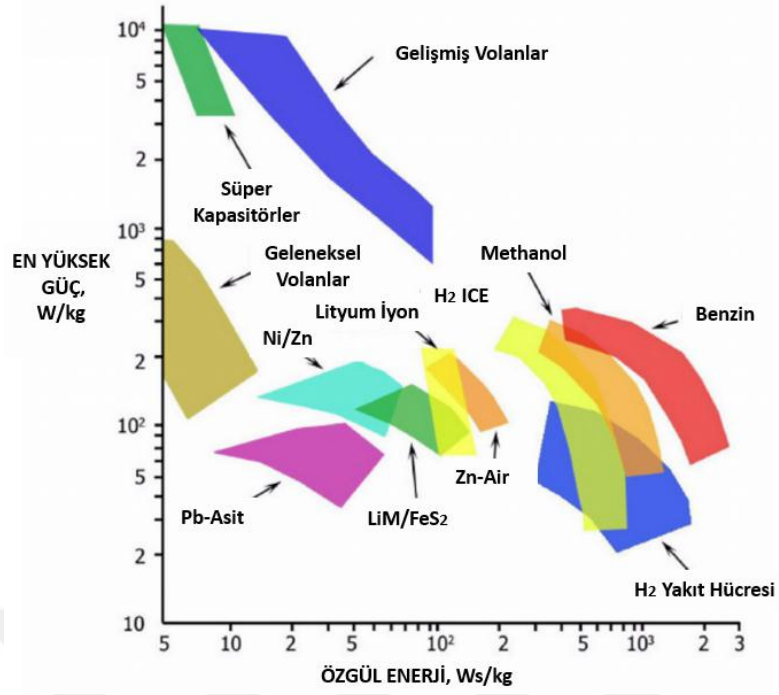
Süperkapasitörler normal kondansatörlere benzer mantıkla çalışır. Süperkapasitörler geniş yüzey alanlı karbon elektrotları ile organik bir elektroliti kullanarak çok yüksek düzeyde kapasitans elde edebilen cihazlardır. En büyük özelliği yüksek güç yoğunluğu ve nispeten geniş bir sıcaklık aralığında çalışabilmesidir. Dezavantajı ise düşük enerji yoğunluğuna sahip olmasıdır. Süperkapasitörler, kısa süreli yedek güç sağlamak için sıklıkla kullanılmalarına rağmen, yüksek güçlü uygulamalar için ticari olarak yaygın şekilde kullanılmaz. Diğer depolama sistemlerine göre daha pahalıdır ve volanlardan daha sınırlı bir çalışma sıcaklık aralığına sahiptir.

2.1.3 Hidro-Pnömatik sistemler

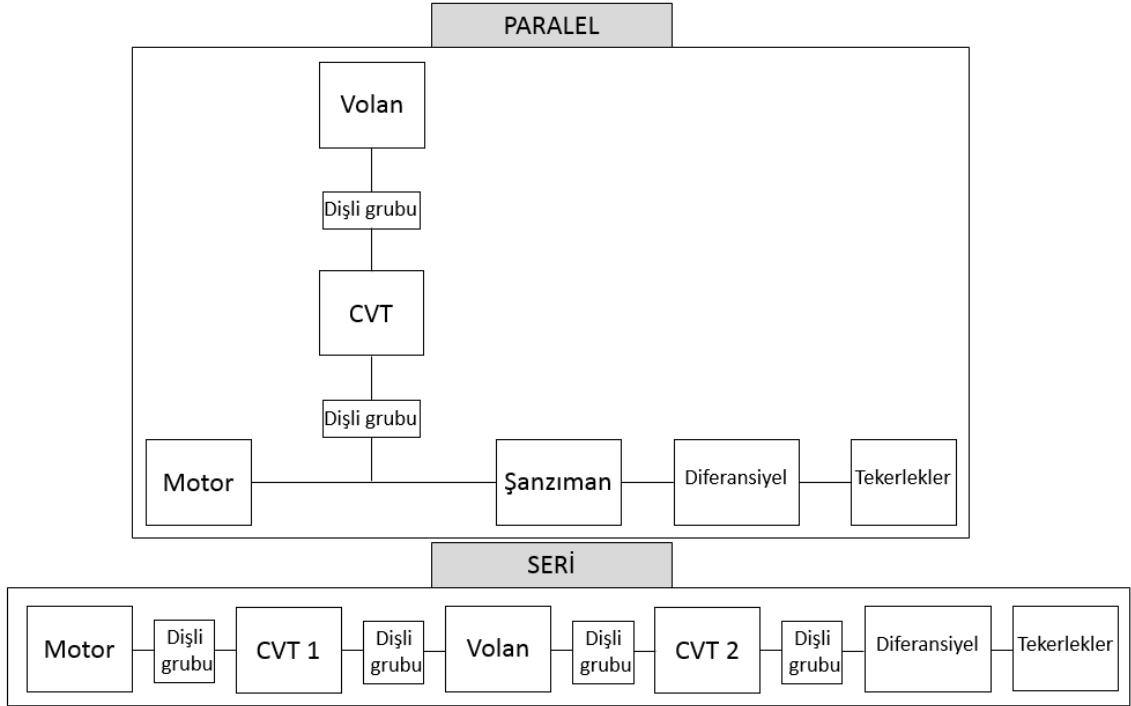
Hibrit araçlardaki depolama sistemlerine bir alternatif de hidro-pnömatik sistemlerdir. Modifiye edilmiş içten yanmalı motoru kompresör olarak kullanmak mümkündür. Frenleme sırasında içten yanmalı motor kompresör olarak kullanılır ve sıkıştırılan hava tanklarda depolanır. İhtiyaç durumunda tanklardaki basınçlı hava motora gönderilerek aracı hızlandırmak için kullanılır. Bu sistemin dezavantajı ağır sistem tasarımı ve enerji dönüşümündeki verimsizliklerdir. Sistem maliyetinin yüksekliği de bir dezavantajdır.

2.1.4 Volanlı sistemler

Volanlı enerji depolama sistemleri, enerjinin dönen bir volanda mekanik olarak depolanması mantığıyla çalışır. Bu sistemlerin daha yüksek güç yoğunlukları, yüksek verimlilikleri, daha uzun kullanım ömrü ve pillerden daha geniş bir çalışma sıcaklığı aralığı vardır. Volanların pillerden daha düşük enerji yoğunluğuna sahip olmalarına rağmen, enerji yoğunluğu birçok yüksek güç uygulamasının gerekliliklerini karşılayacak kadar yüksektir. Volan malzemesi olarak kompozit malzeme kullanılarak oluşturulan sistemler çelikten imal edilen volanlara göre çok yüksek mukavemete sahiptir. Böylelikle da volanların yüksek spesifik enerjiye sahip olması sağlanabilmektedir.



Şekil 2.2 Enerji depolama yöntemleri karşılaştırması [16]



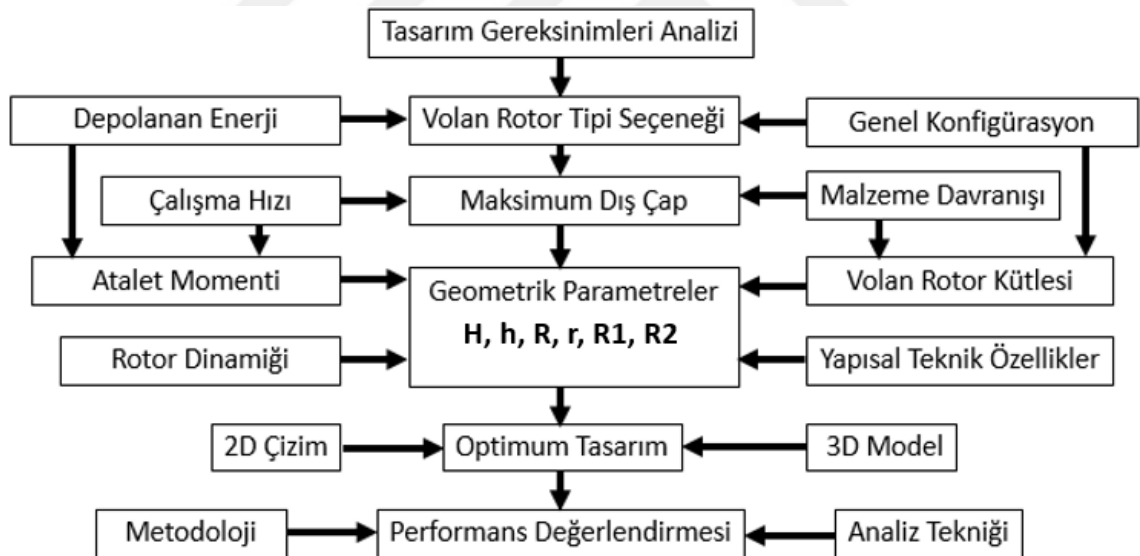
Şekil 2.3 Paralel ve seri güç grubu şeması

Yukarıdaki şekilde seri ve paralel ve seri volanlı enerji geri kazanım sistemi şemaları gösterilmiştir. Paralel konfigürasyonda, motor ve şanzıman arasında sisteme CVT ünitesi dahil edildiği görülmektedir. CVT volana bağlıdır. Paralel sistemde CVT ve volan kompleksi motor ile şanzıman arasına veya şanzıman ile diferansiyel arasına paralel

olarak montaj edilebilmektedir [17]. Seri konfigürasyonda ise volan iki CVT ünitesi arasında bulunmaktadır. Motor, enerji geri dönüşüm sistemi, diferansiyel ve tekerlekler art arda birbirine edilmiştir. Tez çalışmasında paralel sistem tercih edilmiştir. Enerji geri kazanım sisteminde bir arıza olduğu durumda aracın hareket kabiliyetini kaybetmemesi gerekmektedir. Bu amaçla paralel sistem daha avantajlıdır. Ayrıca mevcut güç aktarma sistemi üzerinde çok fazla değişiklik yapılması istenilen bir durum değildir. Yapılan yerleşimde CVT ve volan sistemi ara şanzıman üzerinden araç aktarma organlarına paralel olarak bağlanmaktadır.

2.2 Volan boyutlandırması

Volanın boyutlandırılması birçok parametreye bağlıdır. Optimum tasarım için, ihtiyacın belirlenmesi ve sistemin performansının değerlendirilmesi gerekmektedir. Volan tasarımında aşağıdaki şekilde gösterildiği üzere birçok sayıda koşul ve faktör dikkate alınmalıdır.



Şekil 2.4 Volan tasarım prosesi [18]

Volanlar enerjiyi dönme kinetik enerjisi formunda depolar. Volan boyutlandırması depolanmak istenilen enerji büyüklüğü ile yakından ilişkilidir. Dönen kütle içerisinde depolanan enerji aşağıdaki denklemde gösterildiği gibi atalet momenti ve açısal hızın bir fonksiyonudur.

$$E_k = \frac{1}{2} I W^2 \quad (2.1)$$

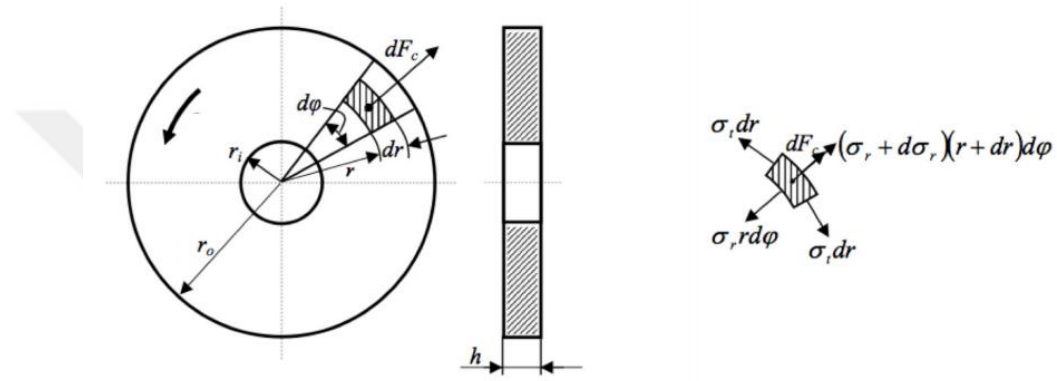
Solid disk şeklindeki bir volan için atalet momenti aşağıdaki ifade ile bulunur.

$$I = \frac{1}{2}mR^2 \quad (2.2)$$

Enerji denkleminde eylemsizlik momentini yerine yazıldığında aşağıdaki denklem elde edilir.

$$E_k = \frac{1}{4}mR^2W^2 \quad (2.3)$$

Dönen cisimler için merkezkaç kuvvetinden kaynaklı teğetsel ve radyal gerilmeler oluşur.



Şekil 2.5 Sabit kalınlıktaki dönen cisimde oluşan kuvvetler [19]

Bu gerilmeler aşağıdaki denklem yardımıyla bulunabilir [20]

$$\sigma_t = \rho W^2 \left(\frac{3+v}{8} \right) \left(r_i^2 + r_0^2 + \frac{r_i^2 r_0^2}{r^2} - \frac{1+3v}{3+v} r^2 \right) \quad (2.4)$$

$$\sigma_r = \rho W^2 \left(\frac{3+v}{8} \right) \left(r_i^2 + r_0^2 - \frac{r_i^2 r_0^2}{r^2} - r^2 \right) \quad (2.5)$$

Volanlarda depolanabilecek maksimum enerji, volanın maksimum dönüş hızı arttıkça artmakta ancak aynı zamanda volan üzerindeki teğetsel ve radyal gerilmeler de artmaktadır. Volan malzemesinin dayanabileceği maksimum gerilme değerin aşılması kalıcı hasara sebep olur. Bu durum son derece tehlikeli sonuçlar doğurabilir. Gerilmelerin kritik değere ulaştığı maksimum hız belirlenebilir ve emniyet faktörüne göre güvenli çalışma hızı hesaplanmalıdır. Volanın güvenle dönebileceği maksimum açısal hız W_{max} denir. Volan W_{max} hızıyla dönerken yapı üzerinde oluşan gerilme de σ_{max} olur. Teğetsel gerilme radyal gerilmeden daha yüksek olmaktadır. Teğetsel gerilme volanın iç çapında maksimum değere ulaşır. Solid disk şeklindeki volanlar için $r_i=0$ alınır. r_0 yerine volan dış çapı olan R yazıldığında aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\sigma_{\max} = \rho R^2 W_{\max}^2 \frac{3+v}{8} \quad (2.6)$$

Volan enerji kapasitesi ve boyutlandırması büyük ölçüde volan imalatında kullanılan malzemeye bağlıdır. Volan malzemesinin oldukça yüksek mukavemetine sahip olması gerekmektedir. Modern kompozit malzemeler, daha düşük yoğunlukla ile birlikte çeliklerden 2-3 kat daha yüksek çekme dayanımına sahip olabilmektedir. Ancak imalat kolaylığı, bulunabilirlik ve maliyet de göz önünde bulundurulmalıdır. İmalat kolaylığı sağlaması açısından tez kapsamında 1300 Mpa akma gerilmesine sahip östemperlenmiş sfero dökme demir tercih edilmiştir. Aşağıdaki çizelgede östemperlenmiş sfero dökme demirlere ait mekanik özellikler verilmiştir.

Çizelge 2.1 Östemperlenmiş sfero dökme demirler mekanik özellikleri

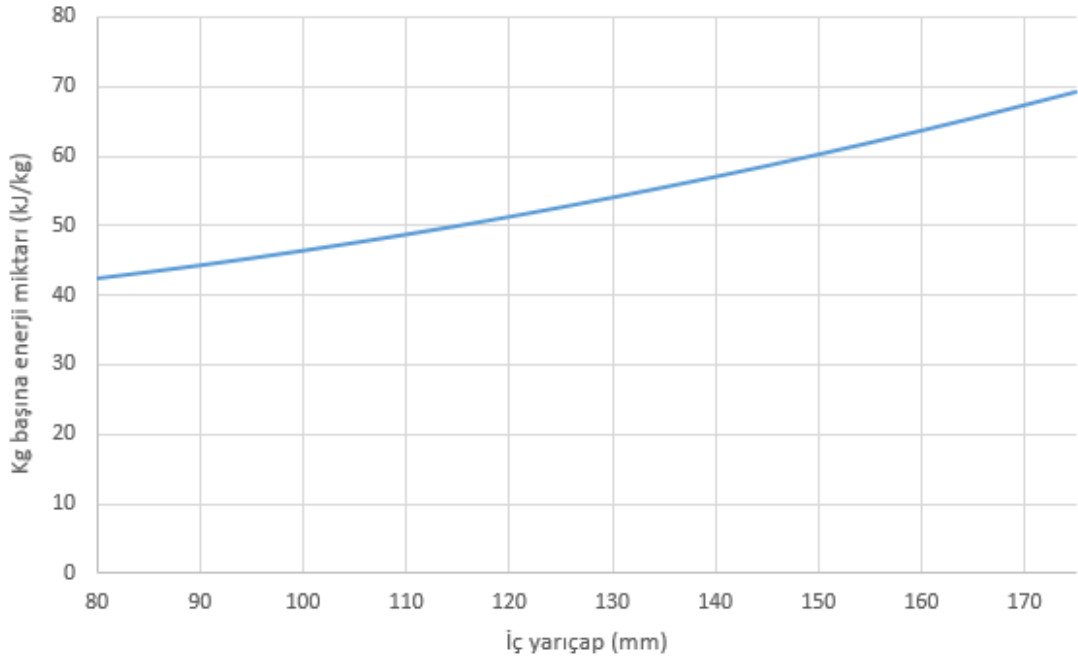
EN 1564:2011	ISO 17804	Akma (Mpa)	Çekme (Mpa)	Uzama (%)	Sertlik (HB)
EN-GJS-800-8	JS/800-10	500	800	8	260-320
-	JS/900-8	600	900	8	280-340
EN-GJS-1000-5	JS/1050/6	700	1000	5	300-360
EN-GJS-1200-2	JS/1200-3	850	1200	2	340-440
EN-GJS-1400-1	JS/1400-1	1100	1400	1	380-480
-	JS/HBW450	1300	1600	-	Min. 450

Volan boyutlandırmasını belirleyen en önemli parametre volanın enerji kapasitesinin belirlenmesidir. Volanın yüksek enerji kapasitesine sahip olması denklem (2.1)'de görüldüğü üzere açılma hızının ve atalet momentinin yüksek olması ile sağlanır. Volanın dönüş hızı CVT oranına bağlıdır. Benzer uygulamalarda oranı 1 ile 6 arasında değişen CVT'ler 3 sabit oranlı dişli ile birlikte kullanıldığı görülmüştür. Toplam aktarma oranı 3 ile 18 arasında olmaktadır. CVT oranının belirlenmesinde kinetik enerji geri kazanım sisteminin devrede olacağı araç hız aralığı önem arz etmektedir. Araç çok yüksek hızlara çıktığında en yüksek CVT oranı ile bile volan dönüş hızı maksimum değerini aşabilir. Bu durumda sistemin devreden çıkması gerekmektedir. Benzer şekilde araç yavaşlarken düşük hızlara geldiğinde CVT oranının belli bir aralıkta olması gerektiğinden volan hızlanmaya devam edemez.

Çizelge 2.2 Aktarma organı bilgileri

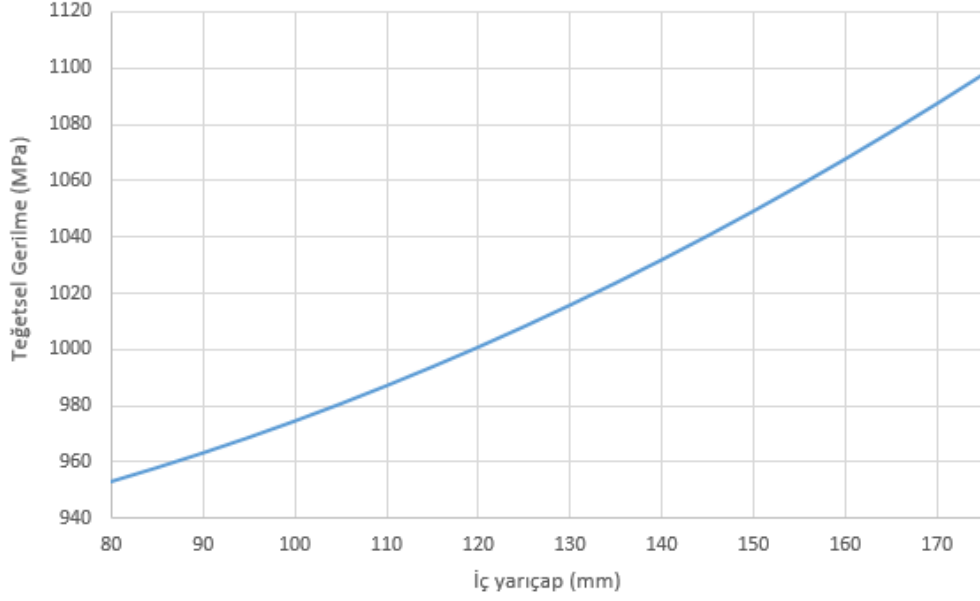
Aktarma organı bilgileri	
Sabit dişli oranı	3
CVT oranı	1-6
Toplam oran aralığı	3-18

Volanın atalet momenti ise volanın geometrik şeklinden elde edilir. Volanın boyutlandırmasını kısıtlayan parametrelerden biri volanın sahip olacağı dış çapın geometrik nedenlerden dolayı aracın içerisine sığdırılmamasıdır. Geometrik yerleşim probleminde yol açmamak için yapılan incelemede volan dış çapının en fazla 180mm volan genişliğinin ise 190mm olması gerektiği belirlenmiştir.



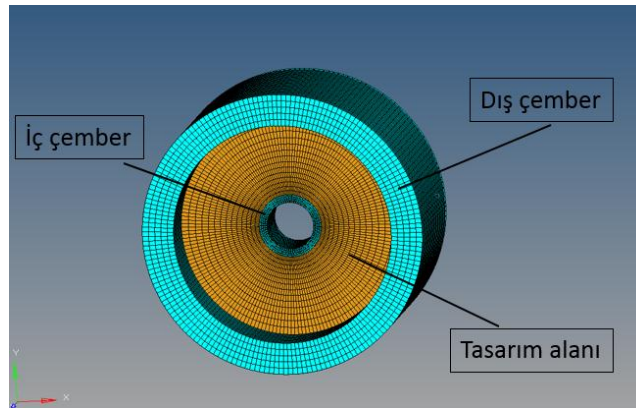
Şekil 2.6 Volan iç çap değişimine göre birim kg başına enerji miktarı değişimi

İç çap değişiminin kg başına enerji miktarı üzerine olan etkisi incelendiğinde iç çap arttıkça kg başına enerji miktarının da arttığı görülmüştür. Birim kg başına volan enerjisinin en yüksek seviyede olması, araca eklenecek olan ağırlıktan daha fazla verim elde edilebileceği anlamına gelmektedir. Bu kısıtlamalar doğrultusunda denklem (2.4) ve (2.5) yardımıyla, güvenlik katsayısı 1,25 alındığında volan üzerinde oluşabilecek maksimum gerilmeye denk gelen volan iç çapı hesaplanmıştır.



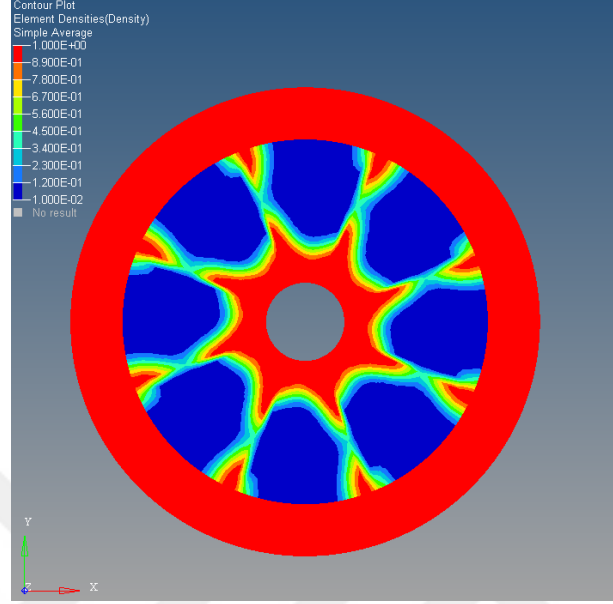
Şekil 2.7 Volan iç çapına göre teğetsel gerilme değişimi

Volan dış çapı, iç çapı ve malzeme özelliklerinden sonra volanın göbek kısmının şekillendirilmesi gerekmektedir. Bu amaçla topoloji optimizasyonu iyi bir seçenektir. Yapısal optimizasyon yöntemi olan topoloji optimizasyonunda, analize alınan parçanın dış boyutlarında bir değişiklik olmadan, istenilen oranda hacim azaltılarak mümkün olan en yüksek rijitliğe ve doğal frekansa sahip malzeme dağılımını bulmak esastır. Topoloji optimizasyonda kullanılan başlıca yöntemler yoğunluk metodu ve homojenleştirme metodudur. Bu çalışmada kullanılan Optistruct çözücüsü yoğunluk metodunu yöntemini kullanmaktadır. 1000 MPa gerilme değeri topoloji optimizasyonuna kısıt olarak girilmiştir. Analiz sınır şartı olarak 20000 RPM dönüş hızı tanımlanmıştır.

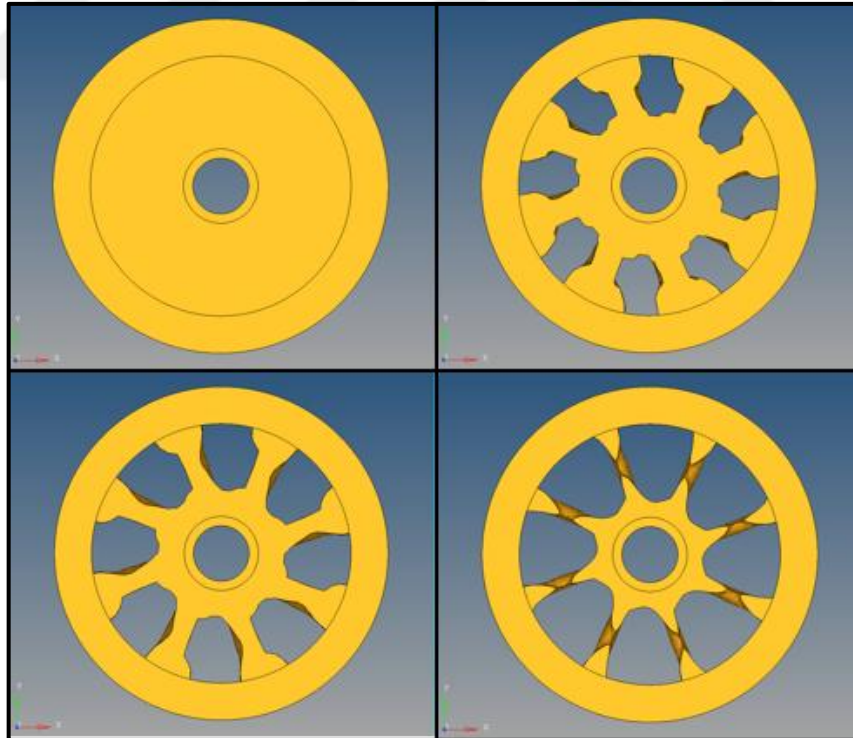


Şekil 2.8 Volan yapısının bölümleri

Boşaltılmanın istenmediği bölgeler olarak dış çember ve milin montaj edileceği iç çember programa tanıtılmıştır. Ardından dış çember ve iç çember arasında kalan alan tasarım bölgesi olarak tanımlanmıştır.



Şekil 2.9 Topoloji analizi sonucu malzeme yoğunluğu dağılımı

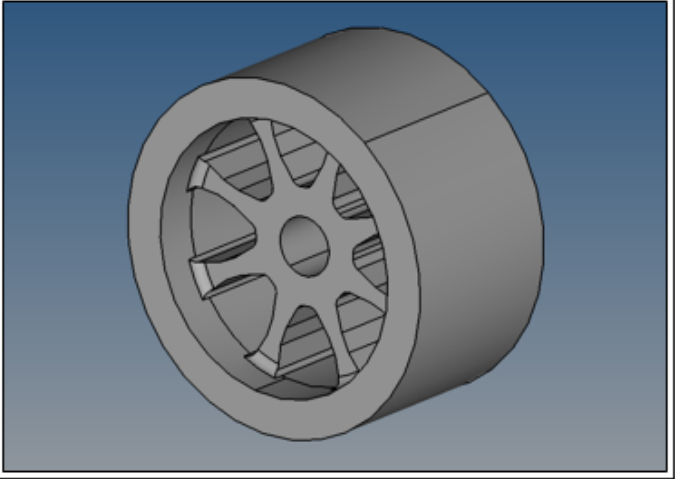


Şekil 2.10 Topoloji analizi sonuçları

Belirtilen sınır şartlarına göre topoloji optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Malzeme yoğunluğunun 0,3 ila 0,7 arasında seçilmesi önerilmektedir. Bu çalışmada malzeme

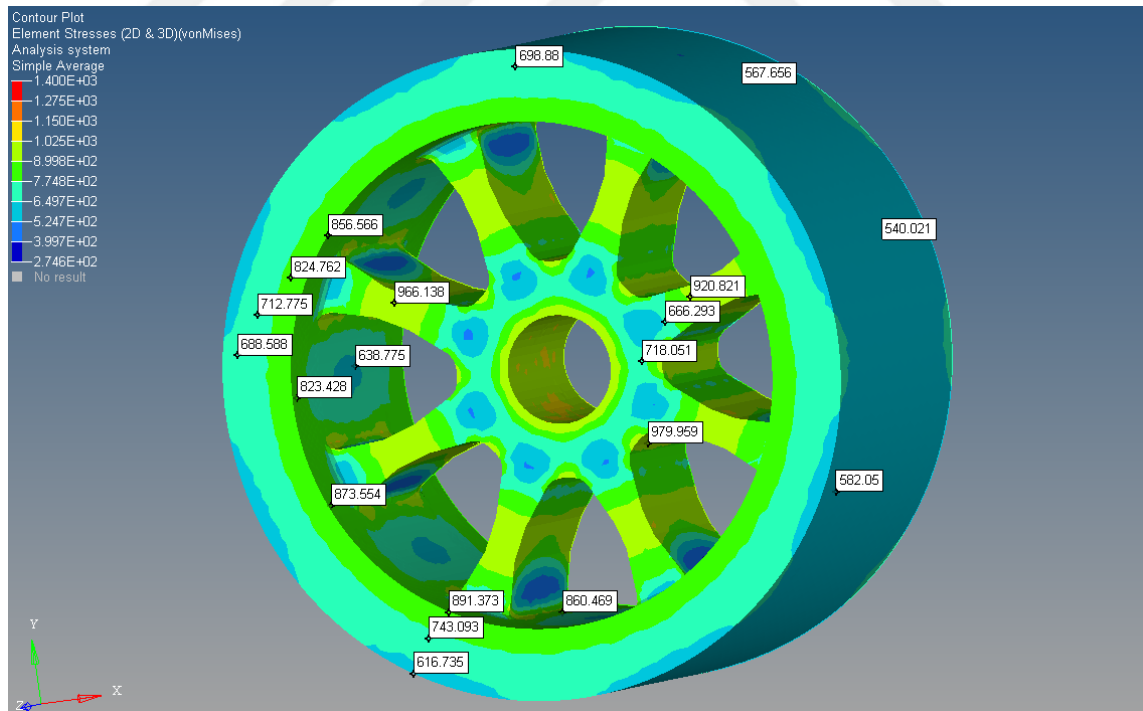
yoğunluğu 0,6 olarak seçilmiştir. Topoloji optimizasyonu sonucundan elde edilen bilgiler doğrultusunda belirlenen boşaltma bölgeleri boşaltılarak nihai volan yapısı oluşturulmuştur.

Volan Bilgileri		
Ağırlık	72.5	Kg
Atalet	1.57	Kgm ²
Hız	20000	RPM
Enerji kapasitesi	3448.6	kJ
Dış Çap	180	mm
Genişlik	175	mm



Şekil 2.1 Volan geometrisi

Oluşturulan volan geometrisi sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak analiz edilmiş ve 20000 RPM dönüş hızında volan üzerinde oluşan gerilmeler incelenmiştir.

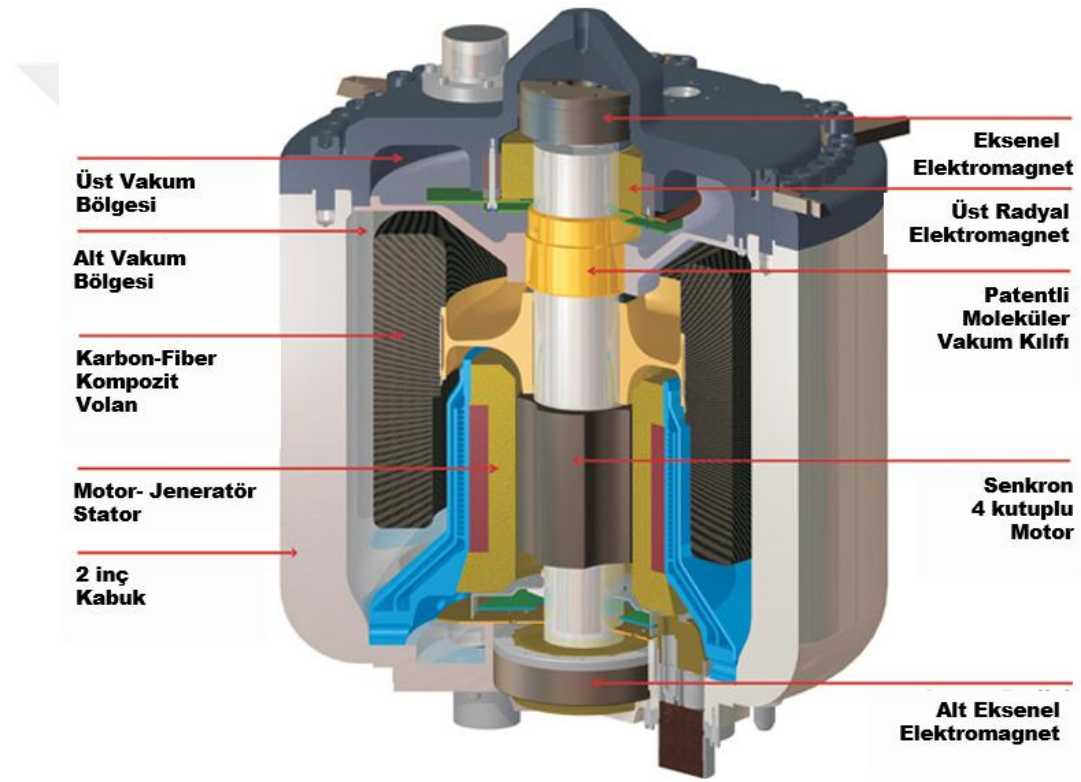


Şekil 2.2 Volan 20000 rpm döndüğünde yapı üzerinde oluşan gerilme dağılımı

Yapılan hesaplamalar, topoloji optimizasyonu ve yapısal analizler sonucunda volan geometrisi oluşturulmuştur. Oluşturulan bu geometriye ait kütle atalet momenti hesaplanmış ve Matlab/Simulink programında oluşturulmuş olan sistem modeline girilmiştir.

2.3 Volanın yataklanması

Volan çalışma sırasında yüksek hızlara ulaşır ve araç seyir halindeyken titreşimlere maruz kalır. İyi bir yataklama yapının hasara uğramaması için kritik bir önem taşımaktadır.

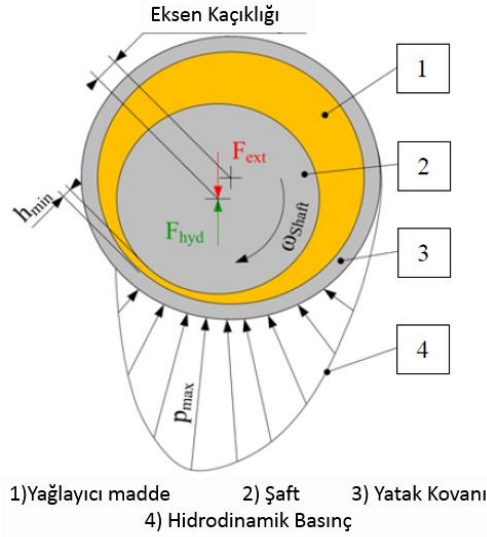


Şekil 2.3 Güç sistemi volanlı enerji depolama sistemi örneği [21]

Volanlı sistemler ile ilgili diğer bir önemli konu ise volandaki kütle dengesizlikleridir. Volan balansındaki küçük bozukluklar yüksek devirlere çıktığı için problem oluşturmaktadır. Volanın balansının sağlanması gerekmektedir. Volanın doğal frekansı ile bu harmonik hareketlerden kaynaklı tahrik frekansının kesiştiği noktada sistem rezonansa girmektedir. Volan şaft sistemindeki kritik hızları ve dönüş hızlarına tekabül eden doğal frekanslar Campbell Diyagramı ile incelenebilir. Ancak bu diyagramdaki her kesişme tehlike oluşturmamaktadır. Eğer sistemi etkileyen tahrik frekansı, ayrı bir

yapıda, bir modun doğal frekansı ile kesişiyorsa gerçekte bir rezonans oluşmamaktadır. Örneğin, rotorun torsiyonal doğal frekansı ile eğilme doğal frekansları birbirinden tamamen ayrıktır, bu yüzden kesişme olsa bile rezonans meydana gelmemektedir [22]. Volan sisteminin doğal frekanslarının belirlenebilmesi için volanın bağlanacağı milin kesit özelliklerinin ve yataklama yapılacak noktaların belirlenmesi gerekmektedir. Yataklar arası mesafe volan yapısının doğal frekansını etkilemektedir. Çalışma kapsamında kinetik enerji geri kazanım sisteminin detay tasarımı gerçekleştirilmemiştir. Sistemin doğal frekanslarının incelenebilmesi için detay tasarım yapılması gerekmektedir.

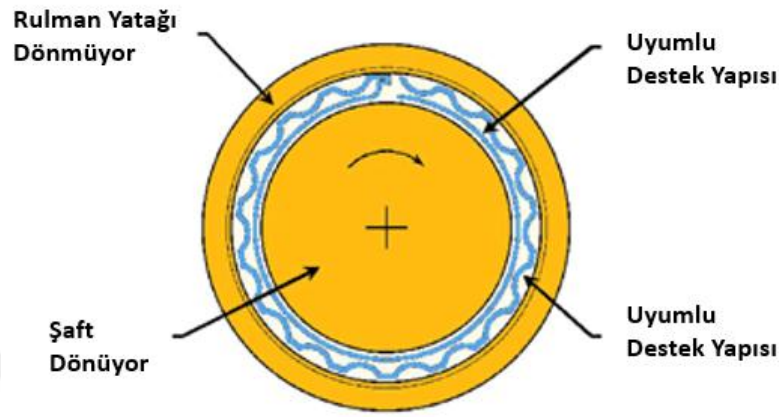
Sistemin en önemli parçalarından biri de rulman seçimidir. Rulman seçimi uygulamaya göre değişiklik göstermektedir. Kaymalı rulmanlar shaft yüzeyini yağ filmi ile ayırarak çalışır. Bu durum yağlama sistemi kullanılmasına izin vermeyen ve yatakların sızdırmazlığını zorlaştıran düşük basınçlı ortam nedeniyle sorun teşkil etmektedir. Bu nedenlerden dolayı kaymalı rulmanların kullanılması volan sistemleri için uygun değildir.



Şekil 2.4 Kaymalı rulman basınç dağılımı [23]

Hava yastıklı rulmanlar yüksek sıcaklık şartları altında çalışmalarını için tasarlanmıştır. Bu tip rulmanlar ilk olarak gaz türbini ile çalışan uçaklarda yuvarlanma elemanı olarak kullanılmıştır. Diğer yaygın kullanım alanı turbo kompresörlerdir. Yüksek sıcaklıkta çalışmaya karşı dayanıklıdır. Hava yastıklı rulmanların kullanıldığı uygulamalar tipik

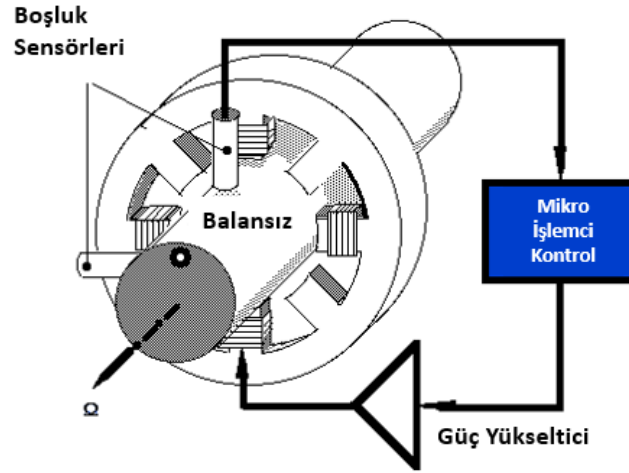
olarak hafif yüklerle ve sabit hızlara sahiptir. Bu rulmanların kullanımı sızdırmazlık sorunlarından dolayı dezavantajlıdır. Ayrıca aracın kullanımı sırasında volan sistemine gelen yükleri karşılamak için gereken rulmanın boyutu ve geliştirme maliyetleri dolayısıyla pahalı bir çözüm olacaktır.



Şekil 2.5 Hava filmlili rulman [24]

Pasif manyetik rulmanlar yük kapasitesinin düşük olmasından dolayı dezavantajlıdır. Aktif manyetik yataklardaki mevcut teknoloji, özellikle yüksek hızda çalışacak sistemlerde elektronik destek ünitesine ihtiyaç duymaktadır. Aktif manyetik rulman sistemleri, dönen mili havaya kaldırmak için dinamik olarak çalıştırılan elektromıknatıslara dayanmaktadır. Manyetik rulmanla merkezlenen şaft, bir yağ filmi veya hava basıncının aksine aktif bir manyetik alanla desteklenir. Sistem çalıştırıldığında, elektromıknatıslar döner aksamı yatağın ortasına doğru iterler. Sistem aktif olarak adlandırılmasının sebebi, yatağın bir parçası olan sensörler ile şaft merkezinin konumunun tespit edilerek ve bilginin bir rulman kontrolcüsüne iletilmesinden kaynaklanır. Kontrolör, herhangi bir mıknatısa giden gücün daha merkezli bir pozisyon elde etmek için ayarlanması gerekirken gerekmediğine karar verir ve buna göre yapar. Aşağıdaki şekilde sistem şeması gösterilmektedir. Manyetik rulmanlar düşük sürtünme kaybı özelliğiyle öne çıkmaktadır. Manyetik rulmanlar ayrıca vakum operasyonu için daha elverişlidir. Fakat manyetik rulmanların çalışması için kayda değer miktarda güç gerekir. Mevcut manyetik rulmanlar, herhangi bir ani yüklenme değişikliğinin muhtemel olmadığı sabit uygulamalar için uygundur, çünkü çok ani bir yük değişimi elektrik sisteminin tepki vermesi için çok hızlı olabilir. Ayrıca elektromanyetik rulmanlar için gereken alan daha büyüktür. Özellikle mevcut bir araç

üzerinde kinetik enerji geri dönüşüm sistemini entegre etmekte yaşanabilecek geometrik entegrasyon problemlerinden dolayı manyetik rulman tercih edilmemiştir.



Şekil 2.6 Aktif manyetik rulman çalışma şeması [25]

Geleneksel yuvarlanma elemanlı rulmanlar büyük bir ek sistem uygulaması gerektirmeden kullanılabilir. Hacim ve ağırlık bakımından yuvarlanma elemanlı rulmanlar daha avantajlıdır. Yağlanmış rulmanların uygulanması için araca ek bir yağlama veya benzer bir sisteme gerek yoktur. Bu nedenle yağlanmış dolgulu yatakların kullanılması araç uygulamaları için tercih sebebidir. Sürtünme kayıplarının nispeten yüksek olmasına karşın uygulanması en kolay ve en ucuz yöntemdir. Volanın çalışması için gereken yüksek hızlar dikkatli rulman seçimi gerektirir.

Çizelge 2.3 Rulman tipleri ve özellikleri karşılaştırması [26]

Karakteristik	Konik makaralı rulman	Silindirik makaralı rulman	Küresel bilyeli rulman	Bilyeli yatak	İğneli yatak
Radyal yük	Mükemmel	Mükemmel	Mükemmel	İyi	Mükemmel
Eksenel yük	İyi	Uygun Değil	Makul	Makul	Uygun Değil
Sessiz çalışma	Makul	İyi	Makul	Mükemmel	İyi
Düşük sürtünme	Makul	İyi	Makul	Mükemmel	İyi
Hatalı hizalanma	Zayıf	Zayıf	Mükemmel	İyi	Zayıf
Hız	İyi	İyi	Makul	Mükemmel	İyi

Dikkat edilmesi gereken bir diğer husus da rulmanlarda meydana gelecek sürtünme kayıplarıdır. Sürtünme kayıpları yatak türüne yatak büyüklüğüne, hareket ve yağlanma özelliklerine ve yüklenme durumuna göre değişik değerler alabilir. Aşağıdaki tabloda farklı rulman tiplerine ait sürtünme katsayısı değerleri verilmiştir.

Çizelge 2.4 Farklı yatak tiplerine ait sürtünme katsayısı değerleri [27]

Yatak Tipi	Sürtünme Katsayısı - μ
Sabit Bilyalı Rulman	0.0015
Eğik Bilyalı Rulman	0.002
Silindirik Makaralı Rulman	0.001
Konik Makaralı Rulman	0.002
Küresel Makaralı Rulman	0.002
Bilyalı Baskı Rulmanı	0.0015
Silindirik Makaralı Baskı Yatağı	0.005
Konik Makaralı Baskı Yayağı	0.002

Rulman üzerinde oluşan direnç momenti basitçe aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanabilir.

$$M_r = \frac{P\mu d_m}{2} \quad (2.7)$$

Rulman tanımlaması Simulink programında oluşturulan kinetik enerji geri dönüşüm sistemine dahil edilmiştir. Sistemin detaylı bilgileri ilerleyen bölümlerde anlatılmıştır.

2.4 Volan Aerodinamik kayıplar

Yüksek hızlara çıkan volan etrafındaki havayı da beraberinde döndürür. Volan enerjisinin bir kısmı volanın havayla olan etkileşimine harcanır. Volan hesaplamalarında bu enerji kaybını da göz önünde bulundurmak gerekmektedir. Volanın enerji yoğunluğunun yüksek olabilmesi için dönüş hızının yüksek olması gerekmektedir. Volan hızı arttıkça volan ile volan etrafındaki hava ile olan etkileşimi de arttığından enerji kaybı da artmaktadır. Aerodinamik kayıplara harcanan enerji havanın yoğunluk, basınç ve kinematik viskozite gibi özelliklerine bağlıdır. Volan etrafındaki havanın yoğunluğunun düşük tutulması enerji kayıplarını önemli ölçüde azaltacaktır. Bu amaçla volan muhafazası içerisindeki havanın vakumlanması oldukça yaygın bir uygulamadır. Aşağıdaki denklemlerde hava direncinin volan üzerinde oluşturduğu direnç torku tanımlanmıştır [28].

$$M_{ae} = C_m \frac{\rho w^2 r^5}{2} \quad (2.8)$$

Bir volanın silindirik muhafazanın içinde döndüğünde ortaya çıkabilecek olası akış ve sürtünme direnç katsayıları volan ile muhafaza arasındaki mesafe, havanın fiziksel özellikleri, volan geometrisi ve yüzey özelliklerine göre değişiklik göstermektedir. Sürtünme direnç katsayısını belirlemek için testler yapılmakta veya ampirik formüller kullanılmaktadır. Yapılan araştırmada C_m değerinin 1atm basınç altında yaklaşık 0,0025 olarak alınması kabul edilebilir bir değer olduğu görülmüştür. Vakum altında bu değer çok daha düşük olmaktadır. Ancak vakumlu bir sistemin oluşturulması detay tasarım gerektirmektedir. Vakumlama için vakum pompasının seçilmesi ve ulaşılabilecek vakum basıncının da belirlenmesi gerekmektedir. Sistem performansı vakum olmadığı durum üzerinden değerlendirilmiştir. Böylelikle kötü durum senaryosu üzerinden hesaplamalar yapılarak sistemin vakum uygulaması ile birlikte daha iyi sonuç vereceği öngörülmektedir. Yanal sürtünmeye ek olarak volanın genişliğinden dolayı oluşan bir direnç torku da oluşur.

$$C_{ma} = C_m + C_{m'} \quad (2.9)$$

Türbülanslı akış için $C_{m'}$ değeri aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanır

$$C_{m'} = \frac{f\pi h}{8r} \quad (2.10)$$

Moody sürtünme faktörünün 0.01 alındığı durumda $C_{m'} = 0.0029$ olmaktadır.

Çizelge 2.5 Volan çevresindeki akışkan ve sürtünme direnç katsayısı değeri

Akışkan	Yoğunluk (kg/m ³)	Basınç (atm)	C_{ma}
Hava	1.225	1	0.005

Yapılan kabuller doğrultusunda volan hızına bağlı olarak volanda oluşan hava direnç torku aşağıdaki gibi olmaktadır.



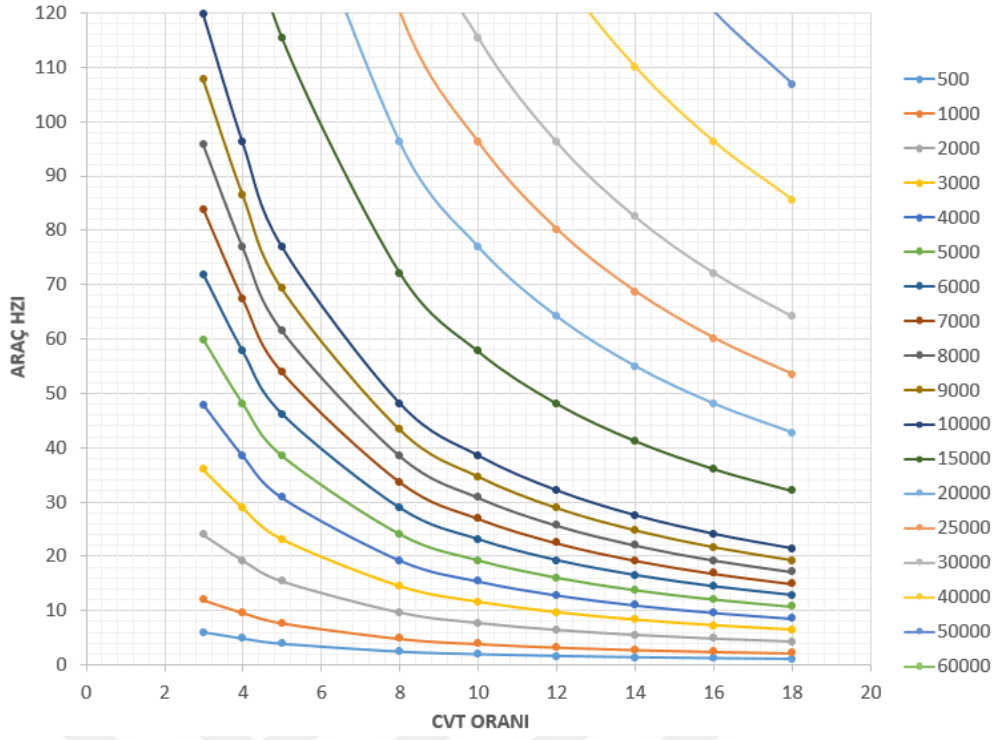
Şekil 2.7 Volan aerodinamik direnç torkunun volan hızına göre değişimi

Simulink ortamında oluşturulan sistem modelinde aerodinamik direnç torku sisteme eklenmiş ve volanı sürekli olarak yavaşlatmaya çalışacak şekilde tanımlanmıştır. Simulink modeli ile ilgili detaylı bilgiler ilerleyen bölümlerde verilmiştir.

2.5 Aktarma organı seçimi

Volandan maksimum performansı elde etmek için tahrik torkunun volana yumuşak bir şekilde aktarılması çok önemlidir. Kinetik enerji geri kazanım sistemi giriş hızı ile volan hızı arasındaki oran frenleme ve hızlanma sırasında sürekli olarak değişmektedir. Bu sistemde kademeli tahrik ünitesi tercih edilmemektedir çünkü kademeli tahrik üniteleri yalnızca sabit sayıda dişli oranına sahiptir. CVT sistemleri ise maksimum ve minimum değer arasında herhangi bir güç kaybı yaratmadan kesintisiz bir aktarım sağlayan sonsuz sayıda dişli oranına sahiptir. Böylelikle aracın hızlanması ve yavaşlaması sırasında volanın da hızlanması ve yavaşlaması yumuşak bir şekilde sağlanabilmektedir.

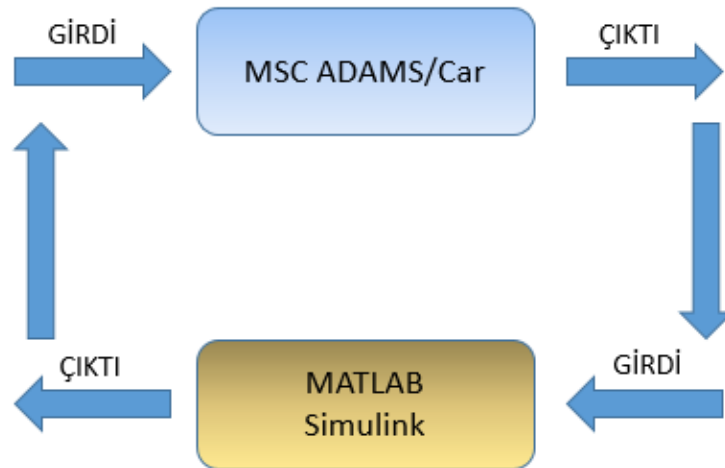
Sonraki bölümde anlatılacağı üzere aktarma organı ile ilgili en önemli kısım en düşük ve en yüksek aktarma oranının seçilmesidir. Seçilen özelliklere uygun CVT'nin piyasada bulunabilir olması gerekmektedir. Bu amaçla yapılan araştırmada 1:6 oranlı CVT'nin sabit 3 oranlı dişli mekanizması ile kullanılmasına karar verilmiştir. Böylelikle CVT ünitesi sabit dişli oranıyla birlikte 3:18 arasında kademesiz vites değişimi yapabilmektedir. Aşağıdaki grafikte CVT oranı, araç hızı ve volan hızı arasındaki ilişki gösterilmektedir.



Şekil 2.8 Araç hızı, CVT oranı ve volan hızı ilişkisi

FRENLEME ENERJİSİ GERİ KAZANIM SİSTEMİ DİNAMİK MODELİ

Araç platformu üzerinde kinetik enerji geri kazanım sistemini entegre edip araç performansını incelemenin kendine has zorlukları vardır. Araç dinamiğinin mümkün olan en doğru şekilde modellenmesi gerekmektedir bu amaçla dinamik araç modeli MSC ADAMS/Car programında oluşturulmuştur. Kinetik enerji geri kazanım sisteminin modellenmesi ve çalışma modlarının tanımlanması Matlab/Simulink programında yapılmıştır. Sürüş sırasında fren pedalı ve gaz pedalı gibi bilgilerin okunarak kinetik enerji geri kazanım sisteminin doğru modda çalışmasını sağlayacak tanımlamaların yapılması gerekmektedir. Aşağıdaki şekilde eş zamanlı analiz şeması gösterilmektedir.

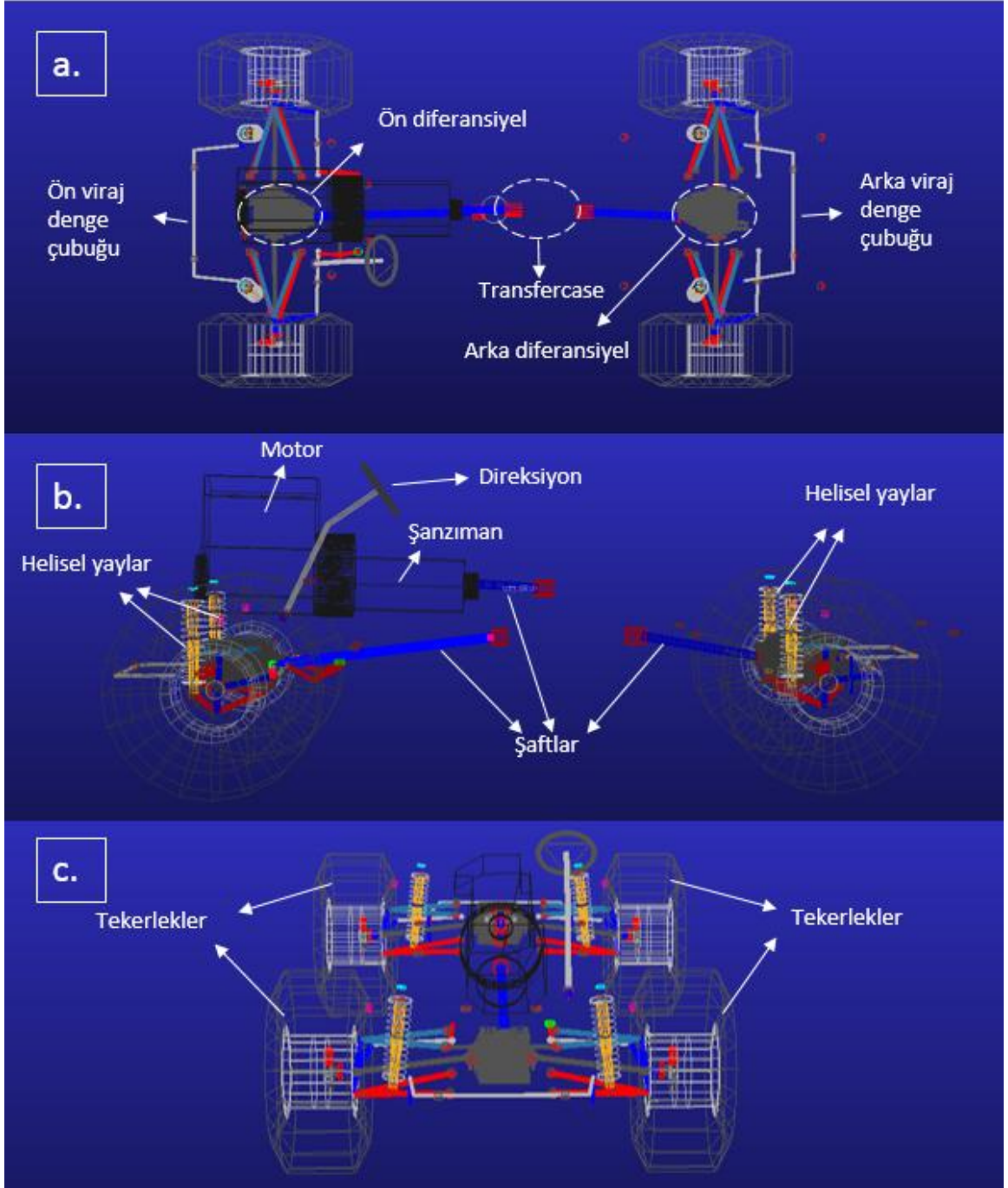


Şekil 3.1 Matlab/Simulink ve Adams/Car eş zamanlı analiz şeması

Aracı yavaşlatacak veya hızlandıracak şekilde araca etki edecek kuvvetin volan dinamiğine göre hesaplanması gerekmektedir. Bu amaçla iki program arasında veri alışverişini sağlayacak girdi ve çıktılar tanımlanmıştır. İki program arasında eş zamanlı çalışma sağlanarak analizler yapılmıştır. İlerleyen kısımlarda Adams dinamik araç modeli ve Simulink sistem modeli hakkında detaylı bilgiler verilmiştir.

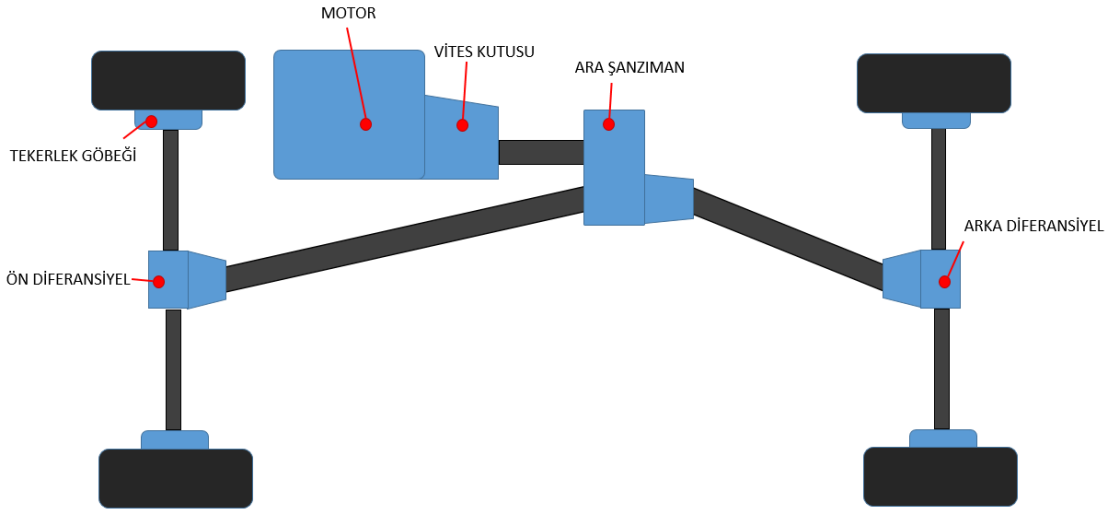
3.1 Adams Dinamik Araç Modeli

Frenleme enerjisi geri kazanım sistemi performansını test etmek amacıyla MSC Adams/Car programında aracın dinamik modeli oluşturulmuştur. Önerilen herhangi bir bilimsel teori, matematiksel modeller ve deneysel testler yardımı ile geliştirilir ve doğrulanır. Sanal test, bu iki yöntem arasındaki boşluğu dolduran bir doğrulama yöntemidir. Sanal olarak sistemi oluşturularak bilgisayarlar yardımıyla test etme ve gerçekçi varsayımlarla gerçek koşulları taklit ederek sistemi test etmeyi mümkün kılar. Hesaplamalı bir yöntem olduğu için matematiksel modellerin avantajlarına sahiptir ve dolayısıyla nispeten daha az zaman alır ve daha az maliyetlidir. Sunduğu esnek çalışma ortamı ve farklı parametrelerin sisteme olan etkisinin hızlıca denenebilmesine olanak sağlaması açısından bu çalışmada sanal doğrulama yöntemi seçilmiştir. MSC Adams, sistemle ilgili karmaşık doğrusal, doğrusal olmayan dinamik, kinematik, statik ve yarı-statik problemleri çözerek mekanik sistemlerin dinamiklerini analiz etmek için güçlü bir yazılımdır. Adams, mekanik ürünlerin sanal prototiplerini oluşturmak ve ayrıca ürünün performansını optimize etmek amacıyla sanal bir platformda test etmek için kullanılabilir. MSC ADAMS, spesifik analizleri gerçekleştirmek için özelleştirilmiş çeşitli modüllere sahiptir [29]. Adams/Car bunlardan biridir. Araç dinamiği ile ilgili simülasyonları gerçekleştirebilmek için önceden hazırlanmış şablonlar sayesinde büyük kolaylık sağlamaktadır. Tez kapsamında üzerinde çalışılacak olan araç ağırlık, süspansiyon sistemi, aktarma organlarının farklılığı ve çekiş sistemi açısından Adams/Car içerisinde sunulan hazır araç modellerine uymasa bile, sadece farklı olan şablonlar üzerinde yapılan değişiklikler ile aracın hızlı bir şekilde modellenmesi mümkün olmuştur.



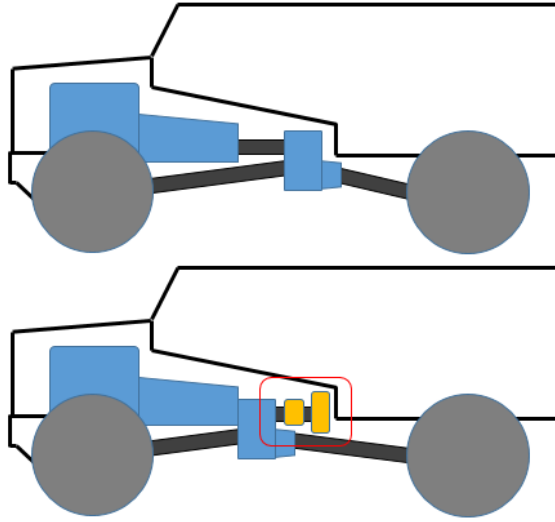
Şekil 2.2 a) Araç üst görünüm b) Araç yan görünüm c) Araç ön görünüm

Araçın süspansiyon sistemi çift salıncaklı yapıya sahiptir ve helikon yay kullanılmıştır. Ön ve arka süspansiyonda viraj denge çubuğu bulunmaktadır. Modellenen araç 4x4 aktarma sistemine sahiptir. Motordan alınan hareket motora entegre vites kutusu vasıtasıyla ara şanzımana aktarılır. Şekil 3.3’de sistem şeması basitleştirilmiş olarak gösterilmektedir.



Şekil 2.3 Güç paketi ve aktarma organları şematik gösterim

Ara şanzımandan şaftlar vasıtasıyla ön ve arka diferansiyellere iletilir. Ön ve arka diferansiyellerden yan şaftlar vasıtasıyla tekerlek göbeklerine iletilir. Tekerek göbeklerinde bulunan gezegen dişli sistemi vasıtasıyla hareket tekerleklere aktarılır.



Şekil 2.4 Güç paketi, aktarma organları ve kinetik enerji geri kazanım sistemi şematik gösterim

Kinetik enerji geri kazanım sisteminin ara şanzımanın çıkışına monte edilmesi planlanmıştır. Ara şanzımanın vites kutusuna direk bağlantısının yapılarak ara şaftın ortadan kaldırılabilceği düşünülmüştür. Bu sayede kinetik enerji geri kazanım sistemi için araç gövdesi içerisinde yerleşim problemi yaşanmayacağı öngörülmektedir. Ara şanzıman çıkışına monte edilmesi planlanan kinetik enerji geri kazanım sistemi

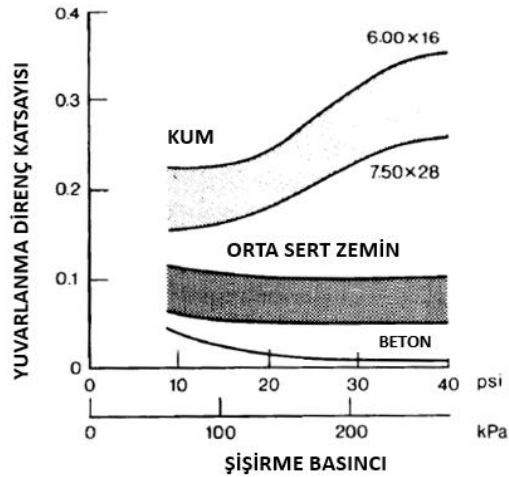
bileşenleri Matlab/Simulink programında modellenmiştir. Tezin ilerleyen bölümlerinde Matlab/Simulink ortamında oluşturulan sisteme ait detaylı bilgiler verilmiştir.

3.2 Araca etki eden direnç kuvvetleri

Aracın hızlanma ve frenleme gibi doğrusal hareketlerinin incelenmesi, aracın hareketine karşı koyan bazı direnç kuvvetlerinin incelenmesini gerektirir. Aracın harekete başlayabilmesi veya hareketine devam edebilmesi için, araçta oluşturulan tahrik kuvvetinin bu direnç kuvvetlerini yenebilmesi gerekir. Direnç kuvvetlerinin toplamı aracı istenilen şekilde hareket ettirebilmek için gerekli motor gücünü belirler. Direnç kuvvetleri aracın yakıt sarfiyatında önemli rol oynar. Araca etki eden en önemli direnç kuvvetleri yuvarlanma direnci, aerodinamik direnç ve yokuş direncidir.

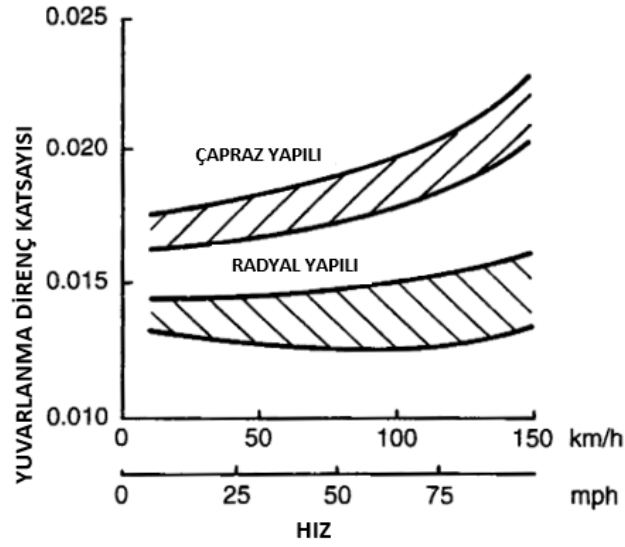
3.2.1 Yuvarlanma direnç kuvveti

Yuvarlanma direnci kuvvetini oluşturan birçok faktör vardır. Bunların en büyüğü tekerleğin yuvarlanması sırasında lastiklerin şekil değiştirmesidir. Lastik şekil değişimi sırasında iç sürtünmelerden dolayı enerji kaybı yaşanır ve araca yuvarlanma direnci olarak etkir. Daha küçük bir çapa sahip lastiğin deformasyonu daha fazla olacağından yuvarlanma direnci de artar.



Şekil 2.5 Zemin türüne ve lastik şişirme basıncına göre yuvarlanma direnci katsayısının değişimi [30]

Tekerlek etrafındaki hava sirkülasyonu da yuvarlanma direncini oluşturan faktörlerden biridir. Lastiğin pürüzlü yapısı nedeniyle etrafında hava sirkülasyonu oluşur. Lastiğin yuvarlanma direnci lastik basıncına ve araç hızına da bağlıdır. Araç hızı arttıkça yuvarlanma direnci artmaktadır. Lastik sıcaklığı, lastiğin malzeme yapısı ve yol yüzeyinin türü de yuvarlanma direncini etkiler. Tekerlek etrafındaki hava sirkülasyonu da yuvarlanma direncini oluşturan faktörlerden biridir. Lastiğin pürüzlü yapısı nedeniyle etrafında hava sirkülasyonu oluşur. Lastiğin yuvarlanma direnci lastik basıncına ve araç hızına da bağlıdır. Araç hızı arttıkça yuvarlanma direnci artmaktadır. Lastik sıcaklığı, lastiğin malzeme yapısı ve yol yüzeyinin türü de yuvarlanma direncini etkiler. Yuvarlanma direnci kuvvetini oluşturan bu tüm faktörler yuvarlanma direnci katsayısını belirler.



Şekil 2.6 Hıza ve lastik tipine göre yuvarlanma direnci katsayısının değişimi [30]

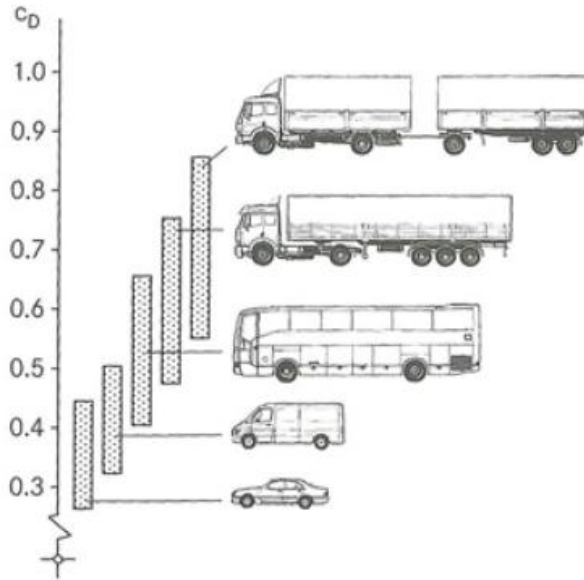
Lastiğin tasarımı, sürüş parametreleri ve bunların birbirleriyle oluşturduğu karmaşık ilişki dolayısıyla yuvarlanma direnci katsayısını veren analitik bir formülün çıkarılması hemen hemen imkânsızdır. Bu yüzden lastik yuvarlanma direnci ile ilgili hesaplar tamamen deneysel verilere dayanmaktadır. Yuvarlanma direnci kuvveti, araç ağırlığı ve yuvarlanma direnci katsayısının bir fonksiyonu olarak aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanabilir.

$$F_{rr} = M_v C_{rr} \quad (3.1)$$

Adams araç modelinde lastik modeli olarak Pac 2002 kullanılmıştır. Pac 2002 yarı deneysel bir lastik modelidir. Çünkü hem deneye dayalı hem de fiziksel modelleme bileşenlerine sahiptir. Pac 2002 nispeten düz yüzeylerde yapılan araç analizlerde lastik davranışını tanımlamak için uygundur. Tez kapsamında yapılan analizler düz yolda hızlanma veya yavaşlama gibi doğrusal şeklinde olduğu için bu lastik modeli uygun görülmüştür.

3.2.2 Aerodinamik kuvvetler

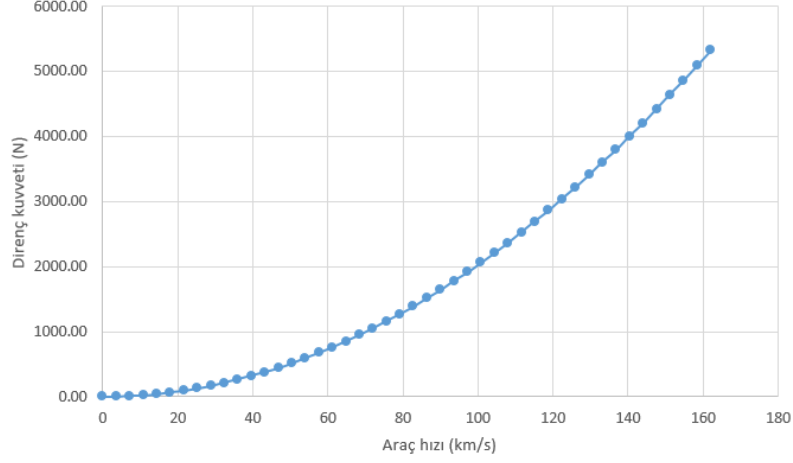
Araç gövdesi etrafındaki türbülanslı hava akımı aerodinamik direnç kuvvetinin en büyük sebebidir. İkinci büyük neden ise araç etrafından geçen havanın araç yüzeyi ile yaptığı sürtünmeden kaynaklanan dirençtir. Ayrıca, motorun soğutulması veya yolcu kabini havalandırması için gerekli olabilecek araç içerisindeki hava akışından kaynaklanan iç direnç de toplam aerodinamik direnç kuvvetini oluşturan kuvvetlerden biridir. Ama iç direnç diğer araç gövdesi üzerinden geçen hava akımının oluşturduğu direnç karşısında ihmal edilebilecek seviyededir. Aerodinamik kuvvetler aracın çevresinden akan havanın dinamik basıncına, aracın hareket yönüne dik kesit alanına ve aracın aerodinamik yapısına bağlıdır.



Şekil 2.7 Farklı araçlar ait aerodinamik direnç katsayısı değişimi

Araca etkiyen hava direnci araç hareket hızının karesi ile ilişkili olması nedeniyle hızın artmasıyla birlikte tahrik gücünün büyük bir kısmı hava direnci yenmek için harcanmaktadır. Aerodinamik direnç kuvvetleri özellikle yüksek hızlarda önem kazanır.

$$R_a = \frac{\rho}{2} C_D A_f V_r^2 \quad (3.2)$$

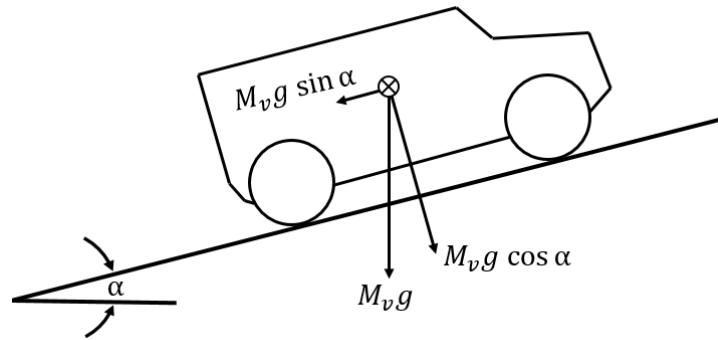


Şekil 2.8 Araç aerodinamik direnç kuvvetlerinin hıza göre değişimi

Aerodinamik direnç Adams/car modeline tanımlanmıştır. Yukarıdaki şekilde aerodinamik direnç kuvvetinin hıza göre değişimi gösterilmiştir. Aerodinamik direnç katsayısı 0,5 alınmıştır.

3.2.3 Yokuş direnci

Yokuş direnci aracın eğimli yolda hareketi sırasında taşıtın ağırlığının yola paralel bileşeninden kaynaklanır. Eğimli yolda taşıt üzerindeki bu ağırlık bileşenleri Şekil 3.8’de gösterilmiştir.



Şekil 2.9 Eğimden dolayı araca etki eden yokuş direnci bileşenleri

Eğimli bir yoldan dolayı araca etki eden yokuş direnci aşağıdaki eşitlikten elde edilebilir.

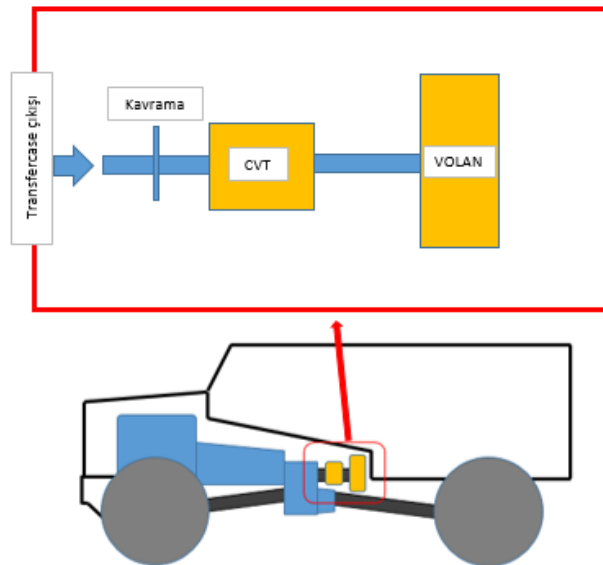
$$R_g = M_v g \sin \alpha \quad (3.3)$$

Yokuş direnci kuvvetini yenmek için ihtiyaç duyulan enerji yeniden elde edilebilecek potansiyel enerjiye dönüşür. Bu anlamda ısı şeklinde dağıtılan yuvarlanma direnci ve aerodinamik dirençlerinden farklıdır. Yokuş çıkarken aracın potansiyel enerjisi artar ve iniş sırasında aracın tekrar hızlanmasında kullanılabilir. Ancak sabit hızda yokuş iniş ve çıkışı senaryosunda iniş sırasında fren kullanılması gerekebildiğinden, potansiyel enerji ısı şeklinde dağıtılmış olur. Frenleme enerjisi geri kazanım sistemi sayesinde aracın yokuş çıkarken kazandığı potansiyel enerjiyi ısı şeklinde dağıtmadan tekrar kullanabilmek mümkün hale gelmektedir.

Kinetik enerji geri kazanım sisteminin yokuş iniş ve çıkış sırasındaki performansını incelenmek amacıyla yokuş iniş ve çıkış analizi yapılmıştır. Analiz ile ilgili detaylar ilerleyen bölümlerde anlatılmıştır.

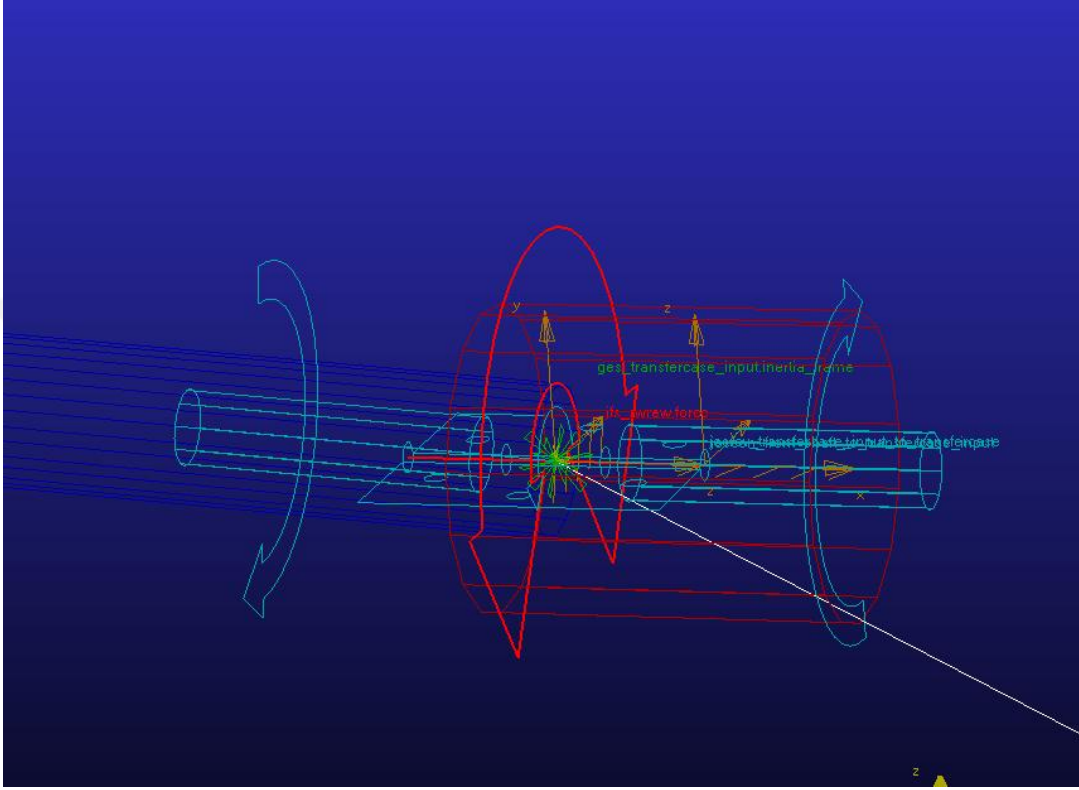
3.3 Kinetik enerji geri kazanım sistemi modeli

Kinetik enerji geri kazanım sistemi araç üzerindeki yerleşim zorluklarından dolayı ara şanzıman çıkışına monte edilebilir şekilde tasarlanmıştır. Ara şanzıman üzerinden güç çıkışı alınarak bu güç çıkışı bir kavrama yardımıyla CVT'ye aktarılmaktadır. CVT çıkışındaki bir kavrama ile hareket volana aktarılmaktadır.



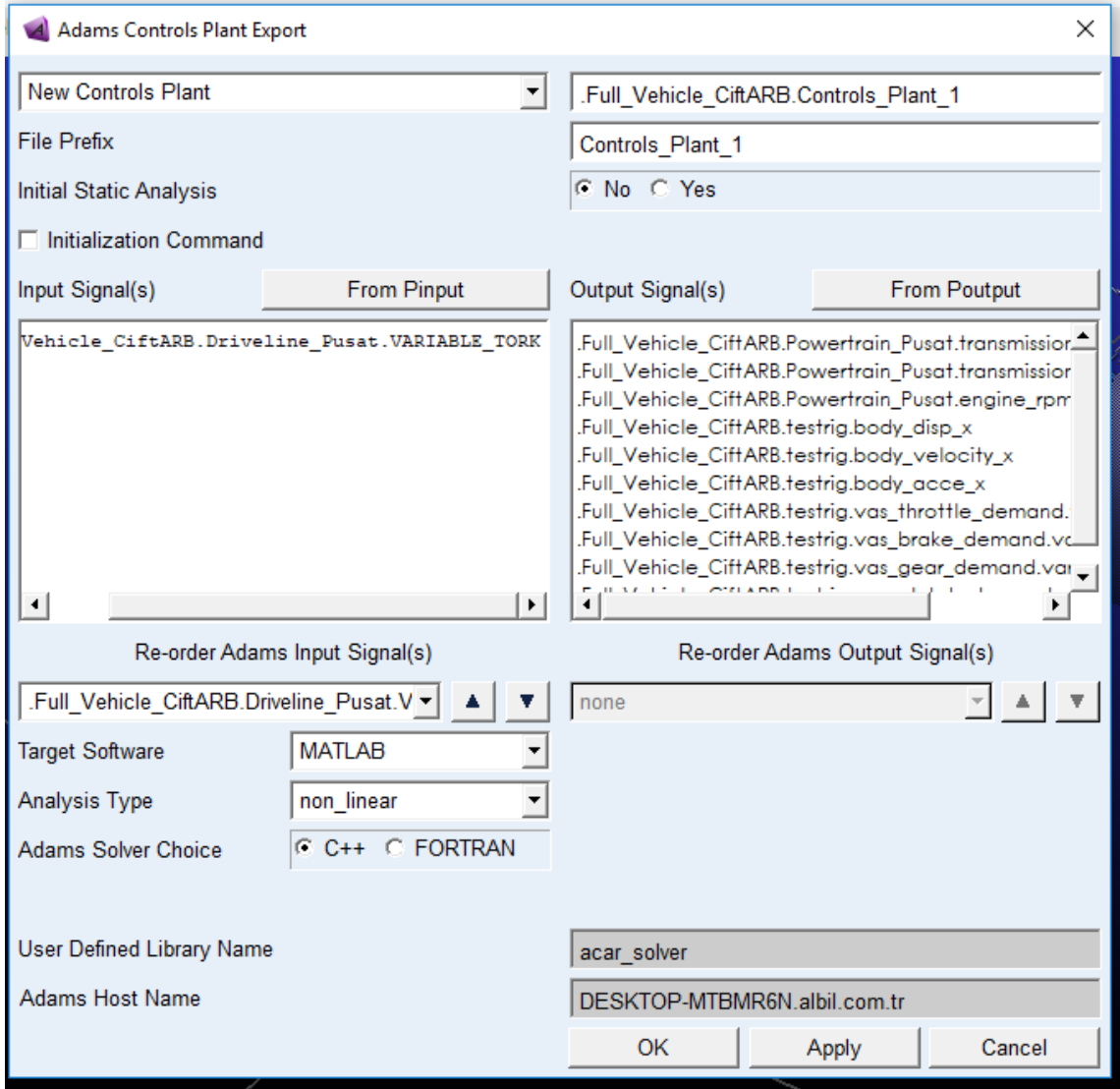
Şekil 2.10 Kinetik enerji geri kazanım sistemi şematik gösterimi

Tez kapsamında Adams programı ile Simulink programı arasında eş zamanlı yapılan analizlerde kinetik enerji geri kazanım sistemi tasarımı Simulink programında yapılmıştır. Adams dinamik araç modeli ara şanzıman üzerinde noktasal dönme kuvveti tanımlaması yapılmıştır. Bu kuvvet Matlab/Simulink programında hesaplanan, kinetik enerji geri kazanım aracı hızlandıracak veya yavaşlatacak olan kuvvettir.



Şekil 2.11 Adams/Car noktasal dönme kuvveti tanımlaması

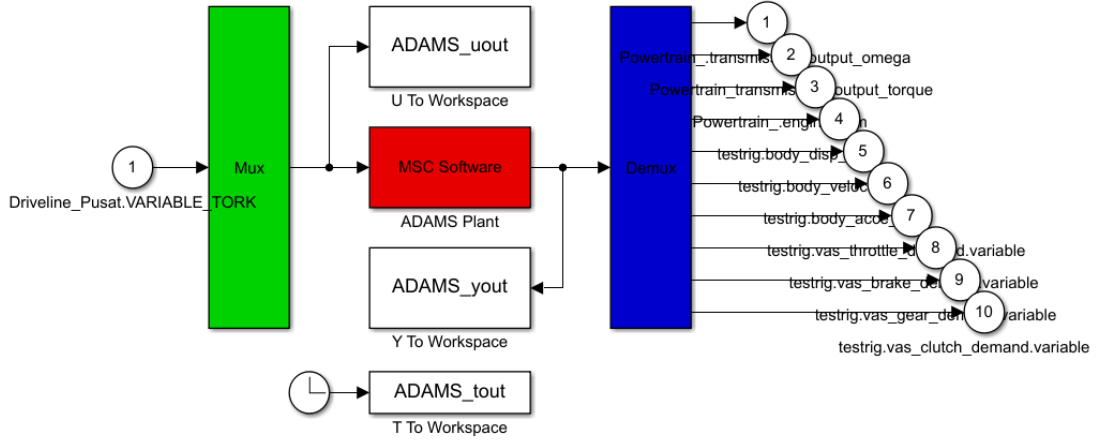
Adams programıyla Simulink arasındaki tork etkileşimi oluşturulan bu kuvvet tanımlaması üzerinden olmaktadır. Frenleme esnasında volanı hızlandırmak için kullanılan tork araç üzerine negatif olarak etki etmektedir. Hızlanma sırasında ise volan enerjisi bu noktada pozitif tork oluşturmakta ve aracın hızlanmasına katkı sağlamaktadır. Adams ile Simulink arasında iletişimi sağlamak amacıyla Adams programında sistem değişkeni tanımlanmıştır. Tanımlanan bu değişkene "VARIABLE_1" ismi verilmiştir. Bu değişken Simulink programında kullanılacak olan Adams alt sistem bloğu için giriş özelliği taşımaktadır. Analiz boyunca Simulink tarafından bu değişkenin değeri sürekli olarak hesaplanmakta ve Adams programına aktarılmaktadır.



Şekil 2.9 Adams – Matlab/Simulink ara yüzü

3.4 Simulink Dinamik Sistem Modeli

Simulink programı karmaşık sistemleri tasarlama ve simülasyon yapmaya olanak tanımaktadır. Günümüzde mühendislik alanında en çok kullanılan programlardan biridir. Kapsamlı sistemlerin kontrolü de dahil olmak üzere sistem tasarımı ve test aşamaları bilgisayar ortamında yapılmaktadır. Oluşturulan sistem çeşitli yükleme koşulları altında sistematik olarak test edilebilmektedir. Bu açıdan gerçek test ve prototip maliyetlerini azaltmaktadır. Simulink Matlab ile çalışan bir simülasyon ortamıdır. Sürekli zamanlı ve ayrık zamanlı sistemleri veya her ikisini de içeren hibrit sistemleri desteklemektedir. Simulink, Adams programı ile birlikte eş zamanlı yapmaya olanak tanımaktadır. Simulink programında tam araç modeli gibi çok serbestlik dereceli



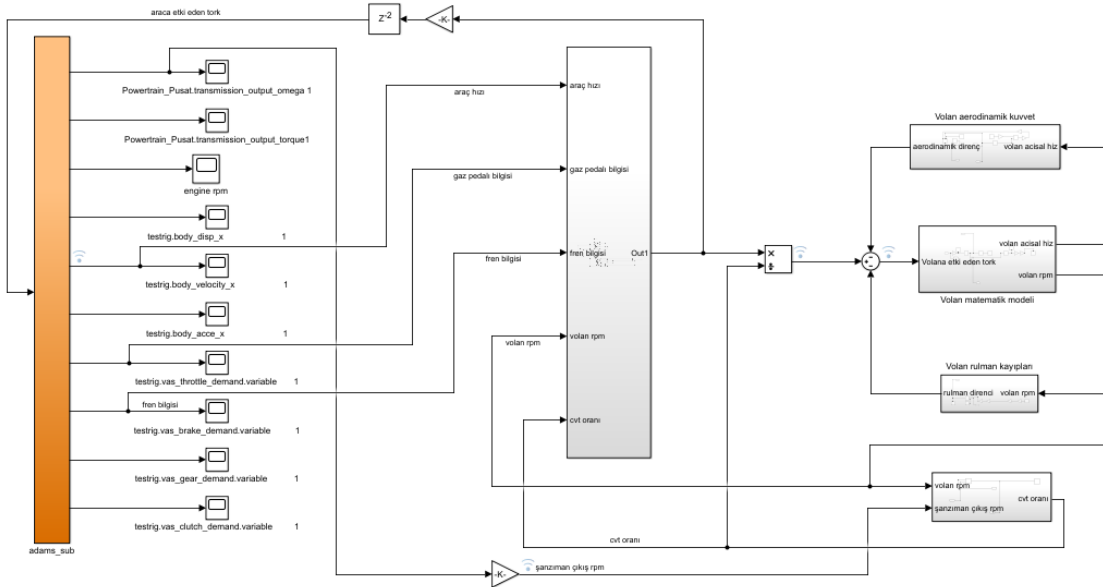
Şekil 2.11 Adams alt sistem şeması

Oluşturulan sistemde volanın çalışma modları tanımlanmıştır. Araç frenleme durumundayken volan şarj modunda çalışacaktır. Güç aktarma organları üzerinde noktasal tork olarak tanımlanan noktadan aracı yavaşlatma yönünde 600 Nm tork oluşturulacaktır. Bu tork CVT oranı ile çarpılarak volana aktarılarak volanın hızlanması sağlanacaktır. Böylelikle frenleme enerjisinin bir kısmı volanın devir sayısının artırılması için kullanılacak ve tekrar kullanılmak üzere depolanacaktır. Bekleme durumunda ise volan üzerinden araca herhangi bir tork aktarımı olmayacak fakat hava direnç ve rulman sürtünme kuvvetleri altındaki volan yavaşlamaya devam edecektir. Bu sebepten dolayı uzun süreli beklemelemlerde volanda depolanan enerjide kayıp olacaktır. CVT ünitesinin ataleti ve devreye giriş ve çıkışları sırasında oluşacak olan düşük miktardaki enerji kaybı ihmal edilmiştir. Volan deşarj modunda ise volanın dönme hareketinden dolayı sahip olduğu enerji CVT üzerinden güç aktarma organları üzerindeki noktasal tork değişkeninin tanımlandığı noktaya aktarılacak ve aracı hızlandırmaya katkı sağlayacaktır.

Çizelge 2.6 Eş zamanlı analiz giriş - çıkış tanımlamaları

Adams/Car Giriş Bilgileri	Matlab/Simulink Giriş Bilgileri
Matlab/Simulink Çıkış Bilgileri	Adams/Car Çıkış Bilgileri
<ul style="list-style-type: none"> Kinetik enerji geri kazanım sisteminden araca aktarılacak olan noktasal moment (Nm) 	<ul style="list-style-type: none"> Fren pedalı bilgisi (%) Gaz pedalı Bilgisi (%) Şaft hızı bilgisi (rpm)

Matlab/Simulink programında volan matematik modeli ve volana etki eden direnç kuvvetleri tanımlanmıştır. Kinetik enerji sisteminin hangi modda çalışması gerektiğini otomatik olarak belirlemek amacıyla eğer fonksiyonu tanımlanmıştır. Fren pedalı bilgisinin olduğu ve gaz pedalı bilgisinin olmadığı durumda sistem şarj modunda çalışmaktadır. Gaz pedalı bilgisinin olduğu ve fren pedalı bilgisinin olmadığı durumda ise deşarj modunda çalışacaktır.



Şekil 2.12 Matlab/Simulink modeli alt sistem seviyesi gösterim

Sistemin fiziksel sınırlarının aşılması amacıyla Matlab/Simulink modelinde çeşitli devre kesiciler tanımlanmıştır. Bunlardan ilki volanın dönüş hızı limitidir. Volan 20000 rpm dönüş hızına geldiği anda sistem bekleme moduna geçmektedir. Diğer bir sınır ise CVT ünitesinin en düşük ve en yüksek oranlarıdır. Sistem çalışma sırasında CVT oranı belirlenen sınırlar dışına çıkmaması gerekmektedir. Kinetik enerji sisteminin bağlı

olduğu şafttaki hız bilgisi ve volan devir hızı arasındaki oran hesaplanmaktadır. Belirlenen limitler aşıldığı durumda sistem bekleme moduna geçmektedir.

Matlab/Simulink modeli oluşturulduktan sonra Adams/Car dinamik araç modeli ile eş zamanlı analizler yapılmıştır. Her bir analiz için Adams/Car programından Matlab/Simulink programında kullanılacak olan alt sistem bloğu oluşturulmuştur. Bu alt sistem bloğu Matlab/Simulink modeline yerleştirilerek analizler gerçekleştirilmiştir.

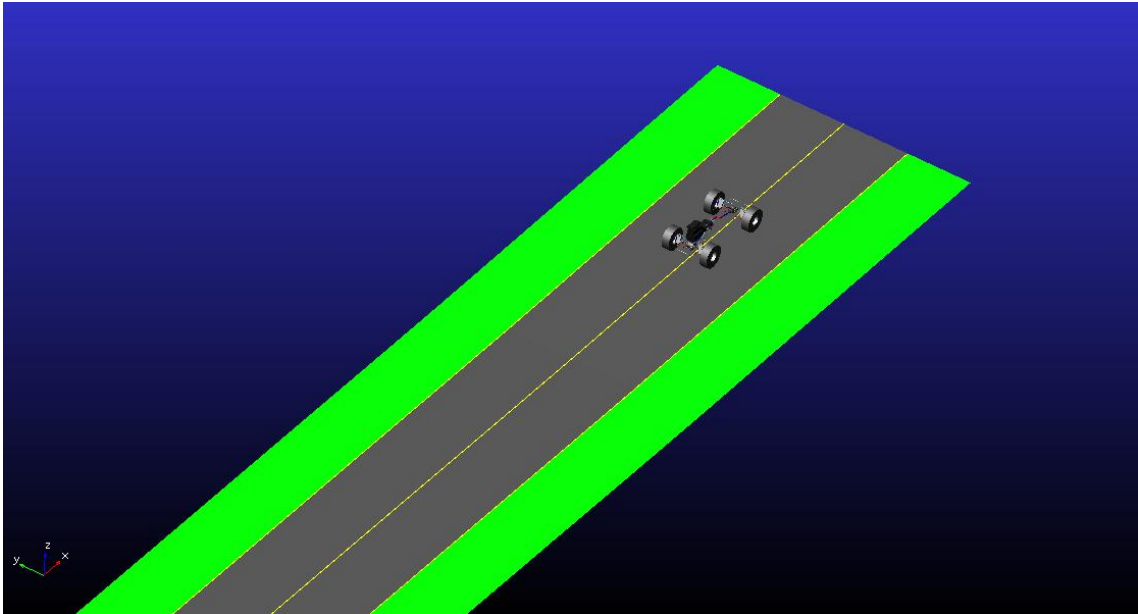


FRENLEME ENERJİSİ GERİ KAZANIM SİSTEMİ ANALİZLERİ

Analiz modelleri oluşturulduktan sonra sistem performansının çeşitli kullanım koşullarında sanal olarak test edilmesi gerekmektedir. Bu amaçla oluşturulan çeşitli kullanım senaryolarında kinetik enerji geri kazanım sisteminin aktif olduğu durum ile olmadığı durum karşılaştırılmıştır.

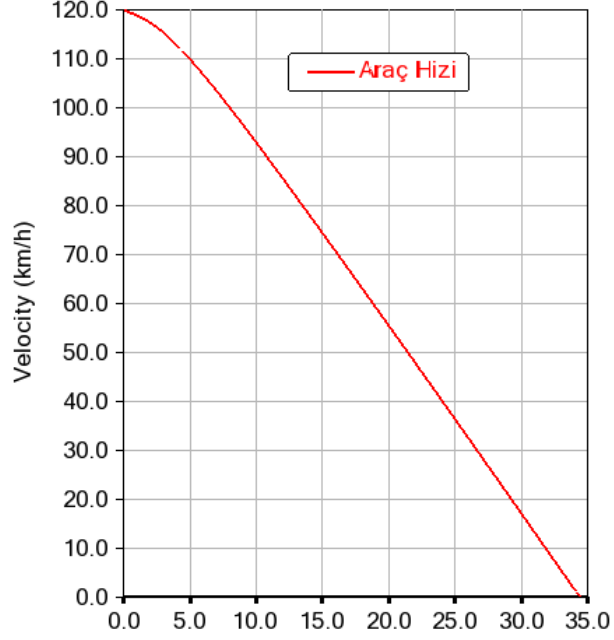
4.

4.1 Frenleme Analizi



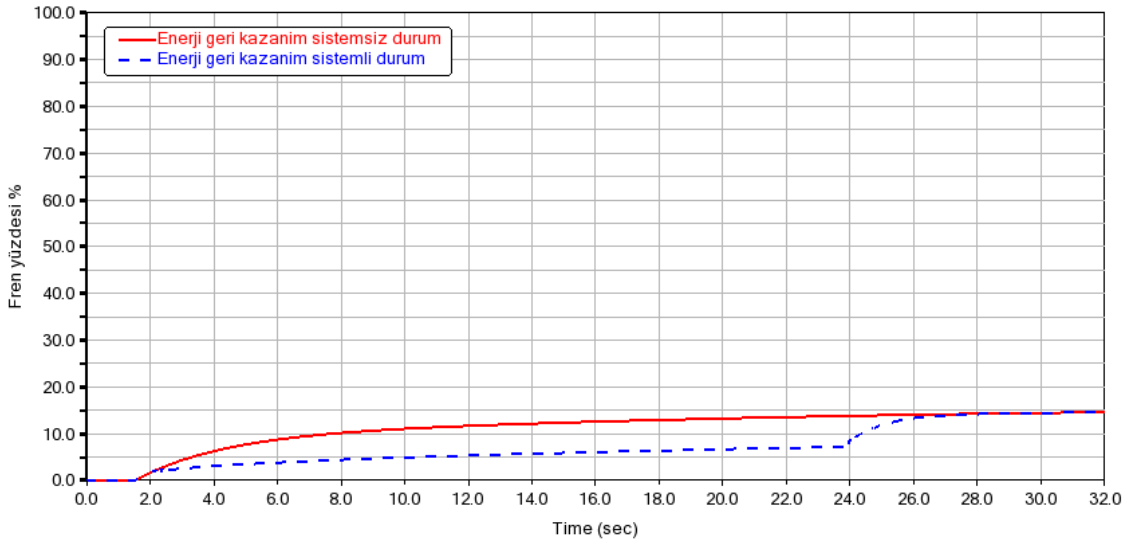
Şekil 4.1 MSC Adams/Car ekran görüntüsü

Aracın frenlemesi sırasında aracın fren enerjisinin volana aktarılmasını ve sistemin genel çalışma prensibini ortaya koymak amacıyla ilk olarak yaklaşık 0.1 G'lik bir frenleme ivmesi ile aracın hızı 120km/s'den 0 km/s'e indirilmiştir.



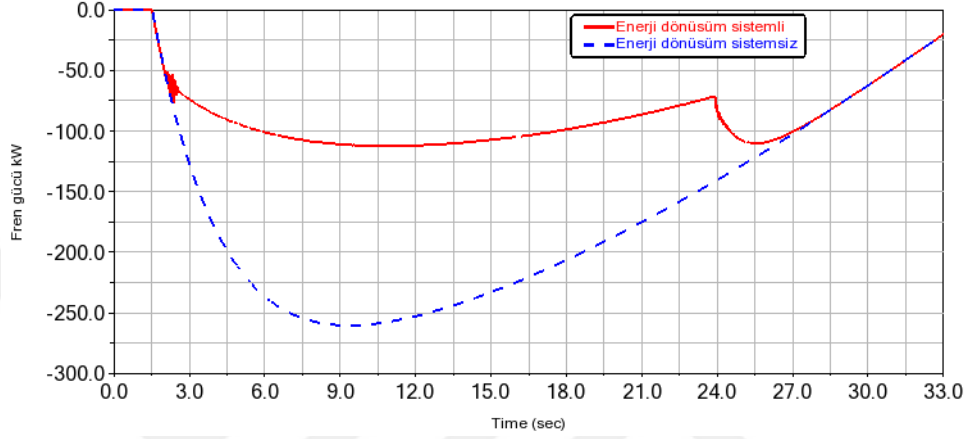
Şekil 4.2 Frenleme analizi araç hızı grafiği

Kinetik enerji geri kazanım sisteminin devrede olduğu ve olmadığı durumlar karşılaştırılarak toplam frenleme enerjisinin ne kadarlık bir kısmının volana aktarılarak geri dönüştürülmek üzere depolandığı incelenmiştir.



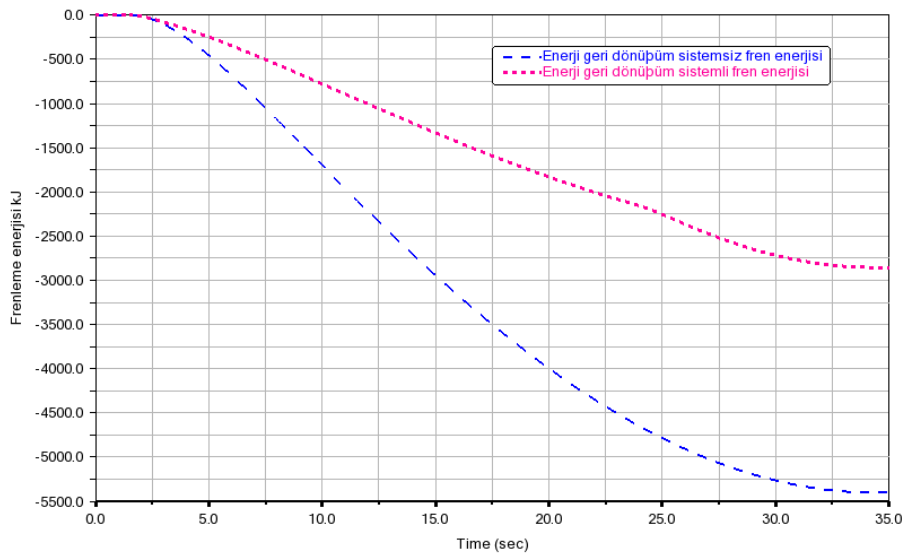
Şekil 4.3 Frenleme analizi fren yüzdesi (%) karşılaştırması

Yukarıdaki grafikte kinetik enerji geri kazanım sisteminin yaklaşık olarak 24. saniyede devreden çıktığı görülmektedir. Bunun sebebi ise maksimum CVT oranı olan 18'e ulaşılmasından dolayıdır. Araç hızı azaldıkça kinetik enerji geri kazanım sisteminin bağlı olduğu şaftın dönüş hızı da azalmaktadır. Ancak volan sürekli olarak hızlanmaya devam etmektedir. CVT ünitesinin en yüksek son oranı olan 18'e ulaşıldığında kinetik enerji geri kazanım sistemi devreden çıkmaktadır.



Şekil 4.4 Frenleme analizi fren gücü karşılaştırması

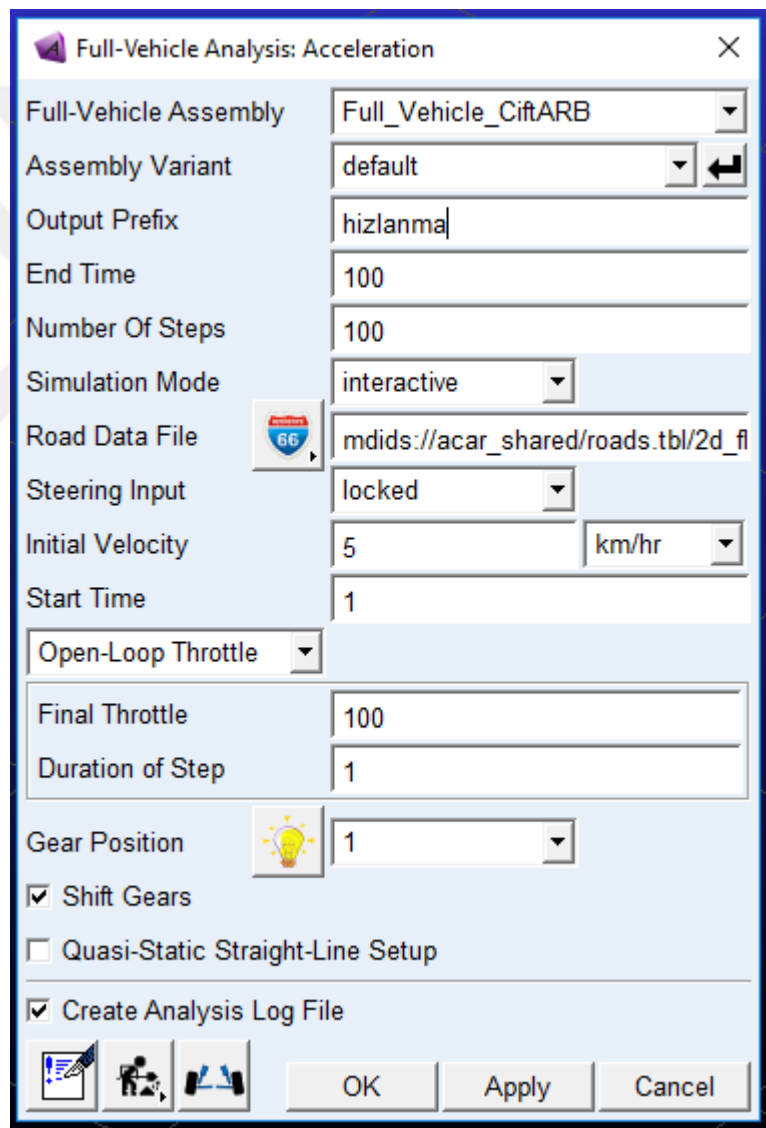
Yukarıdaki grafikte fren gücünün analiz boyunca değişimi karşılaştırmalı olarak gösterilmektedir. Kinetik enerji geri kazanım isteminin devreye girmesiyle, aracın servis frenlerindeki güç normal duruma göre azalmakta ve sistemin devreden çıkması ile normal duruma geri dönmektedir.



Şekil 4.5 Frenleme analizi frenleme enerjisi karşılaştırması

Yukarıdaki grafikte frenleme enerjisi karşılaştırması gösterilmiştir. Kinetik enerji geri kazanım sisteminin olmadığı durumda araç 120 km/s hızdan 0 km/s hıza indiğinde 5401Kj frenleme enerjisi açığa çıkmaktadır. Kinetik enerji geri kazanım sisteminin devrede olduğu durumda ise 2856Kj frenleme enerjisi açığa çıkmaktadır. Aradaki fark frenleme sırasında kinetik enerji geri kazanım sistemine aktarılan enerjiyi göstermektedir. Frenlemede açığa çıkan enerjinin yaklaşık yüzde 47'si tekrar aracı hızlandırmak için kullanılmak üzere volanda depolanmaktadır.

4.2 Hızlanma Analizi



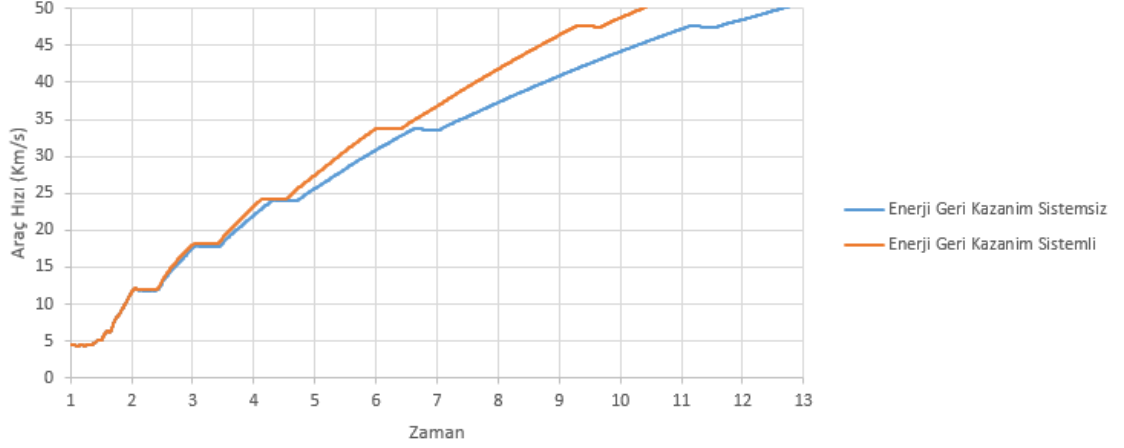
The screenshot shows the 'Full-Vehicle Analysis: Acceleration' dialog box with the following settings:

- Full-Vehicle Assembly: Full_Vehicle_CiftARB
- Assembly Variant: default
- Output Prefix: hizlanma
- End Time: 100
- Number Of Steps: 100
- Simulation Mode: interactive
- Road Data File: mdids://acar_shared/roads.tbl/2d_fl
- Steering Input: locked
- Initial Velocity: 5 km/hr
- Start Time: 1
- Open-Loop Throttle: (dropdown menu)
- Final Throttle: 100
- Duration of Step: 1
- Gear Position: 1
- Shift Gears
- Quasi-Static Straight-Line Setup
- Create Analysis Log File

Buttons at the bottom: OK, Apply, Cancel.

Şekil 4.6 Adams/Car hızlanma analizi tanımlaması

Volanda depolanan enerjinin aracın hızlanması sırasında tekrar araca aktarılması sistem performansının test edilmesi için önemlidir. Bu amaçla hızlanma analizi yapılması uygun görülmüştür. Kinetik enerji geri kazanım sisteminin devrede olduğu ve olmadığı durumlar karşılaştırılarak, oluşturulan sistemin aracın hızlanmasına olan katkısı incelenmiştir. Yukarıdaki şekilde yapılan analizin sınır koşulları gösterilmektedir.



Şekil 4.7 Hızlanma süreleri karşılaştırması

Yapılan analiz sonucunda aşağıdaki tabloda verilen hızlanma süreleri elde edilmiştir.

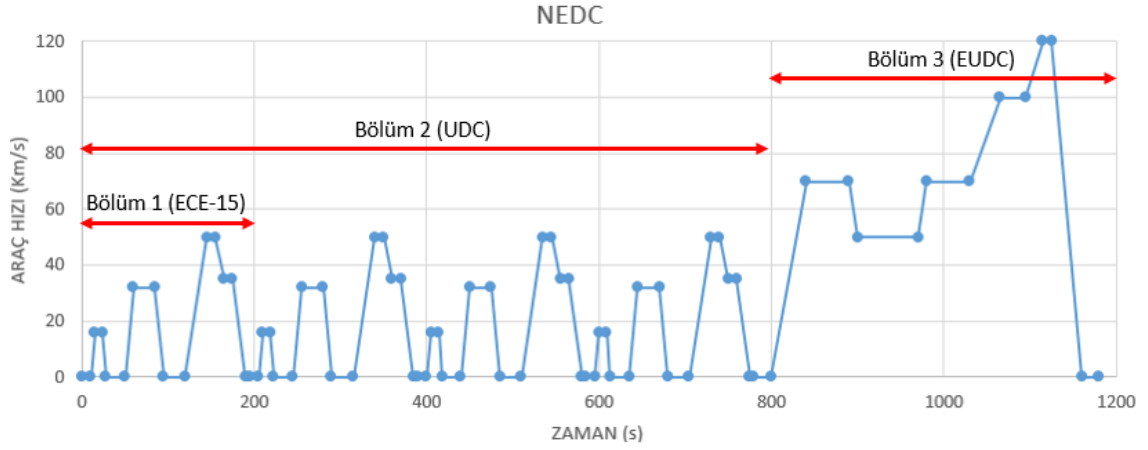
Çizelge 4.1 Hızlanma süreleri karşılaştırması

Araç Konfigürasyonu	Hızlanma Süreleri
Enerji Geri Kazanım Sistemli	10.3 Saniye
Enerji Geri Kazanım Sistemli	12.7 Saniye

Kinetik enerji geri kazanım sisteminin devrede olduğu durumda araç hızlanma süresinin %19 oranında iyileştiği görülmüştür.

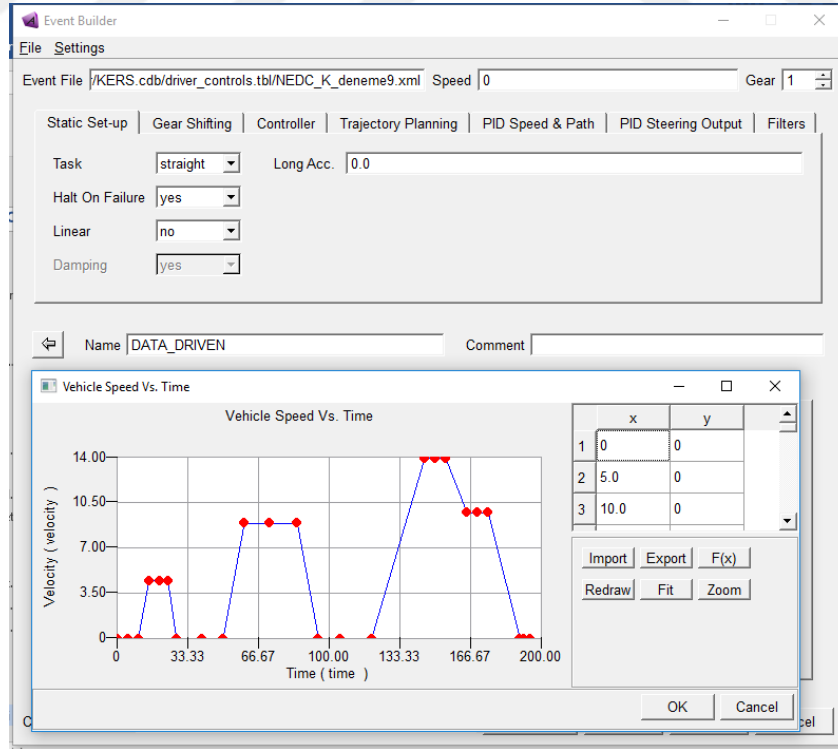
4.3 Şehir İçi Sürüş Profili Analizi

Sistem performansını test etmek amacıyla NEDC şehir içi sürüş profilinin bölümü olan ECE-15 çevrimi kullanılmıştır. Bu profil ortalama bir aracın şehir içi kullanımda hız – zaman grafiğini simule etmek amacıyla oluşturulmuştur. Araç üreticileri tarafından genellikle yakıt tüketimi hesaplamalarında kullanılmaktadır.

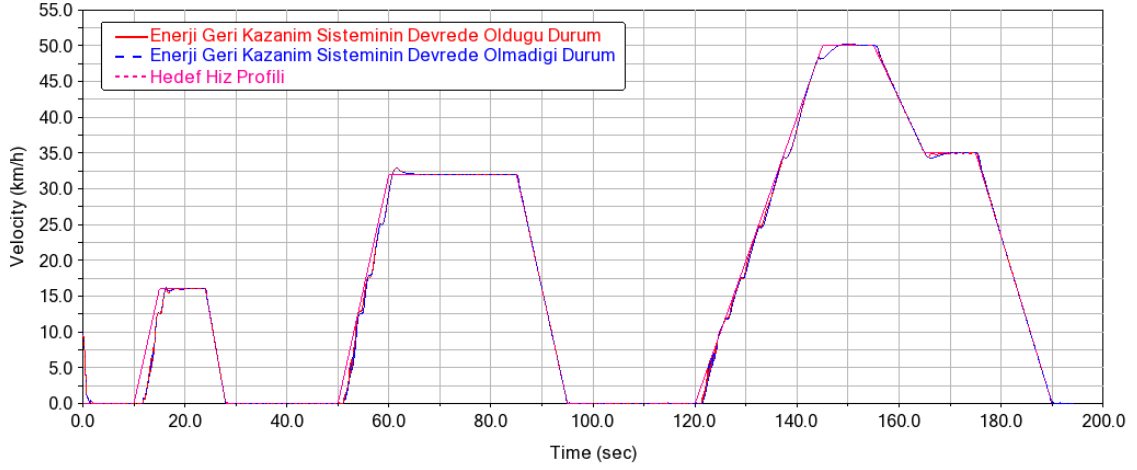


Şekil 4.8 NEDC profili hız-zaman grafiği

NEDC profili yakından incelediğinde üç bölümden oluştuğu görülmektedir. Birinci Bölüm ECE-15 çevrimidir. Bu çevrim, Avrupa Birliği tip onayı için araçların emisyon ve yakıt tüketim testi için kullanılmaktadır. Dört adet Bölüm 1 çevrimi Bölüm 2'yi oluşturmaktadır. Bu da literatürde UDC olarak geçmektedir. Bölüm 3 ise EUDC olarak bilinmektedir. Bu üç bölümlerin tamamı NEDC hız profilini oluşturmaktadır. Çalışmada ECE – 15 çevrimi ile analiz yapılmıştır. Adams/Car programında hız profilinin oluşturulması için “Event Builder” komutu kullanılmıştır.



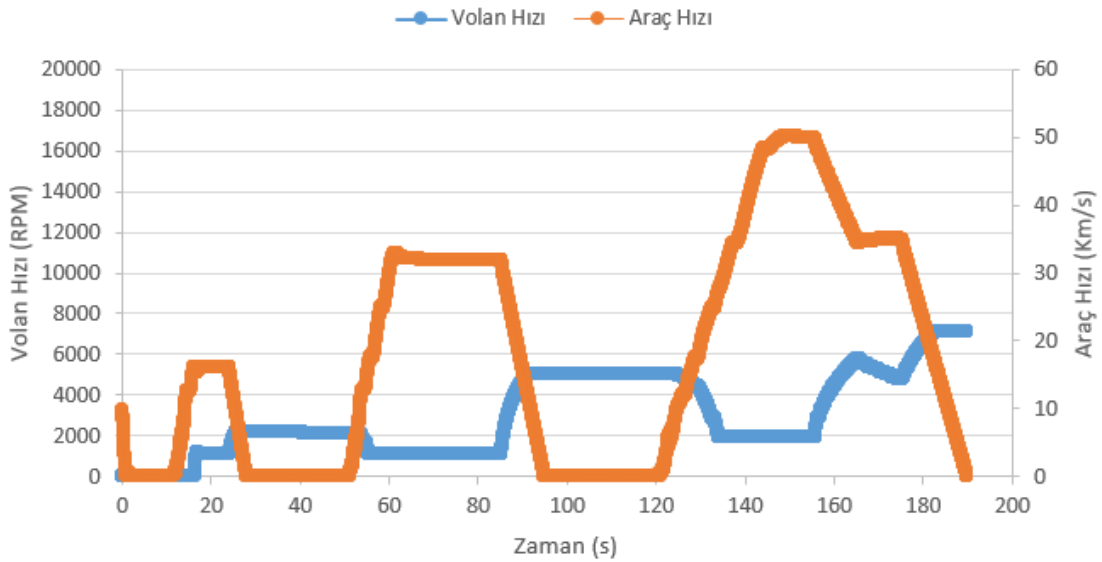
Şekil 4.9 Adams NEDC hız profili tanımlaması



Şekil 4.10 Kinetik enerji geri kazanım sisteminin devrede olduğu ve olmadığı durumlardaki hız profili karşılaştırması

Analiz sonuçlarında kinetik enerji geri kazanım sisteminin devrede olduğu analizdeki hız grafiği ile devrede olmadığı analizdeki hız grafiği örtüşmektedir. Bu durum analizlerin karşılaştırılabilir olması açısından önem taşımaktadır.

Yapılan analiz sonuçları incelenerek ECE - 15 sürüş profilinde aracın hızlanma ve yavaşlaması sırasında kinetik enerji geri kazanım sisteminde depolanan ve araca aktarılan enerjiler incelenmiştir.



Şekil 4.11 Araç hızı ve volan hızı karşılaştırması

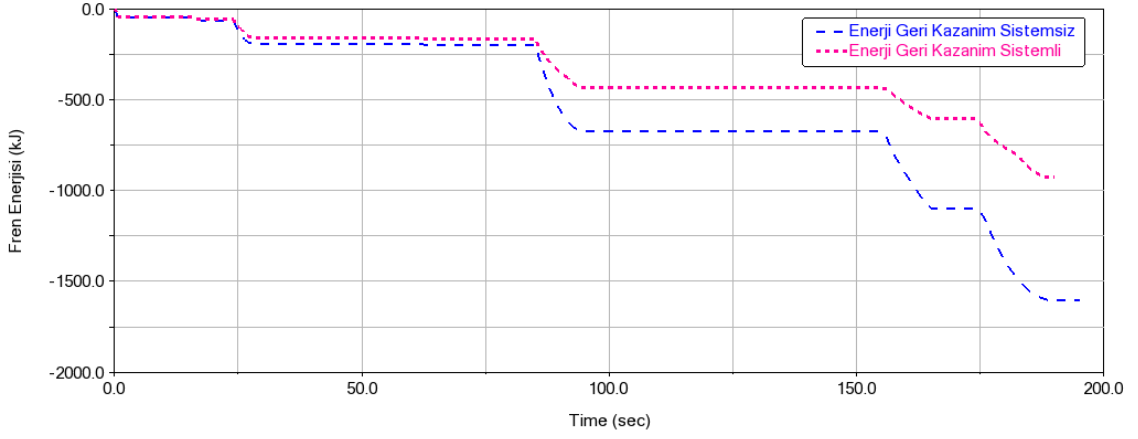
Analizdeki araç hızı ve volan hızı arasındaki ilişki incelendiğinde aracın yavaşladığı durumlarda volan hızının arttığı ve frenleme enerjisinin bir miktarının volana aktarıldığı

görülmektedir. Aracın hızlandığı durumda ise volandaki kinetik enerji araca aktarılarak volan hızı azalmaktadır.

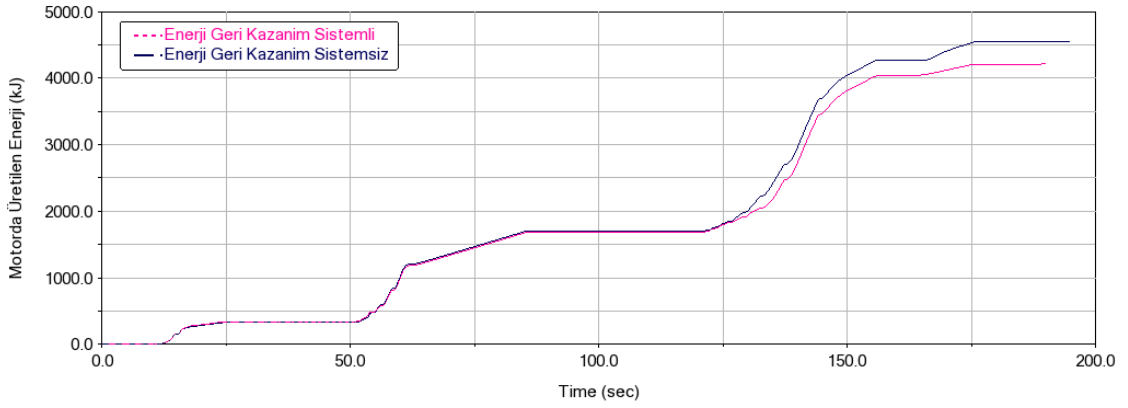


Şekil 4.12 Motor gücü ve fren gücü karşılaştırması

Yukarıdaki grafikte analiz sırasında ortaya çıkan fren gücü ve motor gücü karşılaştırması verilmiştir. Kinetik enerji geri kazanım sisteminin devrede olduğu durumlarda hem daha az motor gücüne ihtiyaç duyulduğu hem de daha az fren gücüne ihtiyaç duyulduğu grafikte açıkça görülmektedir.



Şekil 4.13 ECE-15 profili fren enerjisi karşılaştırması

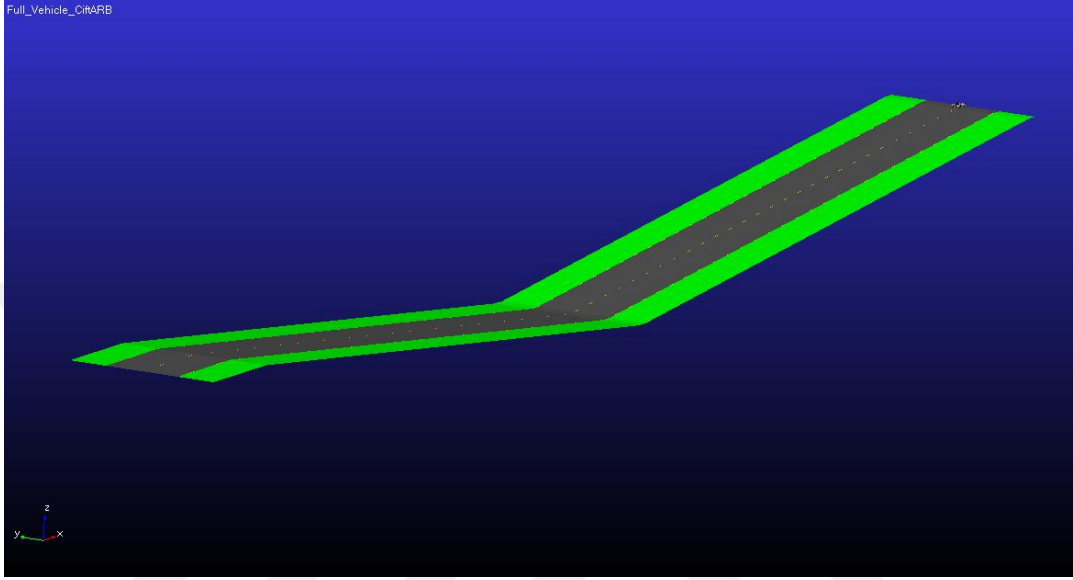
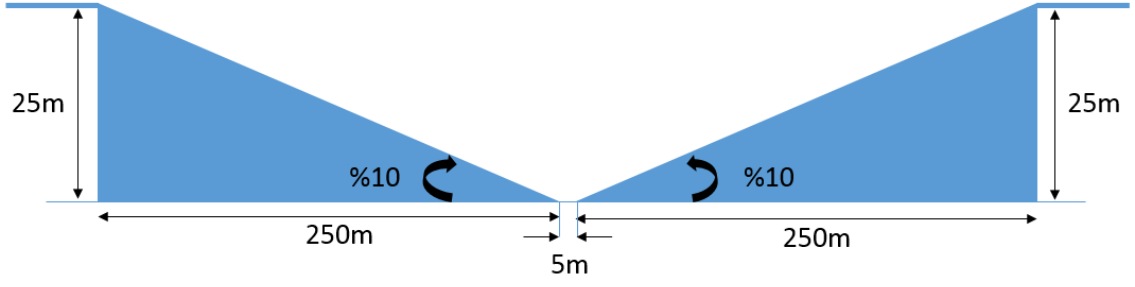


Şekil 4.14 ECE-15 Profili motorda üretilen enerji karşılaştırması

Yapılan analiz sonucunda kinetik enerji geri kazanım sisteminin aracın servis frenlerinden açığa çıkan enerjiyi %43 oranında azalttığı ve motorda üretilen enerjiyi ise yaklaşık %9 civarında azalttığı görülmüştür. Analizin son durumunda volan 7320 RPM ile dönmeye devam etmektedir. 440 kJ'lük enerjinin volanda depolandığı anlamına gelmektedir.

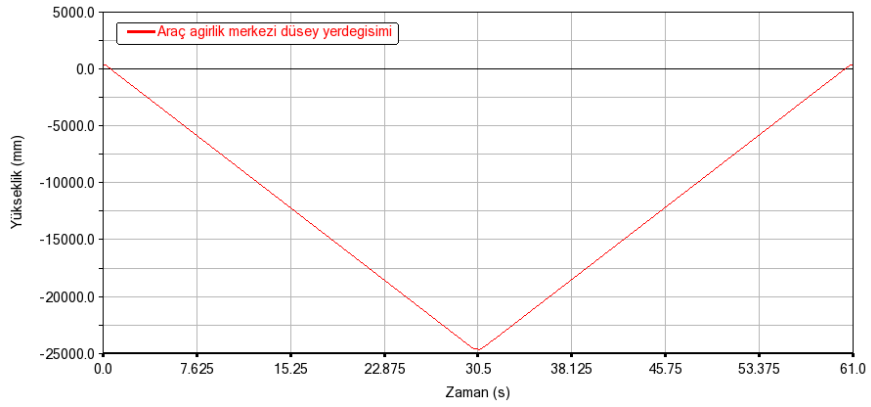
4.4 Yokuş Analizi

Volanlı kinetik enerji geri kazanım sistemi sadece düz yolda frenleme ve hızlanma sırasında değil, yokuş iniş ve çıkış sırasında da fayda sağlamaktadır. Sistemin yokuş iniş ve çıkış sırasında sağladığı kazançları incelemek amacıyla %10 eğime sahip iniş ve çıkış rampalarından oluşan yol Adams/Car programında oluşturulmuştur.



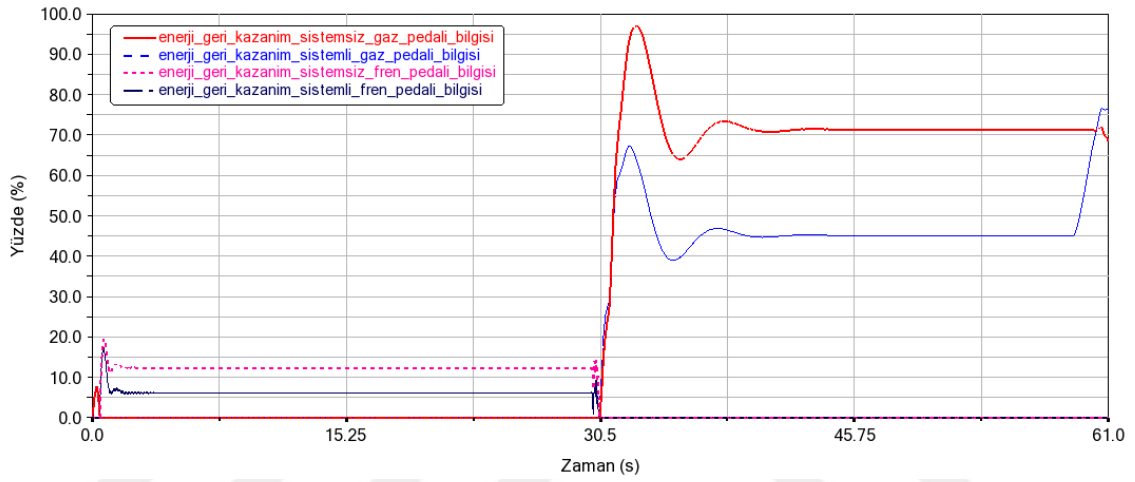
Şekil 4.15 Adams/Car yokuş analizi için oluşturulan yol geometrisi

Yukarıdaki resimde de görüldüğü üzere test parkuru iniş ve çıkış olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Araç önce 30 km/s sabit hızla %10 eğimli 507.5m uzunluktaki rampadan iniş gerçekleştirmekte ve ardından yine sabit hızla aynı eğim ve uzunluktaki rampayı tırmanmaktadır. Aşağıdaki şekilde aracın ağırlık merkezinin düşeydeki yer değişimi gösterilmektedir.



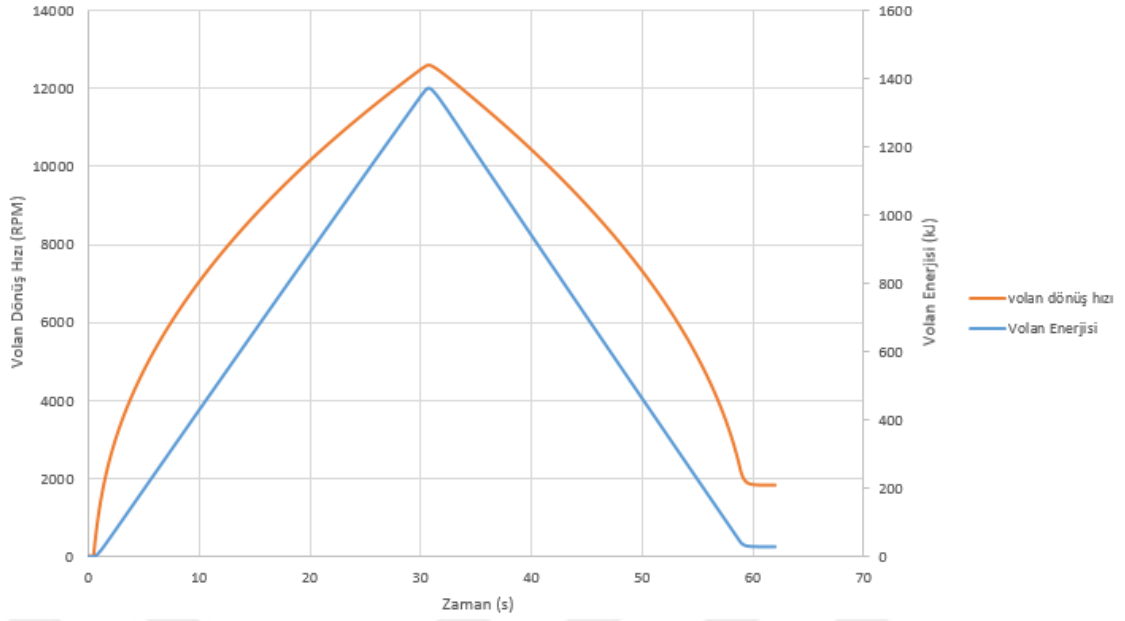
Şekil 4.16 Araç ağırlık merkezi düşey yer değişimi

İniş sırasında araç frenleme yapmakta ve aracın ağırlığından dolayı sahip olduğu potansiyel enerji aracın servis frenlerinden ısı olarak ortama atılmaktadır. Kinetik enerji geri kazanım sisteminin aktif olduğu durumda ise, aktarma organları üzerindeki kinetik enerji geri kazanım sisteminin monte edildiği noktadan volana tork aktarımı olmaktadır. Böylelikle araç hızı yokuş aşağı sabit kalmaktadır. Bu esnada aracın potansiyel enerjisinin bir kısmı volanda dönme kinetik enerjisine dönüştürülmektedir. Tırmanış sırasında ise volanda depolanan bu enerji aktarma organları üzerinden tekerleklere iletilmektedir.



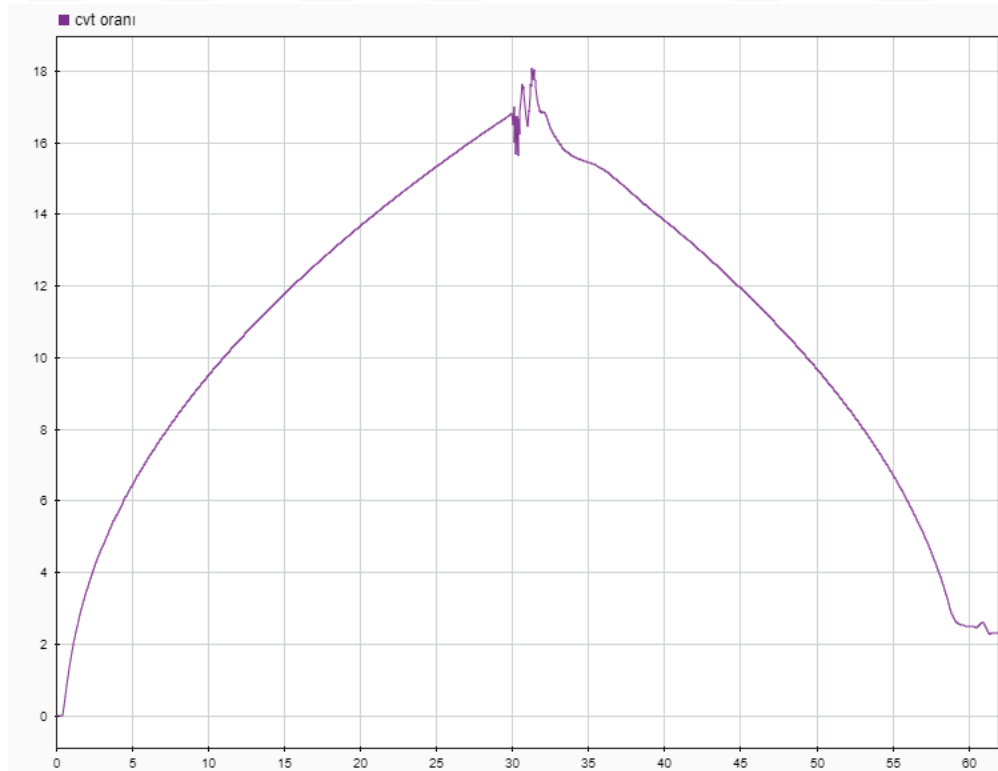
Şekil 4.17 Gaz pedalı ve fren pedalı yüzdeleri karşılaştırması

Aracın yokuş inişi sırasında volan hızı artmakta ve tırmanışa geçiş öncesi maksimum devre ulaşmaktadır. Araç tırmanışa geçtiğinde kinetik enerji geri kazanım sisteminde depolanmış olan enerji aktarma organları üzerinden tekerleklere aktarılmaktadır. Böylelikle aracın yokuşu çıkabilmesi için gerekli olan motor gücüne ek olarak kinetik enerji geri kazanım sisteminden tekerleklere ek çekiş sağlanmaktadır. Sistemdeki kayıplardan dolayı inişte sistemde depolanan enerjinin tamamı tekerleklere aktarılamamaktadır. Analizin son saniyelerinde kinetik enerji geri kazanım sistemi devreden çıkmaktadır. Şekil 4.18'de zamana bağlı volan hızı ve volanda depolanan enerji miktarları gösterilmektedir. Ek olarak kinetik enerji geri kazanım sistemine entegre edilecek bir navigasyon sistemi ile sürüş rotası üzerindeki yükseklik bilgisi sistem tarafından okunabilir. Geliştirilecek bir algoritma yardımıyla aracın ne zaman, hangi eğimde yokuş ineceği ve çıkacağı değerlendirilerek kinetik enerji geri kazanım sisteminin en verimli şekilde çalışması sağlanabilir.



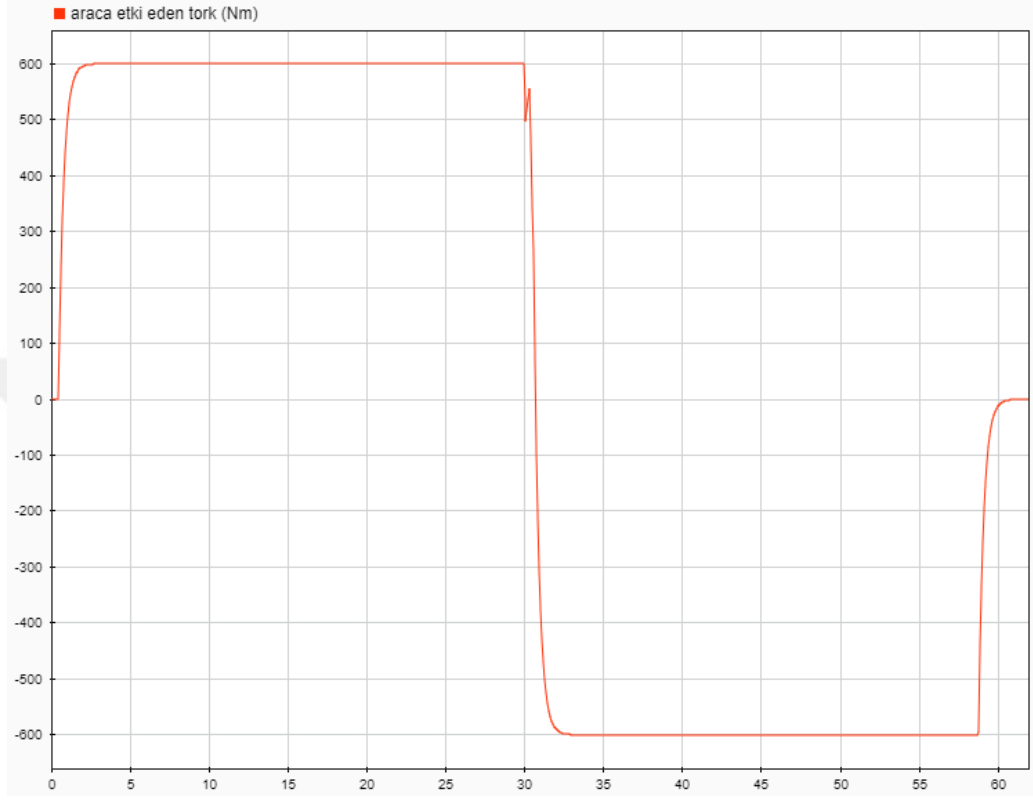
Şekil 4.18 Volan dönüş hızı ve volanda depolanan enerji

Yokuş iniş sırasında volanda depolanan enerji, tırmanış sırasında kullanılmakta ve analiz boyunca volan devri önce artıp sonra azalmaktadır. Volan ile araç arasındaki CVT ünitesi en düşük orana ulaştığında ise kinetik enerji geri kazanım sistemi devreden çıkmaktadır.



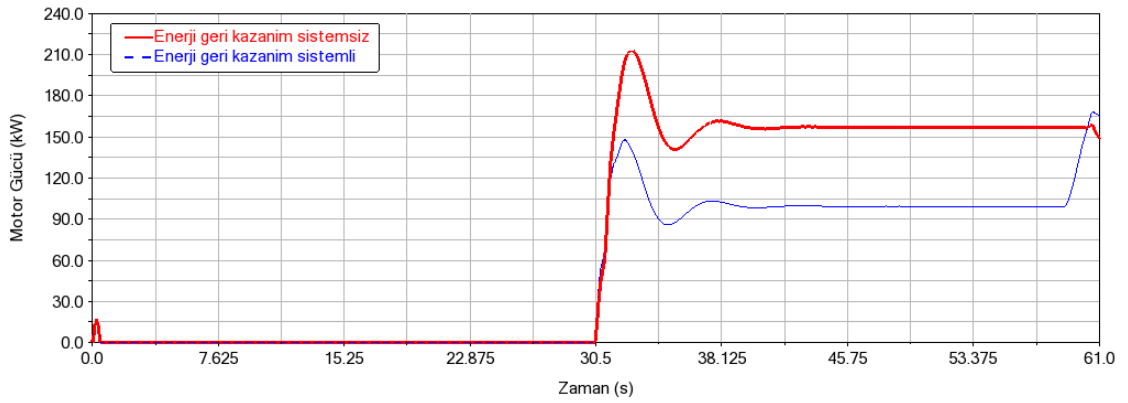
Şekil 4.19 Yokuş analizi PTO çıkış hızı ve volan hızı oranı

Yokuş iniş ve çıkış sırasında kinetik enerji geri kazanım sistemi ile araç arasında gerçekleşen tork transferi aşağıdaki şekilde görülmektedir. Frenleme sırasında araçtan volana tork aktarımı olurken, tırmanma sırasında volandan araca tork aktarımı olmaktadır.



Şekil 4.20 Araca etki eden tork

Motor güçleri karşılaştırıldığında ise kinetik enerji geri kazanım sisteminin aktif olduğu durumda yaklaşık %36 daha az motor gücüne ihtiyaç duyulduğu görülmektedir.



Şekil 4.21 Motor gücü karşılaştırması

SONUÇ VE ÖNERİLER

14 Ton ağırlığındaki bir askeri araç için frenleme kinetik enerjisi geri kazanım sistemi tasarımı yapılmıştır. Mevcut kısıtlar altında optimum volan boyutlandırması yapılmıştır. MSC Adams/Car programında dinamik araç modeli oluşturulmuştur. Matlab/Simulink programında volan modeli oluşturulmuş ve volana etki eden direnç kuvvetleri tanımlanmıştır. Volanın devre giriş ve çıkış koşulları ile çalışma modları Matlab/Simulink modelinde tanımlanmıştır. Yapılan 120 km/s – 0 km/s frenleme analizinde fren enerjisinin %47 sinin volan üzerinde depolanabildiği görülmüştür. Yapılan hızlanma analizinde ise kinetik enerji geri kazanım sisteminin aracın 0 km/s – 50 km/s hızlanma süresini %19 oranında azalttığı görülmüştür. Standart bir sürüş profili ile yapılan analizlerde, sürüş sırasında aracın hızlanma yavaşlama sırasında aracın fren enerjisi ve motor gücü gereksinimleri ortaya konulmuş, kinetik enerji geri kazanım sisteminin motorda üretilen enerji miktarını %9 oranında azalttığı görülmüştür. Yapılan yokuş analizinde ise aracın motor gücü ihtiyacını %36 oranında azalttığı görülmüştür.

Kinetik enerji geri kazanım sistemine sahip araçlar enerji verimliliği konusunda avantaja sahiptir. Yapılan kabuller doğrultusunda bu sistem sayesinde istenirse mevcut araçların performans açısından daha yüksek seviyelere çıkartılabileceği veya performans sabit tutularak yakıt ekonomisi sağlanabileceği görülmüştür.

KAYNAKLAR

- [1] Cerk, R.C., (1964). "The Utilization of Flywheel Energy", International Summer Meeting, June 1963, Montreal.
- [2] Wikipedia, Gyrobus, <https://en.wikipedia.org/wiki/Gyrobus>, 31 Ekim 2019.
- [3] ISLAM, K., (2011). Sizing and Control of Flywheel Energy Storage for Ramea Wind-Hydrogen-Diesel Hybrid Power System, Master's Thesis, Memorial University of Newfoundland, Newfoundland.
- [4] NASA Flywheel Program, Glenn Research Center <https://www.grc.nasa.gov/WWW/portal/pdf/flywheel.pdf>, 31 Ekim 2019.
- [5] McLallin, K.L., Fausz, J., Jansen, R.H. ve Bauer, R.D., (2011). "Aerospace Flywheel Technology Development For IPACS Application", 1:110-115.
- [6] Boretti, A., (2010). "Improvements of Truck Fuel Economy Using Mechanical Regenerative Braking", SAE Technical Paper Series, 55:35-48.
- [7] FIA, (2009). Formula One Technical Regulations, International Automotive Federation, Paris.
- [8] Boretti, A., (2013). Kinetic Energy Recovery Systems For Racing Cars, First Edition, SAE International, Warrendale.
- [9] Conteh M.A. ve Nsofor E.C., (2013). "Flywheel Energy Recovery and Storage System from Aircraft Brakes", 11th International Energy Conversion Engineering Conference, 14-17 July 2013, San Jose.
- [10] Robert Ericsson, Experience from 40 years with Volvo Cars Efficiency and Electrification, http://hybridfordonscentrum.se/wp-content/uploads/2013/09/Elektromobility_konferens_Experience-from-40-years-with-Volvo-Cars-efficiency_R_Eriksson_2013-09-03_Final_RobertEriksson.pdf, 31 Ekim 2019.
- [11] Wired, KERS Comes to Cars as Jaguar Tests Flywheel Hybrid, <https://www.wired.com/2010/10/flywheel-hybrid-system-for-premium-vehicles/>, 31 Ekim 2019

- [12] U.S. Department of Energy, Where the Energy Goes: Gasoline Vehicles, <https://www.fueleconomy.gov/feg/atv.shtml>, 31 Ekim 2019.
- [13] Massachusetts Institute of Technology, (2008). On The Road in 2035, Report No. LFEE 2008-05 RP, Cambridge.
- [14] Andrijanovits, A. ve Hoimoja H. Ve Vinnikov D., (2012). "Comparative Review of Long-Term Energy Storage Technologies for Renewable Energy Systems", Electronics and Electrical Engineering, 118:21-26.
- [15] Östergard R., (2011). Flywheel Energy Storage a Conceptual Study, Master Thesis, Teknisk- Uppsala Universitet Naturvetenskaplig Fakultet, Uppsala.
- [16] Ghoniem, A. F., (2011). "Needs, Resources and Climate Change: Clean and Efficient Conversion Technologies", Progress in Energy and Combustion Science, 37:15-51.
- [17] Barr, A. ve Veshagh, A., (2008). "Fuel Economy and Performance Comparison of Alternative Mechanical Hybrid Powertrain Configurations", 2008 World Congress, 14-17 April, Detroit.
- [18] Han, Y., Ren, Z. and Tong, Y., (2012). "General Design Method of Flywheel Rotor for Energy Storage System", Energy Procedia, 16:359-364.
- [19] Marques M.I.L., (2008). Design and Control of an Electrical Machine for Flywheel Energy - Storage System, Master Thesis, University of Lisbon Electrical and Computer Engineering, Lizbon.
- [20] Budynas, R.G. ve Nisbett, J. K., (2011). Shigley's Mechanical Engineering Design, Ninth Edition, Mc Graw-Hill Book Co., New York.
- [21] Powerthru, Clean Flywheel Energy Storage Systems for Government Applications, <http://power-thru.com/>, 31 Ekim 2019.
- [22] Altan, F., (2012). Modüler Volanda Enerji Depolama, Doktora Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- [23] Bergmann P., (2016). "Modeling Wear of Journal Bearings", Comsol Conference, October 2016, Munich.
- [24] NASA Glenn Research Center, Creating a Turbomachinery Revolution <https://www.nasa.gov/centers/glenn/about/fs14grc.html>, 31 Ekim 2016.
- [25] Schweitzer G., Principle of Active Magnetic Bearing, http://www.mcgs.ch/active_magnetic_bearings.html, 31 Ekim 2016.
- [26] Timken, Super Precision Bearings for Machine Tool Applications Catalog, https://www.timken.com/wp-content/uploads/2016/12/5918_Machine-Tool-Catalog.pdf, 31 Ekim 2016.
- [27] SKF, Bearings, Units and Housings <https://www.skf.com/mena/products/bearings-units-housings>, 31 Ekim 2019.
- [28] General Electric Company Corporate Research and Development Schenectady, (1976). Demonstration of an Inductor Motor/Alternator/Flywheel Energy Storage System, Quarterly Progress Report No. 1, New York.

- [29] MSC Software, Adams The Multibody Dynamics Simulation Solution, <https://www.mscsoftware.com/product/adams>, 31 Ekim 2019.
- [30] Wong, J.Y., (2001). Theory of Ground Vehicles, Third Edition, John Wiley & Sons, Hoboken.



ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :Aykut DANA
Doğum Tarihi ve Yeri :25.04.1989 BARTIN
Yabancı Dili :İngilizce
E-posta :aykutdana@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine mühendisliği	Kocaeli Üniversitesi	2013
Lise	Sayısal	Davut Fırıncıoğlu Analdolu Liseesi	2007

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2016 -	Tümosan Motor ve Traktör	Test ve Analiz Birim Şefi
2015 - 2016	Tırsan Treyler A.Ş.	Kıdemli Yapısal Analiz Mühendisi

