

126894

**TİCARİ TAŞIT GELİŞTİRME SÜRECİNDE
GÜÇ PAKETİ, AKTARMA ORGANLARI VE
TAŞIT KONSEPT KONFIGÜRASYONU**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Müh. Zafer ÇETİNKAYA
503921057**

**İTÜ YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
TEZ KURUMANTASYON MERKEZİ**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 2 Ocak 2002
Tezin Savunulduğu Tarih : 17 Ocak 2002**

Tez Danışmanı : Prof.Dr. Murat EREKE
Diğer Jüri Üyeleri: Prof.Dr. Ahmet GÜNEY (İ.T.Ü.)
Prof.Dr. İrfan YAVAŞLIOĞLU (Y.T.Ü.)

OCAK 2002

126894

ÖNSÖZ

19. Yüzyılın sonunda ortaya çıkan, geçen yüzyılda lokomotif sektör haline gelen, bu yüzyılda da endüstriyel dünyanın en önemli sektörleri arasında yer alacak olan otomotiv sektörü Türkiye’de ancak 1960’ların sonlarında oluşmaya başlamıştır (Örn: Anadolu , Ford-Themes, Chrysler Kamyon).

Aradan geçen 30 yıl, hem ana üreticilerde hem de yan sanayide bir alt yapının oluşmasını sağlamıştır. Günümüzde özgün taşıt geliştirip imal eden ana üreticiler (Örn: BMC, Chrysler Kamyon, Otokar,), patentli üretim yaptığı halde türev taşıt geliştiren firmalar (Örn: Otoyol, Anadolu Otomotiv Sanayi, Temsa), ana üreticilere mühendislik desteği de veren yan sanayi firmaları, taşıt geliştirme, test ve enstrümantasyonu konusunda çalışan uzmanlık firmaları (Figes, Bis) otomotiv sektörümüzde faaliyet göstermektedirler.

Patentli üretim yapan firmaların taşıt geliştirme fonksiyonlarının bir bölümünü Türkiye’ye taşımaya başlaması (Ford-Otosan) ülkemizde otomotiv mühendisliği uygulamalarının artması beklentisini oluşturmaktadır.

Türkiye’de otomotiv mühendisliğindeki özgün uygulamalar daha çok ticari ve zırlı taşıtlarda yoğunlaşmıştır. Her iki taşıt türünde de türev ve opsiyonlar aksesuarlardan çok taşıt alt yapısında olmaktadır; ya taşıtın boyutları, yük dağılımı farklılaşmaktadır, ya da misyon tarifindeki değişiklikler nedeniyle performans özellikleri değiştirilmektedir.

Bu çalışmada, taşıt ön konfigürasyonu yapılırken kullanılan temel metodoloji ve alternatif konfigürasyonlar arasından seçim yapmaya olanak sağlayacak bir program olan TASAP anlatılmaktadır. Uygulama, sonuç ve tartışma bölümlerinde ise varsayılan iki taşıt için güç ve aktarma organları seçimi yapılmaktadır.

Çalışmamı yönlendiren ve destek veren Sn. Prof. Dr. Murat Ereke’ye teşekkürlerimi sunarım.

Ocak 2002

Zafer Çetinkaya



İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ	iv
ŞEKİL LİSTESİ	v
SEMBOL LİSTESİ	vi
ÖZET	vii
SUMMARY	viii
1. GİRİŞ	1
1.1. Çalışmanın Amacı	1
2. GENEL BİLGİLER	3
2.1. Taşıt Seyir Dirençleri	4
2.1.1. Yuvarlanma Direnci	4
2.1.2. Aerodinamik Direnç	6
2.2. Tahrik Sistemi	8
2.2.1. Güç Kaynağı	12
2.2.2. Hız Değiştirici	13
2.2.3. Moment Değiştirici	14
2.2.4. Kardan Kavramalı Kayıcı Mil	14
2.2.5. Moment Dağıtıcı	15
2.2.6. Tekerlek	15
2.3. Hareket Denklemleri	18
3. GÜÇ VE AKTARMA ORGANLARI SEÇİMİ	22
4. TAŞIT KONSEPT KONFİGÜRASYON PROGRAMI	25
4.1. Komponent ve Taşıt Bilgilerinin Yüklenmesi	26
4.1.1. Motor Bilgilerinin Yüklenmesi	26
4.1.2. Komponent Bilgilerinin Yüklenmesi	28
4.1.3. Taşıt Bilgilerinin Yüklenmesi	29
4.2. Program Çıktıları	30
5. UYGULAMA	31
5.1. BMC Pro 518 için program çıktıları	32
5.2. Yeni Geliştirilmekte Olan İki Taşıt İçin Güç ve Aktarma Organları	35
6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	40
KAYNAKLAR	42
EKLER	43
ÖZGEÇMİŞ	48

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1. Moment değıştiricisiz asgari taşıt hızları	9
Tablo 5.1. Moment değıştirici alternatifleri.....	37
Tablo 5.2. Taşıt 1, Motor 2 alternatifler	38
Tablo 5.3. Taşıt 2, Motor 1 alternatifler	39

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 : Yük altında serbest yuvarlanan tekerlek	5
Şekil 2.2 : Yuvarlanma direnç katsayısının zemin yüzeyine göre değişimi	5
Şekil 2.3 : Radyal ve çapraz katlı iki kamyon tekerleğinin yuvarlanma direnç katsayısının hızla değişimi	6
Şekil 2.4 : RANS Hesapları ile basınç gradyenleri	7
Şekil 2.5 : Çekici-yarı römork katarında kullanılan ilave ekipmanlarla hava akış çizgilerinin iyileştirilmesi	7
Şekil 2.6 : Konvansiyonel taşıtta güç ve aktarma organları	8
Şekil 2.7 : Tek kademeli redüksiyonlu sanal tahrik sistemi	10
Şekil 2.8 : Virajda iç ve dış tekerlek hızları	11
Şekil 2.9 : Deutz 1013 EC Motoru	12
Şekil 2.10 : Karakteristik motor eğrileri	13
Şekil 2.11 : Eaton RTLO 12913 A 13 Kademeli moment değiştirici	14
Şekil 2.12 : İki parçalı kardan kavramalı mil	14
Şekil 2.13 : Çapraz ve radyal katlı tekerlekler	16
Şekil 2.14 : Tekerlek çevre kuvveti – kayma eğrisi	17
Şekil 2.15 : Taşıt – yol – sürücü etkileşim diagramı	18
Şekil 2.16 : İki akslı arkadan itişli bir taşıta etkiyen kuvvetler	19
Şekil 3.1. : Tekerlek çevre kuvveti – yol hızı eğrileri	23
Şekil 3.2 : Motor hızı – yol hızı grafiği	24
Şekil 4.1 : Motor özgül yakıt sarfiyat	27
Şekil 4.2 : Motor bilgileri giriş ekranı	27
Şekil 4.3 : Moment değiştirici ve moment dağıtıcı bilgi giriş ekranları	28
Şekil 4.4. : Taşıt bilgileri giriş ekranı	29
Şekil 4.5 : %3 Eğimde ivmelenme grafiği	30
Şekil 5.1 : Özgün yerli kamyon BMC Profesyonel	31
Şekil 5.2 : BMC Pro 518 tekerlek çevre kuvveti- taşıt hızı, motor hızı – taşıt hızı eğrileri, düz yolda ivmelenme grafiği	28
Şekil 5.3 : BMC Pro 518 %3, %7 ve %(-2) eğimlerdeki ivmelenme	29
Şekil 6.1 : %6 Eğim için alternatif konfigürasyonların ivmelenme performansları	

SEMBOL LİSTESİ

a	: İvme
$R_{\text{ön}}$	: Ön aks tekerlekleri toplam yuvarlanma direnci
R_{ark}	: Arka aks tekerlekleri toplam yuvarlanma direnci
R_{ad}	: Aerodinamik direnç
R_{iv}	: İvme direnci
R_{cg}	: Yokuş direnci
R_{ad}	: Aerodinamik direnç
W	: Taşıt ağırlığı
F_c	: Arka aks tekerlekleri toplam çevre kuvveti
l_{aa}	: Aks açıklığı
h_w	: Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği
g	: Yer çekimi ivmesi
F_c	: Tekerlek çevre kuvveti
I_m	: Motor atalet momenti
I_{md}	: Moment değiştirici atalet momenti
I_{sk}	: Son köprü ve diferansiyel atalet momenti
I_t	: Tekerlek atalet momenti
N_{md}	: Moment değiştirici redüksüyon oranı
T	: Motor torku
V	: Taşıt hızı
η	: Verim
ω_m	: Motor açısal hızı

TİCARİ TAŞIT GELİŞTİRME SÜRECİNDE GÜÇ PAKETİ, AKTARMA ORGANLARI VE TAŞIT KONSEPT KONFIGÜRASYONU

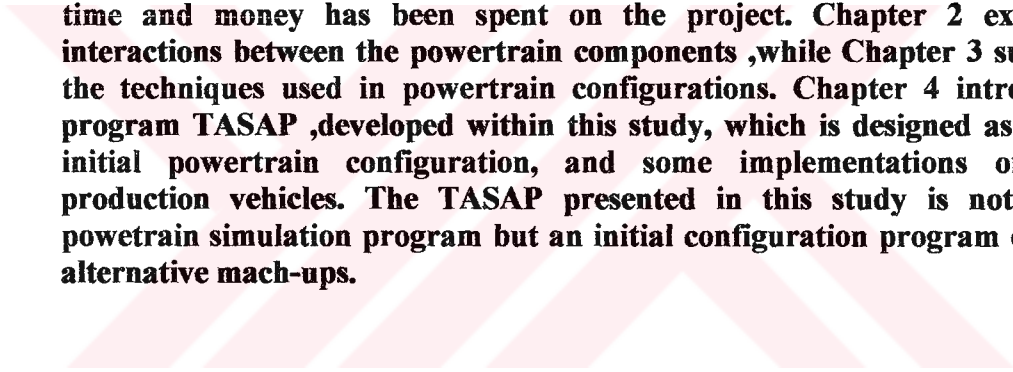
ÖZET

Ticari taşıt geliştirme sürecinin ilk safhalarında konsept belirleme sürecinde en önemli çalışmalardan birisi güç paketi ve aktarma organları konfigürasyonudur. Alternatif eşlemeler içerisinde en uygun olanını projenin ilk safhalarında belirleyebilmek, yüklü miktarda geliştirme masrafı yaptıktan sonra geriye dönüp konfigürasyon değiştirme olasılığını azaltarak taşıt geliştirme sürecindeki maliyet ve zaman risklerini minimize eder. Bu çalışmada ikinci bölümde taşıt, güç ve aktarma organları sistemleri ve birbirleriyle etkileşimleri incelenmiş, üçüncü bölümde güç ve aktarma organları adaptasyonunda kullanılan kriterler anlatılmıştır. Dördüncü bölümde güç ve aktarma organları ön konfigürasyonu için hazırlanan özgün bir program TASAP açıklanmış ve beşinci bölümde mevcut örnek taşıtlarda program çalıştırılıp sonuçlar değerlendirilmiştir. Bu çalışmada sunulan TASAP tam bir simülasyon programı olmayıp sadece ön konfigürasyon sırasında alternatifleri karşılaştıran iki aşamada değerlendirme yapan bir programdır.

CONCEPTUAL CONFIGURATION OF THE VEHICLE AND POWERTRAIN IN COMMERCIAL VEHICLE DEVELOPMENT PROCESS

SUMMARY

Powertrain configuration is one of the most important tasks to be carried out during the concept development phase in commercial vehicle development projects. Determination of the best match-up between the alternative powertrains at the initial phases of the project minimizes the time and cost risks by reducing the probability of the need for reconfiguration after considerable time and money has been spent on the project. Chapter 2 explains the interactions between the powertrain components ,while Chapter 3 summarizes the techniques used in powertrain configurations. Chapter 4 introduces the program TASAP ,developed within this study, which is designed as a tool for initial powertrain configuration, and some implementations on current production vehicles. The TASAP presented in this study is not an exact powertrain simulation program but an initial configuration program comparing alternative mach-ups.



1. GİRİŞ

1.1 Çalışmanın Amacı

Tüm taşıtlarda; görünüş, sürüş emniyeti, seyir konforu, motor gücü, yakıt sarfiyatı, hacimsel yada kütleli faydalı yük taşıma kapasitesi gibi argümanlar müşteri parametreleri olarak sıkça kullanılabilir. Ancak moment değiştiricisinin çok iyi tasarlanmış olması, moment dağıtıcının çok iyi eşleştirilmiş olması müşteri geri beslemesi olarak pek sık karşılaşılan argümanlardan değildir. Her müşteri aracının motorunun çok iyi olduğunu söyleyebilir. Ancak moment değiştiricim çok iyi olduğunu ifade eden müşteri pek yoktur. Müşteri ancak moment değiştiricisi sorunluysa bunu ifade eder. Doğru motor seçildikten sonra müşteri beklentilerini tatmin eden taşıt konfigürasyonunun oluşturulması uygun aktarma organları tanımlanması ile mümkündür.

Ülkemizde ticari taşıt üreten firmaların çoğu güç ve aktarma organlarını kendisi geliştirmeyip uzman üreticilerin geliştirdiği ürünler arasından seçerek taşıtlarını konfigüre etmektedirler. Bu çalışmalarda firmaların ellerinde ön değerlendirme ve seçme yapabilmek için hazır doneler olarak;

- Motor yakıt sarfiyat ve tork eğrileri,
- Alternatif moment değiştiriciler çevirim oranları ve vites verimleri ,
- Alternatif diferansiyel oran ve verimleri
- Konsept taşıt boyutları ve tahmini kütle dağılımı,
- Alternatif pnömatik tekerlek verileri

vardır.

Bu çalışmada, ürün konsept belirleme sürecinde komponent seçimine yardımcı bir araç olarak güç ve aktarma organları değerlendirmesi yapan bir programın oluşturulması ve Türkiye’de geliştirilmiş bazı ticari taşıtların incelenmesi hedeflenmiştir. Bu çalışmadaki Güç ve aktarma organları ön değerlendirme programı “Borland Delphi” kullanılarak geliştirilmiştir.



2. GENEL BİLGİLER

Güç kaynağı, kullanılan yakıttaki kimyasal enerjiyi taşıt için kullanılabilir hale getiren sistemler bütünüdür. Bu yüzden yalnızca motoru içermez; yakıt sistemi, yağlama sistemi, soğutma sistemi, egzoz sistemi, elektrik sistemi ve ilave tahrikli sistemleri de içerir.

Aktarma organları, güç kaynağının ürettiği kullanılabilir enerjiyi nihai uygulama noktasına (Zemine) ileten parçaların oluşturduğu sistemdir. Farklı sürüş koşullarında oluşan farklı tahrik taleplerini karşılayabilmek için güç kaynağı elastik olmalıdır. Güç kaynağının hız-tork bağıntısındaki zaafılar ve sınırlar, aktarma organları tarafından dengelenmelidir Güç/Ağırlık oranı düşük olan taşıtlarda aktarma organları bu esnekliğe daha fazla katkıda bulunmalıdır. Diğer bir anlatımla; motor hız aralığının, tüm taşıt yol hızı aralıklarına denk düşürülmesi işi aktarma organlarının görevidir.

Yol taşıtlarının performans kriterleri; ivmelenme kapasitesi, viraj alma kabiliyeti, sürüş emniyeti ve konforu, seyir konforu, eğim tırmanma kapasitesi, yakıt sarfıyatı, çevre kirletici etkileri, oluşan iç ve dış gürültü şiddeti, kaza değerliği, frenleme ve yavaşlama (Ağır ticari taşıtlarda) kapasitesi, ergonomi, aksesuarlarının ve estetik özelliklerinin talebe uygunluğudur. Yol dışı taşıtlarda, bunlara engel aşma performansı , farklı zeminlerde tahrik edilebilme ve güvenilirliğin yüksekliği ilave edilirken taktik taşıtlarda ekstrem iklim koşullarında çalışabilme de eklenebilir. Bu kriterlerden her birini ayrı ayrı konu alan disiplinler mevcuttur. Bu çalışma taşıtın ön konfigürasyonunda güç ve aktarma organlarının belirlenmesini hedeflediğinden yalnızca taşıtın uzunlamasına eksenindeki hareketleri incelenecektir

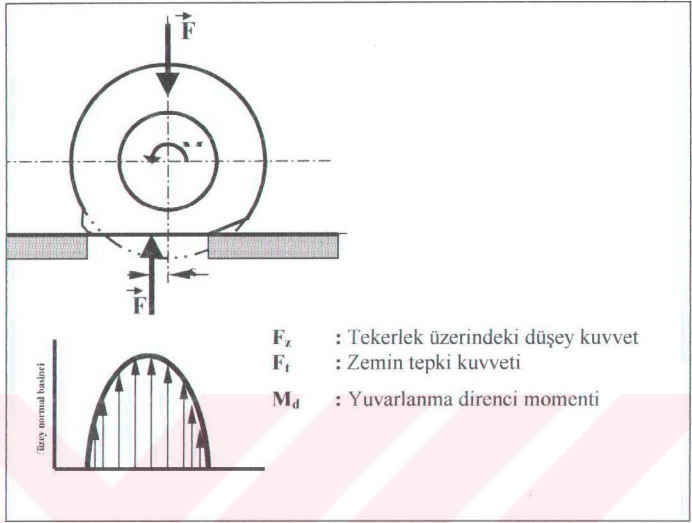
2.1 Taşıt Seyir Dirençleri

2.1.1 Yuvarlanma Direnci

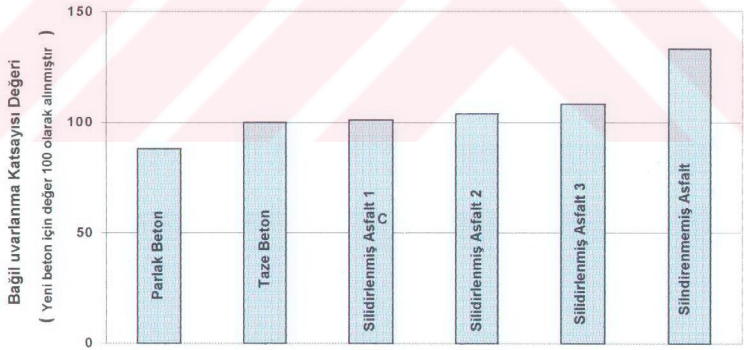
Yuvarlanma direncinin önemli bir kısmı tekerleğin ve (Varsa) iç lastiğin yapısındaki kauçuğun esnemesi sırasındaki histerizisten oluşur. Tekerleğin yola göre kayma hareketi, tekerleğin içindeki havanın sirkülasyonu ayrıca dönen tekerleğin havada oluşturduğu fan etkisini de yuvarlanma direncine katkıda bulunur. Ancak bunların yuvarlanma direncine katkısı histeriz kaynaklı direncin yanında ihmal edilebilir düzeydedir.

Tekerlek, düşey yük altında yuvarlanırken, zeminle temas bölgesinde karkas deforme olur (Bakınız Şekil 2.1). Tekerleğin distorsiyonu yüzünden , zemin temas alanının ön tarafındaki normal basınç arka tarafındakinden daha yüksek olur. Bu yüzden normal basıncın merkezi ön tarafa doğru kayar. Basınç etki merkezinin kayması nedeniyle,zemin normal kuvveti tekerleğin dönme yönünün tersine bir moment yaratır (Yuvarlanma direnci momenti). Serbest yuvarlanan bir tekerlekte uygulanan momentlerin toplamı sıfır olmak zorundadır. Bu yüzden moment dengesini sağlayabilmek için zemin düzleminde yatay bir kuvvet oluşması gerekmektedir. Zeminde oluşan bu kuvvete yuvarlanma direnci denir. Aktarma organları hesaplarında daha pratik bir değer olan yuvarlanma direnci / tekerlek düşey yükü olarak tanımlanan yuvarlanma direnç katsayısı kullanılır.

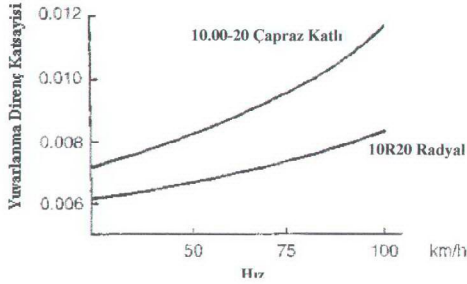
Pnömatik tekerlek imalatında yaygın olarak kullanılan siyah karbonlu kauçuğun diğer kauçuklara göre enerji kaybı yüksektir. Ancak siyah karbonsuz kauçukların da aşınma dirençleri çok düşüktür ve ıslakken aşırı düşük kuvvet bağlantı katsayısı verirler. Karkas yapısı ve diş tasarımı yuvarlanma direncini belirleyen önemli etmenlerdendir. Yuvarlanma direnci tekerleğin yuvarlanırken esnemesinden kaynaklandığına göre tekerlek basınç düştükçe deformasyon ve yuvarlanma direnci artacaktır. Bu yüzden yuvarlanma direncinin mertebesini belirleyen bir diğer parametre de tekerleklerin basıncıdır.



Şekil 2.1. Yük altında serbest yuvarlanan tekerlek



Şekil 2.2. Yuvarlanma direnç katsayısının zemin yüzeyine göre değişimi



Şekil 2.3. Radyal ve Çapraz katlı iki kamyon tekerleğinin yuvarlanma direnç katsayısının hızla değişimi

Hız da yuvarlanma direnç katsayısını artırıcı bir etmendir. Özellikle tekerlek basıncını düşük olduğu durumlarda, yuvarlanma direnç katsayısındaki artma daha da belirginleşir. Ancak ticari taşıtlarda ön değerlendirme çalışmaları yapılırken katsayının sabit alınması genel değerlendirme sürecindeki genel hatalar yanında çok önemsiz kalır.

2.1.2 Aerodinamik Direnç

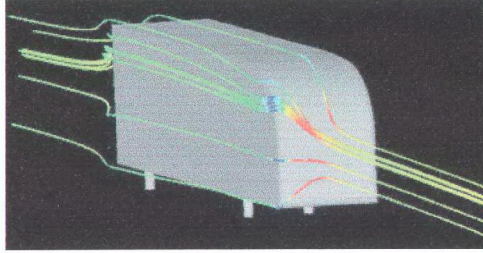
Taşıtın üzerindeki hava akışı taşıt gövdesi üzerinde normal basınç ve kayma gerilmesi oluşturur. Aerodinamik direnç; sürüklenme basıncı ve yüzey sürtünmesi olarak iki etkinin birleşmesi ile oluşur. Sürüklenme direnci, taşıtın gövdesinin hava içerisinde hareket ederken oluşturduğu normal basınçla (Bakınız Şekil 2.3.), yüzey sürtünmesi ise taşıtın dış yüzeyindeki sınır tabakasındaki kayma gerilmesi ile etkinleşir. Kısa taşıtlarda sürüklenme direncinin toplam aerodinamik direnç içerisindeki payı %90'lar civarındadır (Minibüs). Taşı boyu uzadıkça yüzey sürtünmesinin payı artar (Çekici, yarı römork katarı).

Toplam aerodinamik direnç kuvveti hesaplarda

$$R_{ad} = \frac{\rho}{2} C_d A_f V^2 \quad (2.1)$$

eşitliği kullanılır. Burada ρ havanın kütleli yoğunluğu, C_d yukarıdaki paragrafta bahsedilen tüm etkenleri içeren aerodinamik direnç katsayısı, A taşıtın hareket doğrultusundaki projeksiyon alanı, V ise taşıtın hızıdır. Eşitlikten aerodinamik

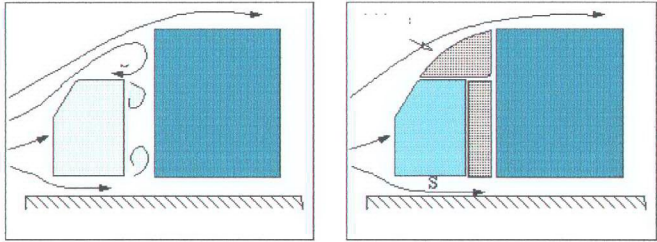
direncin hızın karesiyle orantılı olduğu gözükmemektedir. Bu da taşıtın hızının iki katına çıkması halinde aerodinamik direnci yenmesi için gerekli gücün sekiz kat artacağı anlamına gelmektedir.



Şekil 2.4. Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) hesaplarını baz olan bir programla taşıt gövdesinde akış çizgileri ve basınç gradyanları (ABD Enerji bakanlığı internet sitesinden)

Dikkat edilmesi gereken diğer bir nokta da atmosferik koşulların ve rakımın havanın yoğunluğunu ρ , dolayısıyla aerodinamik direnci değiştireceğidir. Örneğin çevre sıcaklığının 0°C 'den 40°C 'ye çıkması aerodinamik direnci %14 azaltacaktır. Yada rakımın 1200m olması %17 daha az bir aerodinamik dirence yol açacaktır.

Ticari taşıtlarda geometrinin kübikliğinden dolayı özellikle taşıtın arkasında vorteksler oluşur. Bu da zaten yüksek olan aerodinamik direncin dah da yüksek olmasına neden olur. Taşı yüzeyinde hava akışında ani yön değişikliklerine neden olan köşeler ve boşluklar da aerodinamik dirençte artışa neden olurlar. (Bakınız Şekil 2.5).

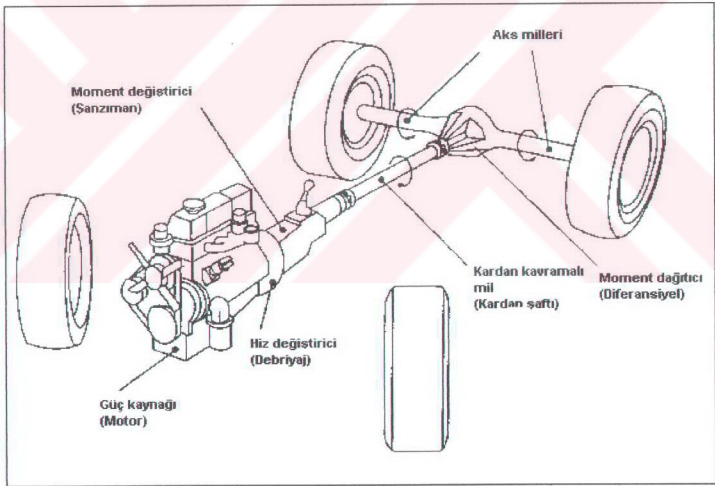


Şekil 2.5. Çekici – yarı römork katarında kullanılan ilave ekipmanlarla hava akış çizgilerinin iyileştirilmesi

Aerodinamik direnç katsayısı C_d ölçekli modelleri yada taşıtın kendisi rüzgar tünellerinde test etmek suretiyle bulunabilir. Diğer bir yöntem de “yavaşlama

testi”dir. Bu yöntemde taşıt rüzgarsız bir ortamda düz zeminde belirli bir hızla ulaştıktan sonra aktarma organları devreden çıkarılır ve hızla karşı yol yada zaman grafikleri çıkarılır. Daha sonra yuvarlanma direnci ve aktarma organlarının ataletleri de göz önüne alınarak aerodinamik direnç katsayısı bulunabilir. Taşıt geliştirme sürecinde maket gövdeleri bir yürür şasi üzerinde test etmek suretiyle gövde optimizasyonu yapılabilir. Günümüzde hesapsal akışkanlar dinamiği ve simülasyon yazılımlarındaki ilerlemeler sayesinde aerodinamik direnç katsayısı C_d için hesaplama yaklaşım da yapılabilir.

2.2 Tahrik Sistemi



Şekil 2.6. Konvansiyonel bir ticari taşıtta güç ve aktarma organları (Gillespie, T. D. , 1992. Fundamentals of vehicle dynamics. Society of Automotive Engineers Inc.)

Bir ticari aracın farklı çalışma koşullarında farklı güç ve hız talepleri olmaktadır. Ticari taşıt tahrik sistemlerinden beklenen özellikler aşağıda sıralanmıştır.

- Durur halden tanımlanan azami hıza kadar tüm hız aralıklarında taşıtı tahrik edebilmelidir.
- Tanımlanan azami yukarı eğimde taşıtı makul bir süratle tahrik edebilmelidir.
- Kalkış için tanımlanan azami eğimde taşıtı harekete geçirebilmelidir.
- Gerektiğinde taşıtın yavaşlatılmasına katkıda bulunabilmelidir.
- Elektrik üretici, klima kompresörü, fren vakum pompası, hava kompresörü, hidrolik pompalar gibi ilave ekipmanları tahrik edebilmelidir.
- Gerektiğinde römork yada yarı römork çekebilmelidir.
- Virajlarda güç dağıtımını ve tekerlek hızlarını dengeleyebilmelidir.

Kalkışlarda ve yokuşta yüksek tork talebi söz konusuysen, taşıtın istenen maksimum hızda seyir dirençlerini yenebilecek büyüklükte tork üretmesi gerekmektedir.

Dizel motorlar belirli bir devirin altında çalışamazlar. Ancak taşıt harekete durağan halden başlamak zorundadırlar. Dolayısıyla tahrik sisteminde sıfır hızdan motorun en düşük çalışma hızına kadar olan aralıkta motor torkunu iletip hız farkını dengeleyecek bir elemana gereksinim duyulur. Konvansiyonel tahrik sistemlerinde bu görevi hız değiştirici gerçekleştirir.

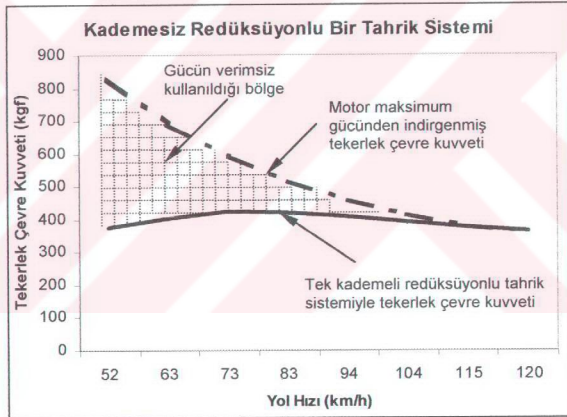
Aktarma organlarına gereksinimin bir diğer nedeni de motor hızının tüm taşıt hız aralığına eşleştirilmesindeki güçlülüktür. Hafif ticari taşıt dizel motorlarında, orta tip dizel motorlarda ve ağır hizmet tipi dizel motorlarda azami motor hızının sırasıyla 4000 d/dak, 2300 d/dak ve 1900 d/dak olduğu kabul edilirse sabit oranlı bir redüksiyonla ulaşılabilecek asgari taşıt hızları sırasıyla 24 km/saat, 41 km/saat ve 50 km/saat olacaktır.

Tablo 2.1. Moment değiştiricisiz asgari taşıt hızları

Motor Azami Hızı	Taşıt Azami Hızı	Moment Değiştiricisiz Asgari Taşıt Hızı
4000 (d/dak)	120 km/saat	24 km/saat
2300(d/dak)	120 km/saat	41 km/saat
1900(d/dak)	120 km/saat	50 km/saat

Taşıtı sıfır hız ile bu asgari hızlar arasında tahrik edecek güvenilir bir hız değiştiricinin tasarımı da oldukça güçtür. Kaldı ki, bazı durumlarda (Şehir içi tıkanık trafikte seyir gibi) taşıtların bu şekilde üretilen asgari hızlardan daha düşük hızlarda hareket etmesi de gerekebilir.

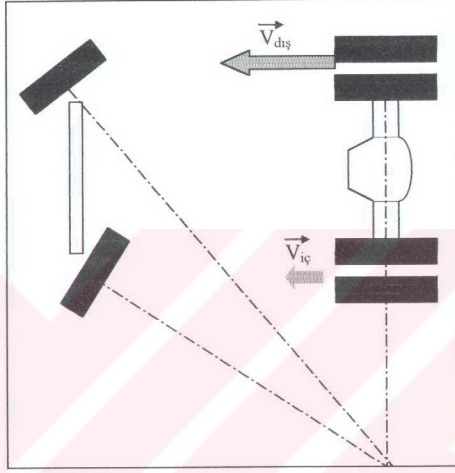
Dizel motorlarda üretilen azami güç sabit olmayıp motor hızının bir fonksiyonudur. Genelde azami güç azami motor hızında, yada azamiye çok yakın hızlarda üretilir. Motorların karekteristiklerinde farklılıklar olmakla beraber, genelde orta motor hızlarında azami tork üretilir. Düşük ve alçak motor hızlarında üretilen tork daha azdır. Eğer tek kademeli redüksüyonlu bir tahrik sistemi kullanılırsa, elde edilecek azami tekerlek çevre kuvveti eğrisi Şekil 2.7’de gösterilmiştir. Aynı eksen takımı üzerine çizilmiş maksimum güç hiperbolü ile karşılaştırıldığında tek kademeli tahrik sistemiyle güç kullanımdaki verimsizlik net bir şekilde ortaya çıkmaktadır.



Şekil 2.7. Tek kademeli redüksüyonlu sanal tahrik sistemi

Motorun tüm yol hızlarında taşıtı tahrik edebilmesi ve motor gücünün etkin kullanımı için taşıt tahrik sisteminde çok kademeli redüksüyon yapabilen moment değiştiriciler kullanılır.

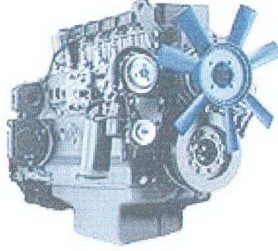
Taşıt viraj alırken viraj dışında kalan tekerleklerin hızları içerdekilere göre daha yüksek olmalıdır (Bakınız Şekil 2.8). Tahrikli aksta gücün her iki tekerleğe eşit olarak gönderilmesi halinde, aksta tahrik sisteminde ve tekerleklerde gerilmeler oluşacaktır. Bunu önlemek için tahrikli aksta tekerleklerin bağıl hız farklılıklarına olanak veren elemanlar olarak moment dağıtıcılar kullanılır.



Şekil 2.8. Virajda iç ve dış tekerlek hızları

Virajdaki kasılmaları önlemek için kullanılan moment dağıtıcıları iç ve dış tekerleklerin farklı hızlarda dönmelerine olanak tanır. Ancak bu tekerleklerden birinin çevresel kuvvet bağlantı katsayısının çok düşük ya da sıfır olması halinde tüm hareketi o tekerleğe göndererek taşıtın hareketsiz kalmasına neden olurlar.

2.2.1 Güç Kaynağı (Motor)



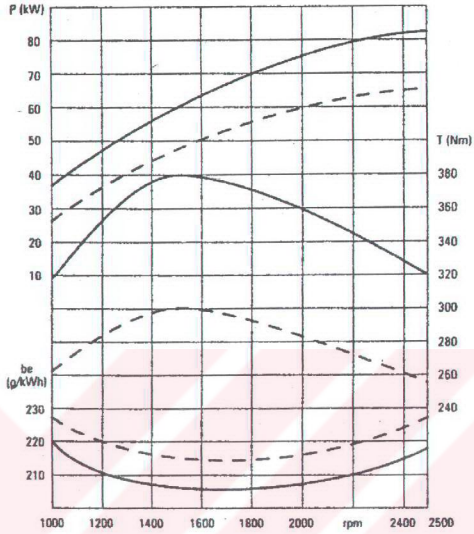
Şekil 2.9. Deutz 1013 EC Motoru

Termik ve mekanik verimlerinin yüksek olması, maksimum tork ve maksimum güç verecek şekilde daha uzun çalışabilmeleri ve daha uzun ömürlü olmalarından dolayı karma çevrimle çalışan içten yanmalı dört zamanlı motorlar ticari taşıtlarda standart seçim olmuşlardır.

Günümüz dizel motorları sabit hacim ve sabit basınçta yanmayla çalışan karma çevrimi kullanırlar. Turbo ve ara soğutucu sistemler kullanımı sayesinde verim ve süpürme güç/süpürme hacmi oranı artmıştır.

Günümüzde egzoz emisyon ve gürültü standartlarının giderek daha ağırlaştırılıyor olması, hava soğutmalı motorları ortadan kaldırmaktadır. Yine aynı nedenlerden dolayı konvansiyonel pompadan enjeksiyon kontrolü de yerini elektronik enjeksiyon kontrol sistemlerine bırakmaktadır. Özellikle 16 ton üstü taşıtlarda neredeyse standart özellik olarak ortaya çıkan “seyir kontrolü” ve “hız sınırlama” sistemleri genelde taşıtın, özelde de motorun elektronik kontrol sistemlerini daha da karmaşıktırmaktadır. Bu özellikler yakın gelecekte kaçınılmaz olarak ülkemiz taşıt üreticileri için de bir zorunluluk olacaktır. Motorun performans karakterisikleri tork-motor hızı, güç-motor hızı grafikleriyle (Bakınız Şekil 2.10) ve yakıt sarfıyatı-motor hızı eğriler ailesi grafiğiyle verilir.

BF4 M 1012 E
BF4 M 1012 EC



Şekil 2.10. Karakteristik motor eğrileri

2.2.2 Hız Değiştirici

Motorun belirli bir hızın altında çalışmamasından dolayı, taşıtın ilk hareketlenmesi sırasında motorla tahrik sisteminin diğer elemanları arasında torku iletip açışal hız farkına olanak tanıyan bir elemana ihtiyaç vardır. Bir sürtünmeli kavrama olan hız değiştiricinin birincil fonksiyonu budur.

Hız değiştiricinin ikincil fonksiyonu da, moment değiştirici kademesi değiştirilirken motorla moment değiştiricisinin bağlantısını keserek işleme olanak tanımaktır. Hız değiştiricisi bağlantıyı açarken de kaparken de kademeli şekilde devreye girip çıkarak geçişlerde motor hızı ile moment değiştirici hız farkını sönmüleyerek eşitler.

Hız değiştiricinin son fonksiyonu ise aşırı yüklemelerde hareket bağlantısını keserek motoru ve aktarma organlarını korumaktır.

2.2.3 Moment Değiştirici

Moment değiştiriciye duyulan temel gereksinimin nedeni 2.1.1.'de anlatılmıştı.

Moment değiştiricinin diğer bir görevi de tekerleklerin dönüş doğrultusunu değiştirip taşıtın geriye hareket edebilmesini sağlamaktır.

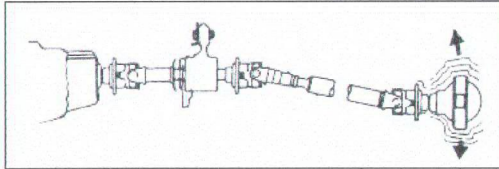


şekil 2.11. Eaton RTLO-12913 A 13 Kademeli moment değiştirici

Damperli kamyonlarda yada özel amaçlı st yapıya sahip kamyonlarda (Tanker, p taşıyıcı v.s.) ilave sistemlerin tahriği, moment değiştiriciye akuple edilmiş pompalarla yada millerle sağlanır.

2.2.4 Kardan Kavramalı Kayıcı Mil

Moment değiştirici çıkış flanşı ile moment dağıtıcı giriş flanşı arasında bağlı hareketleri alarak gücü iletmek için kullanılırlar.



şekil 2.12. İki parçalı kardan kavramalı mil

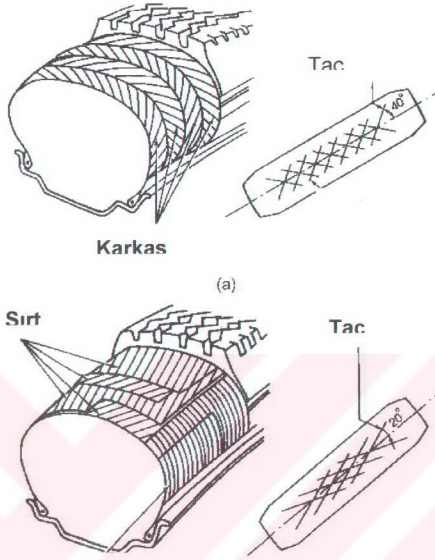
2.2.5 Moment Dağıtıcı

Son köprüyü de kapsayan moment dağıtıcı ünitesi kardan milinden gelen dönüyü 90^0 döndürür son redüksüyonu yapar ve her iki aks miline virajda kasıntıyı önleyecek şekilde dağıtır. Güç/ ağırlık aranı düşük taşıtlarda (Örn: Chrysler AS950, 7.2 BG/ton) çift redüksüyonlu son köprüler de kullanılır.

2.2.6 Tekerlek

Atalet kuvvetleri ve aerodinamik kuvvetler dışındaki tüm kuvvetler, aktarma organlarının son elemanı olan tekerleğin-zemin teması ile uygulanırlar. Tekerleğin başlıca üç fonksiyonu vardır: Birincisi yol ile taşıt arasında olabildiğince düşük bir sürtünme direnci sağlamak, ikincisi taşıtın hız vektörünü değiştirmesine yardımcı olmak üçüncüsü ise düşey kuvvet iletiminde askı sisteminin bir elemanı olarak yoldan gelen darbelerin sönümlemesine yardımcı olmaktır. Tekerlekle yol arasındaki etkileşim, tekerleğin altında temas alanı boyunca olur. Temas alanının büyüklüğü tekerlek boyutlarının, şişirme basıncının ve tekerlek üzerindeki yükün bir fonksiyonudur. Pnömatik tekerleğin yapısındaki en önemli eleman karkastır. Karkas, düşük modüllü bir kauçuk karışımı matrisine entegre edilmiş ana yapısı doğal, sentetik yada metalik yapıdaki yüksek elastik modülüne sahip birkaç sıra korddan oluşur. Tekerleğin performansını belirleyen ana etken kauçuk kaplı kordların birbirine göre olan pozisyonlarıdır. Kordların doğrultusu; tekerleğin çevresel orta doğrusu ile kordların yaptığı açı “taç açısı” ile tanımlanır (Bakınız Şekil 2.13). Taç açısı düşük olduğu zaman tekerleğin viraj performansı iyileşirken düşey yük sönümlemesi azalacaktır. Öte yandan eğer kordlar tekerlek eksenine paralel olurlarsa düşey yük sönümlemesi çok iyi olur ancak sürüş performansı kötüleşir.

Çapraz katlı tekerlek hem sürüş hem de düşey yük sönümlemesi açısından nispeten makul performans gösteren bir kord yapısına sahiptir. Çapraz katlı tekerleklerde taç açısı genelde 40^0 civarındadır. Çapraz katlı tekerleklerde her bir katı bir alttakine zıt açıyla yerleştirilmiş 2 ila 20 arasında kord katı vardır. Çalışırken bu çapraz kordlar arsında esneyen baklava şeklindeki kauçuk dolgular tekerleğin aşınmasına ve yüksek yuvarlanma direncine neden olurlar.



Şekil 2.13. Çapraz (üst) ve radyal katlı (alt) tekerlekler

İlk defa 1948’de kullanılan radyal tekerlekler, çapraz katlı tekerleklerden çok daha farklı bir yapıya sahiptirler. Günümüzde radyal tekerlekler yol iki izli yol taşıtlarında çapraz katlı tekerleklerden daha yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Radyal tekerleklerde bir yada daha fazla katta taç açısı 90^0 ’dır. Yüksek elastisite modüllü kordların oluşturduğu bir çok tabaka tekerlek sırtının altında çevresel olarak uzanırlar. Bu kord tabakaları yaklaşık 20^0 ’lik taç açısında yerleştirilirler. Bu çevresel kord tabakaları radyal tekerlekler için hayati önem taşırlar. Çevresel kuşaklar olmaksızın radyal kordlar çok kararsız bir yapı oluştururlar.

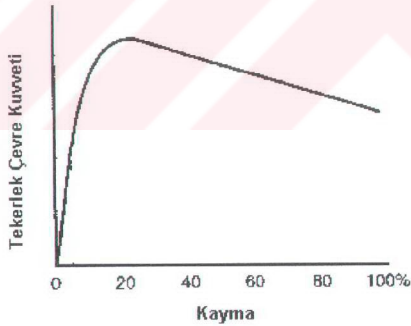
Bir tekerleğe tahrik torku uygulandığında tekerlek zemin temas düzleminde çevresel kuvvet oluşur. Aynı zamanda tekerleğin ön tarafındaki ve altındaki kordlarda basma gerilmeleri oluşur. Bununla beraber yan duvarlarda da bir kayma deformasyonu oluşur.

Sırttaki elemanlar temas alanına girmeden önce sıkıştıkları için tahrikli tekerleğin tekerleğin bir turunda aldığı mesafe serbest yuvarlanan bir tekerleğinkinden daha az olacaktır. Tahrik torku uygulanmış tekerleğin kayması aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$i = \left(1 - \frac{V}{R\omega}\right) \times \%100 = \left(1 - \frac{r_c}{r}\right) \times \%100 \quad (2.1.)$$

Burada V tekerlek merkezinin doğrusal hızı, ω tekerleğin açısal hızı, r serbest yuvarlanan tekerleğin yuvarlanma yarıçapı, r_c tekerleğin etkin yarıçapıdır (tekerlek merkezi doğrusal hızının tekerlek açısal hızına oranı). Eğer bir tekerlek belirli bir açısal hızda dönüyorsa ve tekerlek merkezinin doğrusal hızı sıfırsa Eşitlik 2.1'e göre tekerleğin kayması %100 olacaktır.

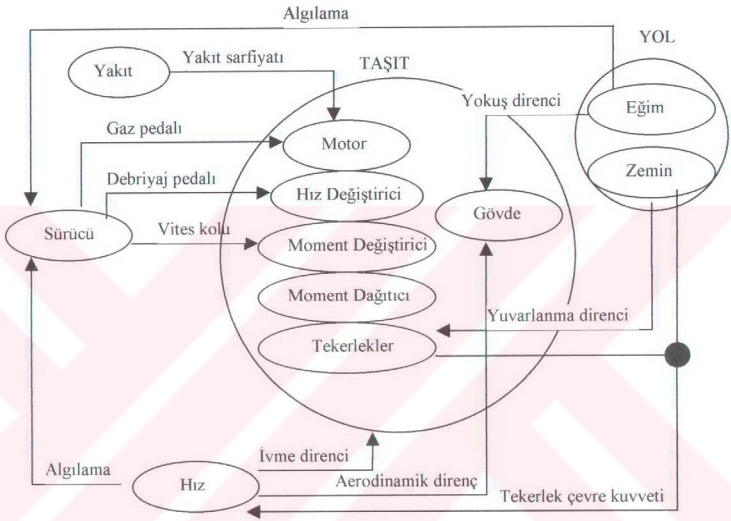
Tekerlekte üretilen çevre kuvveti, uygulanan torkla orantılı olduğundan kayma da tahrik çevre kuvvetinin bir fonksiyonudur (Bakınız Şekil 2.14). Düşük kayma miktarlarında çevre kuvveti ile kaymanın ilişkisi lineerdir. Çünkü bu bölgede kayma daha çok tekerlek sırtının elastik deformasyondan kaynaklanır. Daha sonra %20 kaymada maksimum çevre kuvvet bağlantısı yakalanır. Bundan sonra kayma arttıkça üretilen çevre kuvvetinde düşme görülür.



Şekil 2.14. Tekerlek çevre kuvveti – kayma eğrisi

2.3 Hareket Denklemleri

Taşıtın uzunlama eksenı boyunca hareketlerini belirleyen faktörler; sürücü, tekerlek çevre kuvvet üretimi ve taşıta bu doğrultuda etkiyen dirençlerdir. Şekil 2.15'te sürücü, taşıt,yol etkileşim diyagramı çizilmiştir.



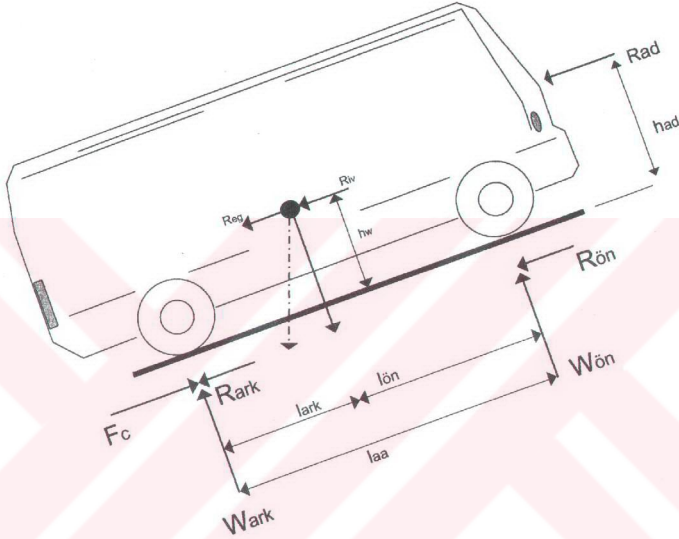
Şekil.2.15. Taşıt, yol, sürücü sistemi etkileşim diyagramı

Taşıt uzunlama eksenli boyunca seyirde sürücü, vücuduyla algıladığı atalet kuvvetleri, ileri doğru yolun gözlemlenmesi ve tecrübesinin yardımıyla gaz pedalı, debriyaj pedalı ve vites kolunun yardımıyla taşıtın hareketini kumanda eder.

Moment dağıtıcıda son hız indirilmesi de yapıldıktan sonra güç tekerleklerle iletilir. Pnömatik tekerlekler belirli bir miktar kayma ve deformasyonla bu gücü zemine iletirler ve zemindeki reaksiyon kuvvetleri taşıtın hareketini sağlar. Elastik yapılarından dolayı yuvarlanırken deforme olur ve yuvarlanma direnci oluştururlar.

Bu çalışma kapsamında sert zeminde tahrik göz önüne alındığından ve yüksek eğim ve yüksek motor gücü söz konusu olmadığından tekerlek yol arası kuvvet bağlantı

katsayısının yeterli olmaması durumu göz önüne alınmamıştır. Bunun aksı durumlarda tekerlek-yol kuvvet bağlantı katsayısının yeterliliği ayrıca incelenmelidir. İki akslı römork çekmeyen bir taşıta etkiyen dış kuvvetler Şekil 2.16'da gösterilmiştir. Şekilde taşıt yokuş çıkar durumda gösterilmiştir. Yokuş aşağı oluşan kuvvet durumu yokuş açısının (Θ) negatif alınması ile mümkündür.



Şekil 2.16. İki akslı arkadan tahrikli bir taşıta etkiyen kuvvetler

Taşıt uzunlama eksenı boyunca kuvvetlerin toplamı aşağıdaki ifadeyi ortaya çıkarır;

$$\frac{W}{g} a = F_c - R_{ad} - R_{ark} - R_{on} - R_{ro} \quad (2.2)$$

Eşitlik 2.1'de, eşitlik 2.2'de ve şekil 2.3'te; R_{on} ön aks tekerlekleri toplam yuvarlanma direnci, R_{ark} arka aks tekerlekleri toplam yuvarlanma direnci, R_{ad} aerodinamik direnç, R_{iv} ivmelenme direnci, R_{eg} yokuş direnci, R_{ad} aerodinamik direnç, W taşıt ağırlığı, F_c arka aks tekerlekleri toplam çevre kuvveti, l_{aa} aks açıklığı, h_w ağırlık merkezinin yerden yüksekliği, g yer çekimi ivmesi olarak kullanılmıştır.

Ön ve arka aks tekerlekleri yuvarlanma dirençlerinin toplanıp R_{yd} terimi altında birleştirilmesi ile ifade,

$$F_c = R_{ad} + R_{eg} + \frac{W}{g} a \quad (2.2.b)$$

halini alır.

Taşıtın muhtemel performansını değerlendirebilmek için üretilebilecek maksimum tekerlek çevre kuvvetinin bulunması gerekir. Elde edilebilecek maksimum tekerlek çevre kuvvetini belirleyen iki faktör vardır. İlki güç ve aktarma organları kanalıyla oluşabilecek maksimum tekerlek çevre kuvveti, ikincisi ise tahrikli aks tekerleklerinin yolla sağlayabileceği maksimum kuvvet iletim katsayısı ve tahrikli tekerlekler üzerindeki yol normalindeki kuvvettir. Bu iki değerden küçük olanı maksimum tekerlek çevre kuvvetini belirler.

Tekerlek zemin ilişkisiyle oluşturulabilecek maksimum çevre kuvvetini hesaplayabilmek için tahrikli tekerleklerde zemin normal kuvvetlerinin (W_{ark}) belirlenmesi gerekir.

Şekil 2.16'da ön tekerleklerin zeminle temas ettikleri nokta etrafında moment dengesi yazılırsa;

$$W_{ark} = \frac{W l_{aa} \cos\Theta + R_{ad} h_{ad} + h_w a W/g + W h_w}{l_{aa}} \quad (2.3)$$

elde edilir.

Θ Açısının küçük değerleri için $\cos \Theta$ terimi 1'e çok yakındır. Aerodinamik direnç kuvvetinin etkidiği yüksekliği de yaklaşık olarak ağırlık merkezinin yüksekliğine eşit kabul edersek;

$$W_{ark} = \frac{l_{on}}{l_{aa}} W + \frac{l_w}{l_{aa}} \left(R_a \frac{aW}{g} + W \sin\Theta \right) \quad (2.4.)$$

yukarıdaki eşitliği elde ederiz.

Motorun ürettiği tork moment değiştiricide ve son köprüde redükte edildikten sonra tekerleklerle iletilir. Tekereklerde üretilen toplam çevre kuvvetini veren ifade ivmelenme direncini de içerecek şekilde aşağıdaki gibidir:

$$F_c = \frac{T N_{md} N_{sk} \eta_{md} \eta_{sk}}{r} - \left((I_m + I_{md}) N_{md}^2 N_{sk}^2 + I_{sk} N_{sk}^2 + I_l \right) \frac{a}{r^2} \quad (2.5)$$

Bu ifadede F_c tekerlek çevre kuvvetini, T motor torkunu, N_{md} moment değiştirici çevrim oranını, N_{sk} son köprü çevrim oranını, η_{md} moment değiştirici verimini, η_{sk} son köprü verimini, r tekerlek yarıçapını, I_m motor atalet momentini, I_{md} moment değiştirici atalet momentini, I_{sk} son köprü ve moment dağıtıcı atalet momentini, I_l tekerlek atalet momentini ifade etmektedir.

Taşıt hızını veren ifade ise aşağıdaki gibidir:

$$V = \frac{\omega_m r}{N_{md} N_{sk}} \quad (2.6)$$

Burada V taşıt hızını, ω_m motor açısal hızını belirtmektedir.

3. GÜÇ VE AKTARMA ORGANLARI SEÇİMİ

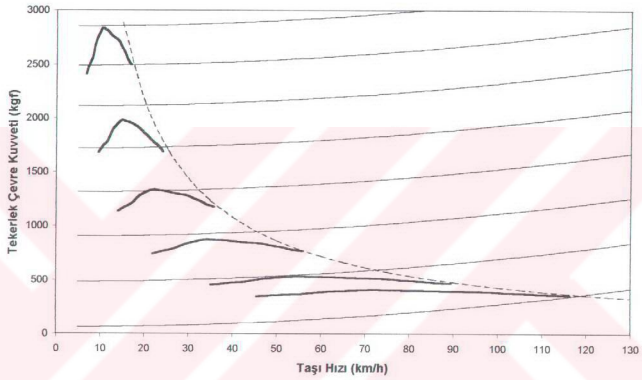
Şehir içinde rekabetli bir hatta taşımacılık yapan bir minibüsün ivmelenme talebi ön plana çıkarken, uzun yol otobüsünün maksimum hız talebi daha ön plana çıkacaktır. Damperli bir kamyonun aşırı yüklemelerde dik eğim tırmanma kabiliyeti talebi boşken düz yolda boş olarak seyrederkenki hız talebiyle çelişecektir. 23-27 Kişilik küçük otobüslerin kullanıldığı kasabalar arası 20-100 km'lik yolcu taşımacılığında güzergah üzerinde zaman kontrol noktaları bulunmaktadır. Bu hatlarda çalışan taşıtlar olabildiğince fazla yolcu toplamak için bu zaman sınırını sonuna kadar kullanırlar. Doğal olarak da olası gecikmelerde de kontrol noktasından zamanında geçebilmek için stok gücünün olmasını beklenir. Tüm ticari taşıt kullanıcılarının düşük yakıt sarfıyatı konusunda beklentileri ortaktır. Aynı güç ve aktarma organlarıyla hem Karadeniz bölgesinde dağlık yollardaki sürücünün beklentilerini, hem de Konya ovasındaki düz yollardaki bir sürücünün beklentilerini karşılamak gerekmektedir.

Sürekli dur kalk yapan, şehir içi taşımacılık yapılacak bir taşıtta düz yolda maksimum hızın son viteste motor maksimum hızında elde edilmesi sorun oluşturmazken şehirler arası seyahat edecek bir taşıtta bu tercih edilen bir durum değildir. Motor gücü sınırdan düşük olan şehir içi ticari taşıtta aktarma organları, hız performansından fedakarlık edilip ortalama hızlardaki ivmelenme performansı iyi olacak şekilde konfigüre edilirken şehirler arası ticari taşıtlarda azami hız mutlaka motorun maksimum tork, minimum yakıt sarfıyatı hızlarında çalıştırılmalıdır. Ülkemizde kaçınılmaz bir gerçek olan aşırı yüklemelerin de aktarma organları konfigürasyonunda mutlaka değerlendirmeye alınması gereklidir.

Güç ve aktarma organlarının tamamını kendisi geliştiren firmalar oldukça az sayıdadırlar. Büyük firmalar uzman firmalara kendi uygulamalarına özgün komponent geliştirebilmektedirler. Ancak imalat adetleri düşük olan firmalar hazır komponentler içerisinde seçim yapmak zorunda kalmaktadırlar.

Toplam seyir dirençlerini ve farklı motor hızlarında üretilen tekerlek çevre kuvvetlerini aynı koordinat sisteminde çizdiğimiz zaman taşıtın hıza bağlı olarak çıkabileceği eğimleri gösteren grafik ortaya çıkar (Şekil 3.1).

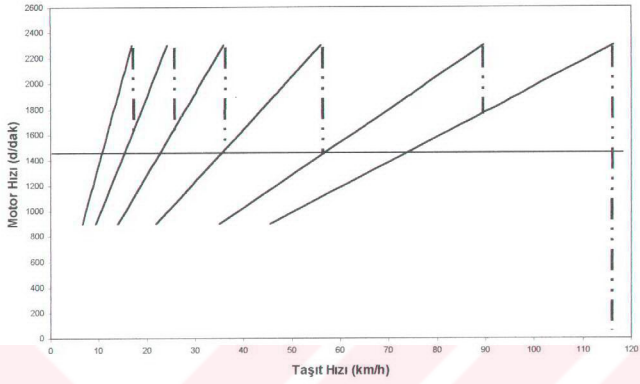
Tekerlek çevre kuvveti yol hızı eğrisi taşıt ön konfigürasyonunda en önemli araçlardan biridir. Burada taşıtın misyon profiline göre azami yokuş çıkma kapasitesi, azami hız, tüm sürüş koşullarında maksimum güç hiperbolüne yakınlık, rakamsal olarak gözükme de ivmelenme potansiyeli hakkında fikir edinilebilir.



Şekil 3.1. Tekerlek çevre kuvveti – yol hızı eğrileri

Taşıt hızı - motor hızı grafiği ise (Şekil 3.2), vites geçişlerindeki senkronizasyonu gösteren önemli bir ön konfigürasyon aracıdır.

Özellikle dikkat edilmesi gereken nokta; küçük vitesin maksimum hızında bir üst vitesine geçildiğinde, bu yol hızına karşı gelen motor hızının motor maksimum tork hızından düşük olmamasıdır.



Şekil 3.2. Motor Hızı – Yol Hızı Grafiği

4. TAŞIT KONSEPT KONFİGÜRASYON PROGRAMI

Bu çalışmalarda firmaların ellerinde ön değerlendirme/seçme yapabilmek için hazır doneler olarak;

- Motor yakıt sarfiyat ve tork eğrileri,
- Alternatif moment değiştiriciler çevirim oranları ve vites verimleri ,
- Alternatif diferansiyel oran ve verimleri
- Konsept taşıt boyutları ve tahmini kütle dağılımı,
- Alternatif pnömomatik tekerlek verileri vardır.

Bu çalışmada, ürün konsept belirleme sürecinde komponent seçimine yardımcı bir araç olarak güç ve aktarma organları değerlendirmesi yapan bir programın oluşturulması hedeflenmiştir.

Komponent bilgileri, farklı taşıt kombinasyonlarında kullanılabilmeleri için ayrı ayrı programlarla yazılıp komponent türlerine göre oluşturulmuş veri dizinlerine yerleştirilmiştir:

- Motor verileri; *.mot uzantısı ile “motor” dizinine
- Taşıt verileri; *.tas uzantısı ile “taşıt” dizinine
- Yol verileri; *.yol uzantısı ile “yol” dizinine
- Sürücü verileri: *.sur uzantısı ile “sürücü” dizinine kaydedilmektedir.

Veri girişi yapan ve değerlendirmeleri yapan programlar ise “kaynak programlar” dizinine kaydedilmiştir.

Değerlendirme iki aşamada yapılmaktadır;

Birinci aşamada konsept taşıt konfigürasyonunun ;

- Yol hızı-motor hızı eğrileri
- Cer kuvveti , Toplam direnç (Eğimi parametre olarak alarak) –yol hızı eğrileri
- Her bir vites için azami hız ve meyil tablosu hazırlanmaktadır.

Birinci aşamada uygunsuzluğu açık olan kombinasyonlar elimine edildikten sonra, ikinci aşamada farklı yol ve sürücü tipleriyle konsept taşıtın;

- Hız,eğim-zaman eğrileri,
- Toplam vites geçişleri,
- Yakıt sarfiyatı,
- 0-60 km/saat hızlanma süresi,
- Ortalama hızı

belirlenip optimum kombinasyon oluşturulmaktadır.

Bu çalışmanın amacı tam olarak taşıt performansını belirlemekten ziyade alternatifleri birbiriyle karşılaştırıp, en uygun konsepti belirlemektir. Çıktıların hassasiyetini belirlemek için konsept bir taşıtın dataları denenmiştir.

Çalışmada kuru asfalt zemin kabulü yapılmış ve zemin-tekerlek bağlantısının her zaman gerekli tahrik kuvvetini iletebileceği varsayılmıştır.

Taşıtın tek akstan tahrikli olduğu varsayılmıştır.

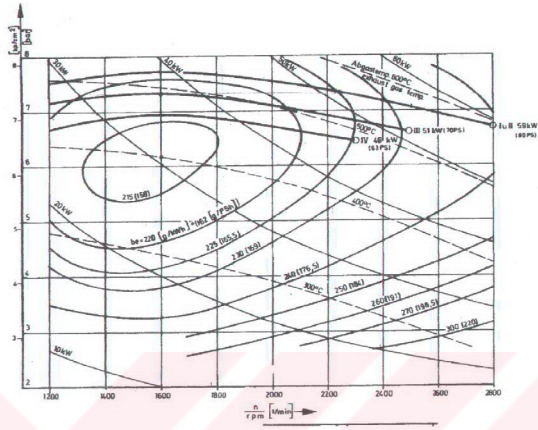
4.1 Komponent ve Taşıt Bilgilerinin Yüklenmesi

4.1.1 Motor Bilgilerinin Yüklenmesi

Motor bilgileri tork,yakıt sarfiyat-motor hızı eğrilerinden çok sayıda nokta girilmesi suretiyle yüklenmektedir. Bilgi girişi yapılırken aynı devir için düşük torktan yukarı doğru bilgi girilmeli ve her devirin bilgileri girildikten sonra bir yüksek devire geçilmelidir.

Motor bilgileri TASAP çerçevesinde oluşturulan komponent ve taşıt bilgilerinin düzenli sistemle dosyalaması amacıyla motor dizinine otomatik olarak kaydedilmektedir. Bu sistem, alternatif motor verilerine ardışık kullanımlarda fazla efor sarf etmeksizin ulaşılabilesini mümkün kılar.

Motor yalıt sarfiyat eğrileri sisteme yüklenirken kaynak bilgilerin alternatör, klima gibi soğutma fanı gibi güç çeken ilave donanımların dahil edilmediği unutulmamalıdır. Bu donanımların taşıt performansına etkisi ileride anlatılacak olan taşıt verilerini yükleyen programda dahil edilecektir.



Şekil 4.1. Motor özgül yakıt sarfiyat eğrileri

Aşağıda motor bilgilerini yüklemek için yazılan program gösterilmektedir;

TASAP

Tanımlamalar

Motor

Şanzıman

Diferansiyel

Tekerlek

Analizler

Kodu: OTOBUS

Adı: Otoyol Otobus

Alaet Momenti: 1

Azami Güç: 118

Yakıt: Motorin

Sarfiyat Tablosu

Devir	Tork	Sarfiyat
900	490	
1000	508	
1100	522	
1200	550	
1300	565	
1400	577	
1500	574	
1600	570	
1700	563	

Şekil 4.2. Motor bilgileri giriş ekranı

4.1.2 Komponent Bilgilerinin Yükleme

Komponent bilgileri aşağıdaki iki ekrandan yüklenirler.

TASAP

Tanımlanalar

Kodu: **DIFF01**

Adı: **Otobus Diferansiyel**

Atalet Momenti: **1**

Oranı: **3,583**

Verimi: **0,97**

TASAP

Tanımlanalar

Kodu: **SAN201**

Adı: **Otobus Şanzımanı**

Vitesler

Vites	Oran	Verim	AMomentü
1	5,3	0,97	1
2	3,7	0,97	1
3	2,5	0,97	1
4	1,6	0,99	1
5	1	0,97	1

Şekil 4.3. Moment değiştirici ve moment dağıtıcı bilgi giriş ekranları

4.1.3 Taşıt Bilgilerinin Yükleme

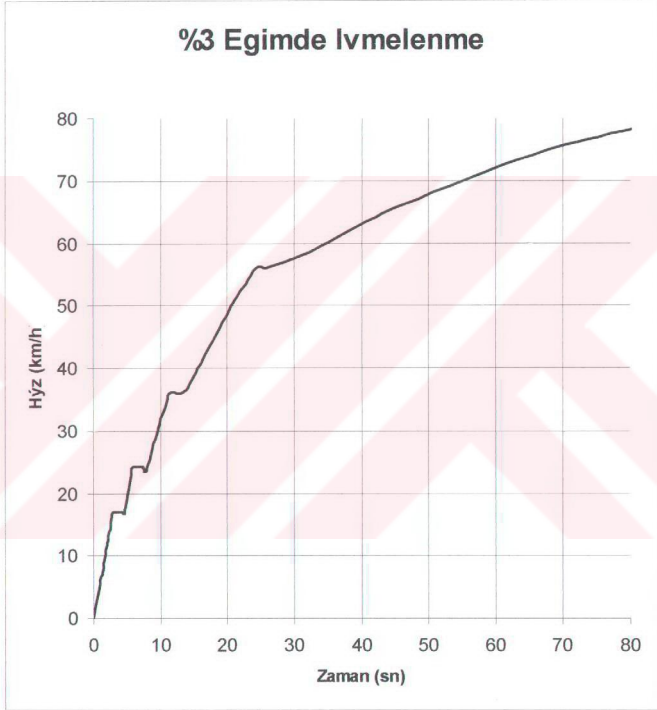
Taşıt bilgileri hazırlanan pencereden aşağıdaki unsurları kapsayacak şekilde yüklenir:

- Tahmini kütle,
- Tahmini aerodinamik direnç katsayısı
- Ön projeksiyon alanı
- Tekerlek statik ve dinamik yarıçapları ve atalet momenti
- Moment değiştirici oranları, verimleri ve atalet momentleri
- Şaft sistemi atalet momenti
- Moment dağıtıcı verim atalet momenti ve oranları
- Klima güç talebi olarak sisteme yüklenir.

Şekil 4.4. Taşıt bilgileri giriş ekranı

4.2 Program Çıktıları

Tasap tekerlek çevre hızı – yol hızı grafiklerini, motor hızı-yol hızı grafiklerini, sabit eğimli yolda ivmelenme grafiklerini ve belirli bir parkurda zamana bağlı hareket grafiklerini çıkarır



Şekil 4.5.. %3 Eğimde izmelenme grafiği

5. UYGULAMA

Bu çalışmada taşıt üreticisi yerli firma terimiyle; taşıt tasarım faaliyetleri yürüten, patentli üretim yapıyor olsa bile, farklı güç paketi ve aktarma organları konfigüre edebilme özerkliğine sahip firmalar kastedilmiştir.

Taşıt üreticisi firmalar gerek yeni model geliştirirken gerekse farklı uygulamalar için türev geliştirirken sık sık güç paketi ve aktarma organları değerlendirmesi yapmaktadırlar.



Sekil 5.1. Özgün yerli kamyon “BMC Profesyonel”

Sürekli ağırlaştırılan emisyon regülasyonları dünya çapında motor üreticisi firmaları bile ağır geliştirme masraflarından dolayı iş birliğine zorluyorken sınırlı bir pazara sınırlı adetlerle üretim yapan yerli firmalarımızın hazır motor kullanmaları kaçınılmazdır. BMC’nin Levend serisi için geliştirdiği Arasoğutmalı Turbo motorun haricinde ülkemiz firmalarına ait bir motor yoktur.

Moment değiştirici teknolojisi giderek daha gelişmiş ve ticari taşıt momoent değiştirici sektöründe dev firmalar oluşmuştur (Eaton, ZF v.s.). Avrupa ticari taşıt sektöründe çok büyük pazar payına sahip firmalar (Örn: MAN, Daimler- Chrysler) dahi moment değiştiricilerini bu ihtisas firmalarından tedarik etmektedirler. Bir iki istisna dışında ülkemizde de durum böyledir. BMC hafif ticari taşıtları ve Otoyol 14 ton altı taşıtlarda özgün hız değiştiriciler kullanılmakta, bunun dışındakiler ihtisas firmalarından tedarik edilmektedirler. Üretim adetleri taşıt üretici firmalara ,zorunlu

olmadıkça, sunulan çevirim oranlarından sapma olanağını tanımamakta ve seçimleri mevcut moment değiştirici konfigürasyonları içinden yapmaya zorlamaktadır.

Hız değiştiricilerde de durum farklı değildir ve bunlar da ihtisas firmalarından tedarik edilirler.

Moment dağıtıcılar konusunda taşıt üretici firmalar gerekli esnekliğe sahiptir ve istenen çevirim oranıyla moment dağıtıcı tedarik edebilmektedirler.

Türkiye’de 2001 yılı itibariyle ticari taşıt üreten firmalar;

- Anadolu Otomotiv Sanayi A.Ş. (Isuzu)
- BMC Sanayi A.Ş. (BMC)
- Chrysler Kamyon Sanayi A.Ş. (Desoto, Dodge, Fargo, Hino)
- Ford Otosan A.Ş. (Ford)
- Karsan A.Ş. (Peugeot, Fiat)
- MAN A.Ş. (Man)
- Mercedes Benz Türk A.Ş. (Mercedes Benz)
- Otokar Otobüs Karoseri Sanayi A.Ş. (Otokar)
- Otoyol Sanayi A.Ş. (Otoyol,Iveco)
- Tofaş. A.Ş. (Fiat)
- Temsa A.Ş. (Temsal, Misubishi)’dır.

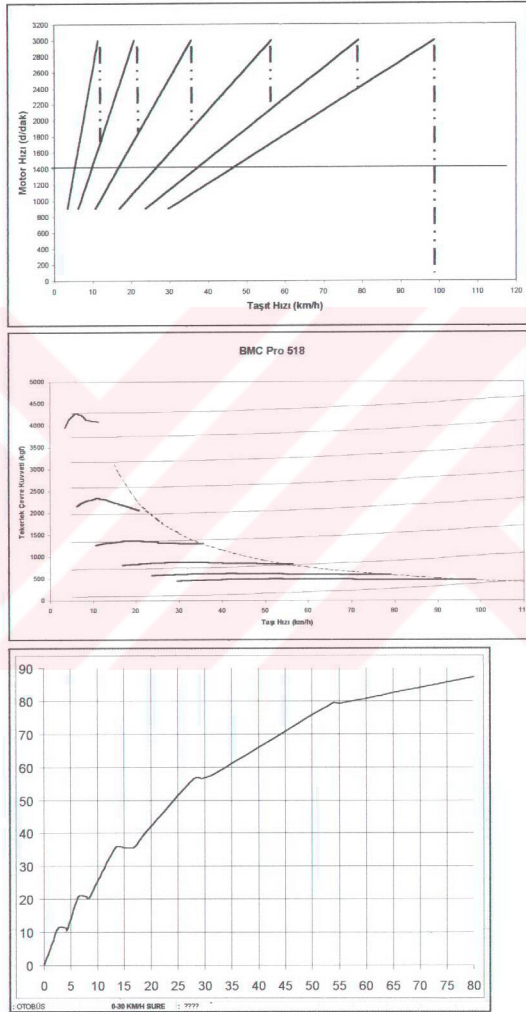
5.1 BMC Pro 518 İçim Program Çıktıları

Aşağıda BMC Pro 518 için program çıktıları sıralanmıştır.

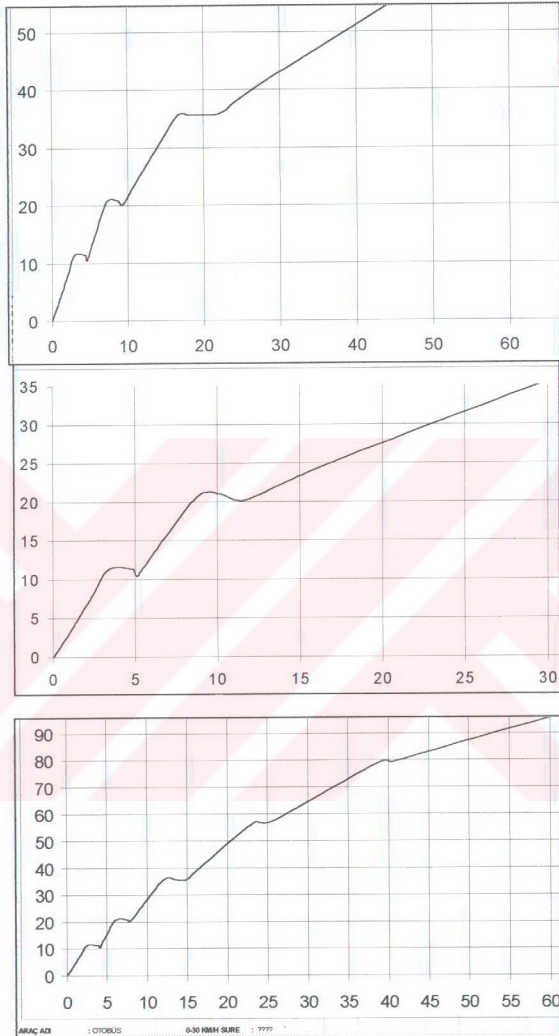
Motor:	: Nissan FD46 TA
Azami güç	: 125 KW (3000 d/dak)
Azami tork	: 451 (1600 d/dak)
Moment değiştirici	: ZF S6-36/2 (6.93:1, 3.79:1, 2.22:1, 1.4:1, 1.0:1, 0.8:1)
Moment dağıtıcı	: Rockwell 125E (5.29:1)
Tekerlekler	: 245/70 R 15C

Azami ağırlık

: 12700kgf



Şekil 5.2. BMC Pro 518 tekerlek çevre kuvveti –taşıtl hızı, motor hızı –taşıtl hızı eğrileri düz yolda ivmelenme grafiği



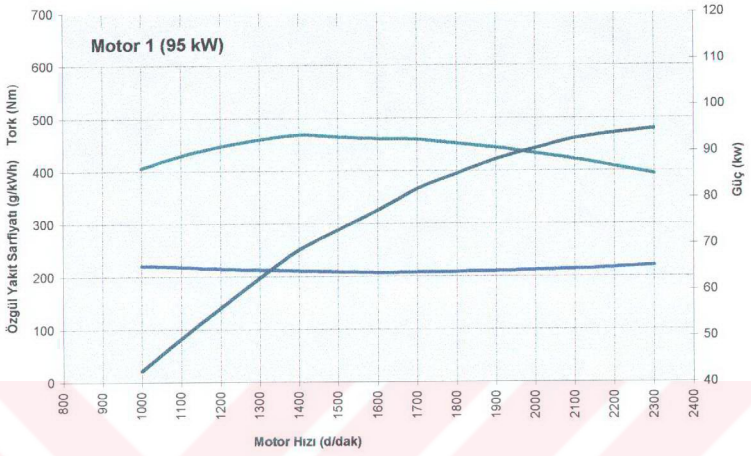
Şekil 5.3. BMC Pro 518 %3 ,%7 ve %2 eğimlerde ivmelenme grafikleri

5.2. Yeni Geliştirilmekte Olan İki Taşıt İçin Güç ve Aktarma Organları Seçimi

Bu bölümde yerli bir üreticinin iki farklı tipte küçük otobüs üreteceği varsayılmış ve alternatif güç ve aktarma organları arasından en uygun seçimin yapılması hedeflenmiştir. Bu iki taşıt iki farklı çalışma şekli için düşünülmektedir. Birinci taşıtın en fazla 50km'lik hatlarda ortalama kilometrede 1 kez durup hareket ederek taşımacılık yapması beklenirken, ikini taşıtın 50 ila 200 km'lik hatlarda fazla duraklama yapmaksızın 60 ila 100 km/saat hızlar arası taşımacılık yapması beklenmektedir. Birinci taşıt sürekli dur – kalk yapacağından ivmelenme performansı oldukça önemlidir. İkinci taşıtta ise azami hız ve yakıt sarfiyatının düşüklüğü önemlidir. Söz konusu olan taşıtların bilgileri ve değerlendirmeye alınacak güç ve aktarma organları alternatifleri aşağıda sıralanmışlardır:

TAŞIT 1		Taşıt yüklü kütlesi : 6800 kg Taşıt ön projeksiyon alanı : 7,12 m ² Aerodinamik direnç katsayısı: 0,7
TAŞIT		Taşıt yüklü kütlesi : 8000 kg Taşıt ön projeksiyon alanı : 6,57 m ² Aerodinamik direnç katsayısı: 0,7

Şekil 5.4. Varsayılan taşıt bilgileri



Şekil 5.5 Birinci motor alternatifi



Şekil 5.6 İkinci motor alternatifi

Firmanın bu proje kapsamında değerlendirmeye alacağı şanzımanlar ise aşağıdaki tabloda belirtilmişlerdir:

Tablo 5.1 Moment değıştirci alternatifleri

Tip	1. Vites	2. Vites	3. Vites	4. Vites	5. Vites	6. Vites
FS 4106 A	9,03	5,25	3,12	2,00	1,38	1,00
FS 4106 B	7,54	4,39	2,80	1,87	1,30	1,00
FSO 4106 B	6,08	3,53	2,09	1,35	1,00	0,79
FS4305 O	5,08	2,83	1,66	1,00	0,67	
FS 2305 B	5,82	3,32	2,14	1,41	1,00	

Bu moment değıştircilerden FS 2305 B dışındaki tüm alternatifler 8000kg'a kadar kütelli taşıtlarda kullanılabilmektedirler. Bu yüzden FS2305B ikinci taşıtın değerdendirilmesinde göz önüne alınmamıştır.

Firmanın elinde bulunan alternatif moment dağıtıcıların son köprü oranları 5,375:1 – 4,778:1 – 4,100:1 – 3,583:1 – 3,077:1 olup tekerlek alternatifleri de “215/75 R17.5” – “8.5 R 17.5” – “7.50-16”dır.

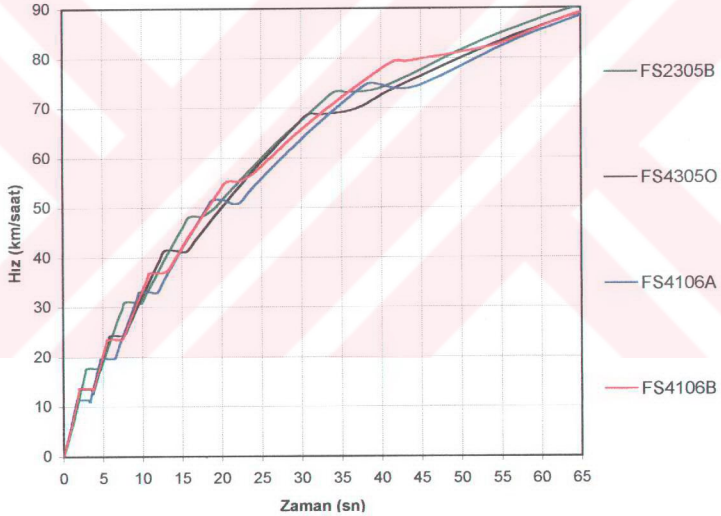
Yukarıda tanımlanan bu bilgiler ışığında her iki taşıt için de en uygun güç ve aktarma organları konfigürasyonunu belirleyebilmek için mümkün olan tüm eşelemeler yapılmış; tahrik kuvveti - tekerlek çevre kuvveti eğrileri, yol hızı – motor hızı eğrileri, 80 km/saat'e ivmelenme eğrileri çizilmiş ve sonuçlar değerdendirilmiştir.

Tablo 5.2 Taşıt 1 motor 2 alternatifler

Taşıt 1 Motor 2 Alternatifler

Moment Değiştirici	Son Köprü	Tekerlek	1. Vites Hız Eğim	2. Vites Hız Eğim	3. Vites Hız Eğim	4. Vites Hız Eğim	5. Vites Hız Eğim	6. Vites Hız Eğim
FS2305B	3,583	7.50-16	17km/saat %28 - %24	31km/saat %16 - %13	48km/saat %9 - %8	73km/saat %6 - %4	108km/saat %3 - %0	-----
FS4305O	5,375	7.50-16	13km/saat %40 - %33	24km/saat %21 - %17	42km/saat %12 - %9	68km/saat %7 - %4	103km/saat %3 - %0	-----
FS4106A	3,583	7.50-16	12km/saat %46 - %40	20km/saat %26 - %21	33km/saat %14 - %12	52km/saat %8 - %7	75km/saat %6 - %3	103km/saat %3 - %0
FS4106B	3,583	7.50-16	14km/saat %38 - %33	23km/saat %21 - %17	37km/saat %13 - %11	55km/saat %8 - %6	80km/saat %5 - %3	103km/saat %3 - %0
REFERANS	4,778	7.50-16	15km/saat %43 - %37	23km/saat %23 - %19	36km/saat %14 - %12	56km/saat %8 - %6	84km/saat %5 - %3	107km/saat %3 - %0

0-80 km/saat İvmelenme Grafiği



Şekil 5.7. Taşıt 1 için düz yolda ivmelenme grafikleri

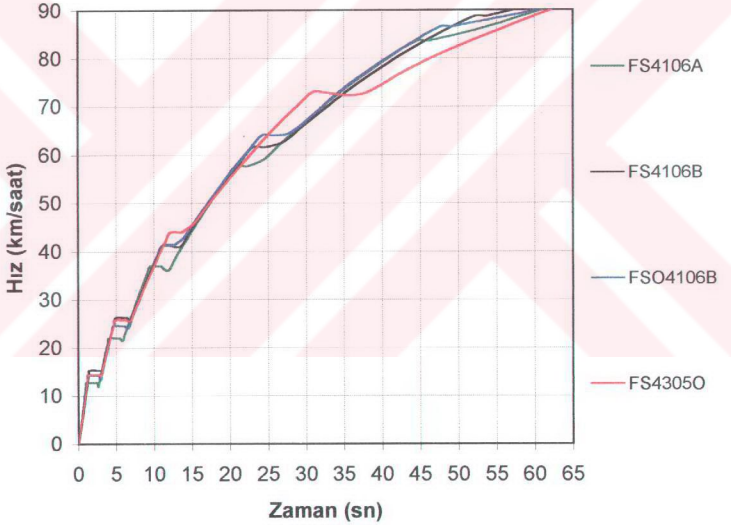
Düz yolda ivmelenme grafiği göz önüne alındığında FS2305B moment değiştiricisi ile olan konfigürasyon en uygunu gözükse de; hem düz yolda ivmelenmede makul performans gösteren hem de yokuşlarda makul performans gösteren FS4106B'li konfigürasyon en cazibidir.

Tablo 5.3 Taşıt 2 motor 1 alternatifler

Taşıt 2 Motor 1 Alternatifler

Moment Değiştirici	Son Köprü	Tekerlek	1. Vites Hız Eğim	2. Vites Hız Eğim	3. Vites Hız Eğim	4. Vites Hız Eğim	5. Vites Hız Eğim	6. Vites Hız Eğim
FS4106A	3,077	215/75R17.5	12km/saat %45 - %37	21km/saat %25 - %20	35km/saat %15 - %12	54km/saat %9 - %7	79km/saat %5 - %2	109km/saat %2 - %0
FS4106B	3,077	215/75R17.5	15km/saat %40 - %30	25km/saat %22 - %17	39km/saat %13 - %10	58km/saat %8 - %7	84km/saat %5 - %2	109km/saat %2 - %0
FSO4106B	4,1	8.5R17.5	14km/saat %42 - %32	24km/saat %22 - %17	41km/saat %12 - %9	63km/saat %7 - %5	85km/saat %5 - %2	108km/saat %2 - %0
FSO4305O	4,778	8.5R17.5	15km/saat %40 - %30	26km/saat %20 - %17	44km/saat %12 - %8	73km/saat %7 - %3	109km/saat %3 - %0	----- -----
REFERANS	4,778	7.50-16	15km/saat %43 - %37	23km/saat %23 - %19	36km/saat %14 - %12	56km/saat %8 - %6	84km/saat %5 - %3	107km/saat %3 - %0

0-80 km/saat İvmelenme Grafiği



Şekil 5.8. Taşıt 2 düz yolda ivmelenme grafiği

Düz yolda ivmelenmede en iyi alternatif FS 4305O olarak gözükse bile yokuş çıkma performansı ve yüksek hızlardaki ivmelenme göz önüne alındığında en cazip konfigürasyon FSO4305B' moment değiştiricisini kullanan olarak gözükmetedir.

6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

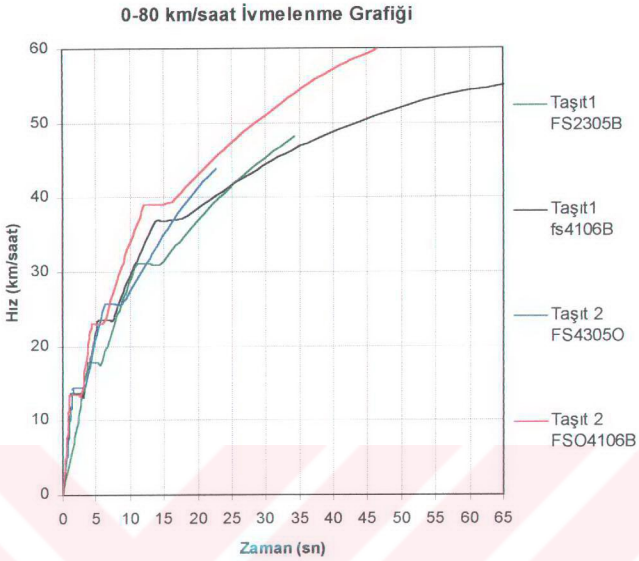
Bu çalışmada ortaya konulan Tasap ön konfigürasyon programı ile mevcut taşıtlar incelenmiş ve çeşitli yol durumlarında performansları değerlendirilmiştir. Program Otokar'ın ürettiği ve geliştirmekte olduğu iki taşıtın test sonuçları ile mukayese edilmiş ve belirli bir korolasyon görülmüştür.

Giriş bölümünde de belirtildiği üzere bu çalışmada amaç mutlak bir simülasyon değildir. Yalnızca bir taşıt geliştirme projesinde güç ve aktarma organları ile ilgili ön tahminleri ve alternatif eşleşmeleri kıyaslamada yardımcı bir enstrüman geliştirme amaçlıdır.

Tasap, konvansiyonel yöntemlerle yapılan hesap ve grafik çalışmalarda zaman kaybını ortadan kaldıracaktır. Komponent bilgilerinin tekrar kullanılabilir bir dosya sistemi içerisinde bulunmasını da kullanıcı için ayrı bir avantaj olarak değerlendirilmektedir.

Bölüm 5.2 de yapılan çalışmada beş kademeli moment değiştiricili konfigürasyonlar altı kademeli moment değiştiricili konfigürasyonlara göre daha iyi düz yol ivmelenme performansları sağlıyorlardı. Ancak ülkemizde azami karayolu eğiminin %12 olduğu kabul edilip bu eğimdeki beş ve altı kademeli moment değiştiricili konfigürasyonlar mukayese edildiğinde düşük hızlardaki kademe çokluğundan dolayı altı kademeli değiştiricinin daha üstün olduğu görülür.

Uzun mesafeli % 12 eğimli yol parçaları pek sık rastlanır değildir. Ancak % 6 eğim küçük yolcu taşıtları parkurlarında az rastlanmayan bir eğimdir. Şekil 6.1'de bir ve iki numaralı taşıtlar için uygun görülen beş ve altı kademeli moment değiştiricilerle %6 eğimde ivmelenme grafikleri çizilmiştir.



Şekil 6.1. %6 Eğim için alternatif konfigürasyonların ivmelenme performansları

Buradan da görülmektedir ki taşıtın ivmelenme performansı yalnızca düz yol göz önüne alınarak değil, taşıtın misyonuna göre farklı eğimlerde ivmelenme kapasitesi de göz önüne alınarak değerlendirilmelidir.

Bu çalışma sonucunda Bölüm 5.2’de değerlendirilen birinci taşıt için FS4106B moment değiştiricisi, 3,583 son köprü oranlı moment dağıtıcı ve 7.50-16 tekerlekli konfigürasyon en uygun bulunmuştur.

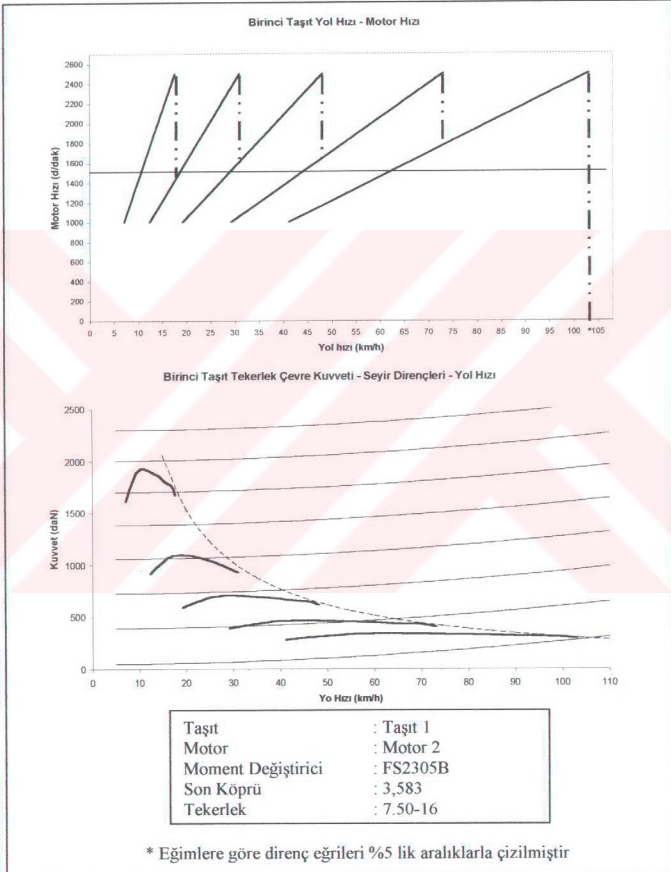
KAYNAKLAR

- Wong, J. Y.** , 1993. Theory of ground vehicles. John Wiley & Sons, Inc.
- Gillespie, T. D.** , 1992. Fundamentals of vehicle dynamics. Society of Automotive Engineers Inc.
- Xia, H** , 1999. Vehicle acceleration performance correction for ambient conditions, Int. J. Vehicle Design, Vol. 21, Nos 4/5 (Special Issue), pp. 481-490.
- Eriksson, A and Jacobson, B** , 1999. Modular modelling and simulation tool for evaluation of powertrain performance, Int. J. Vehicle Design, Vol. 21, Nos 2/3, pp. 175-189.
- Hong, C. W.** , 1995. An automotive dynamic performance simulator for vehicular powertrain system design, Int. J. Vehicle Design, Vol. 16, Nos 2/3, pp. 264-281.
- Yamada, K. Hashiguchi, M. And Ito, M.** , 1991. Traction control system-simulation analysis of the control system, Int. J. Vehicle Design, Vol. 12, No 1, pp. 89-96.
- Nagata, M. and Kuriyama, H.** , 1983. Development and application of a driving simulator for training, Int. J. Vehicle Design, Vol. 4, No 1, pp. 23-35.

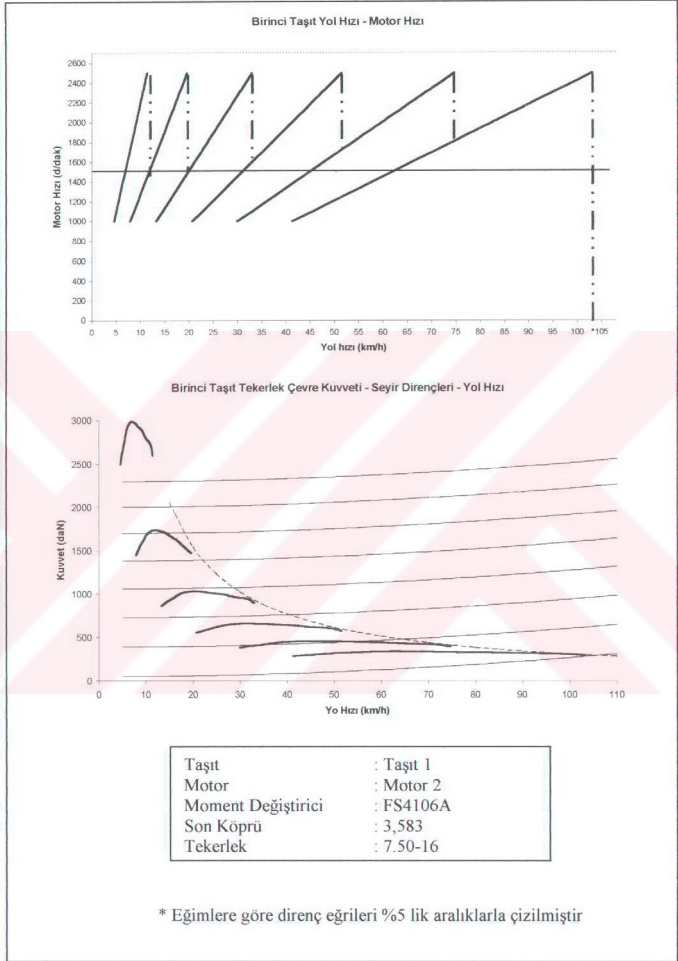
ABD Enerji Bakanlığı İnternet Sitesi

www.trucks.doc.gov/research/systems/index.html

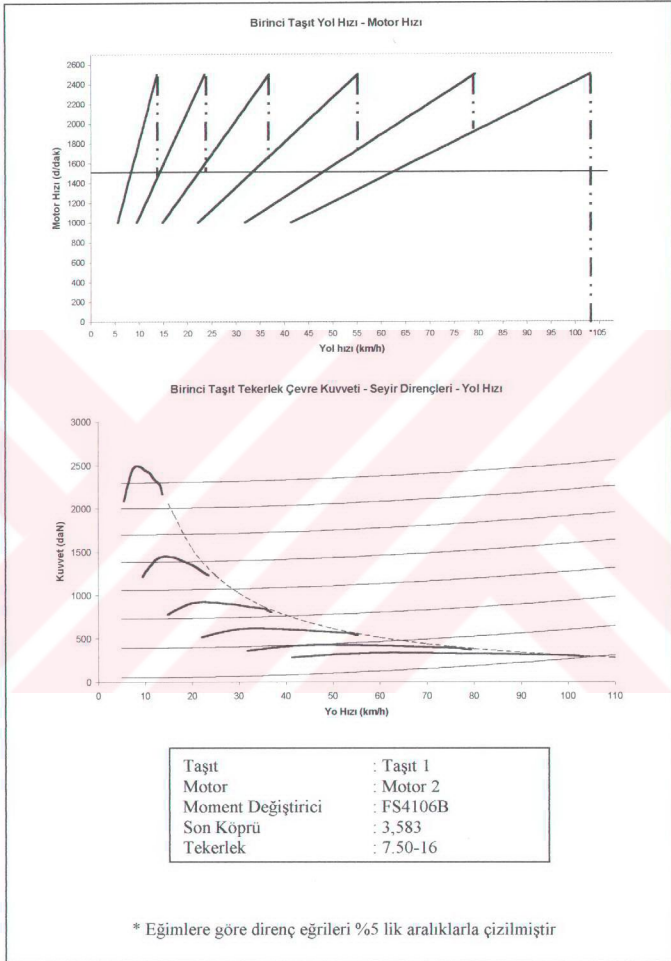
EK A. BİRİNCİ VE İKİNCİ TAŞITLAR İÇİN ÖRNEK GRAFİKLER



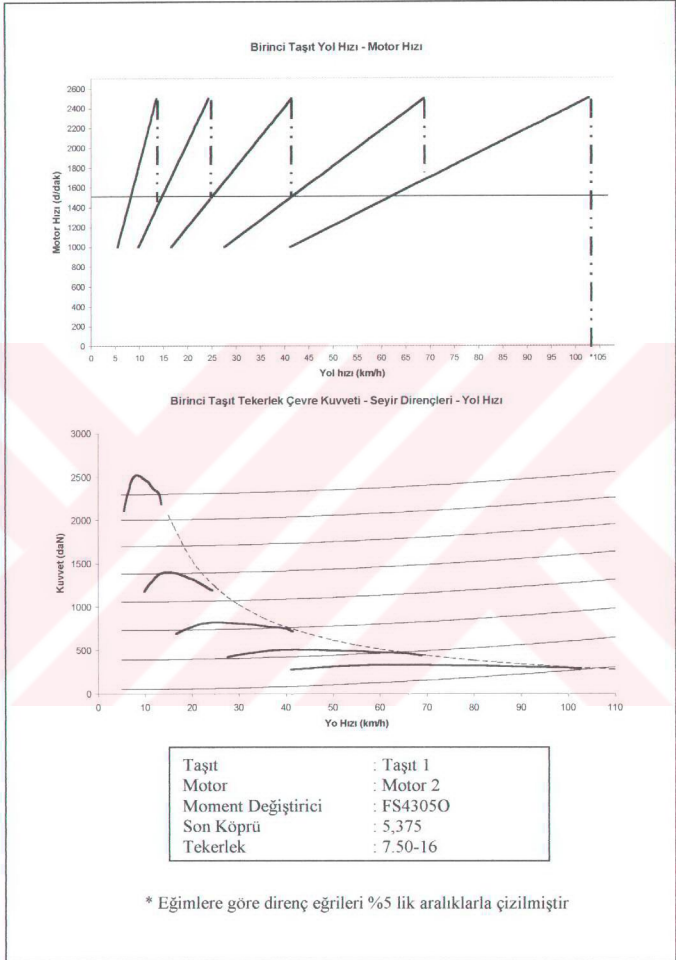
Şekil A.1. Taşıt1 FS2305B 7.50-16



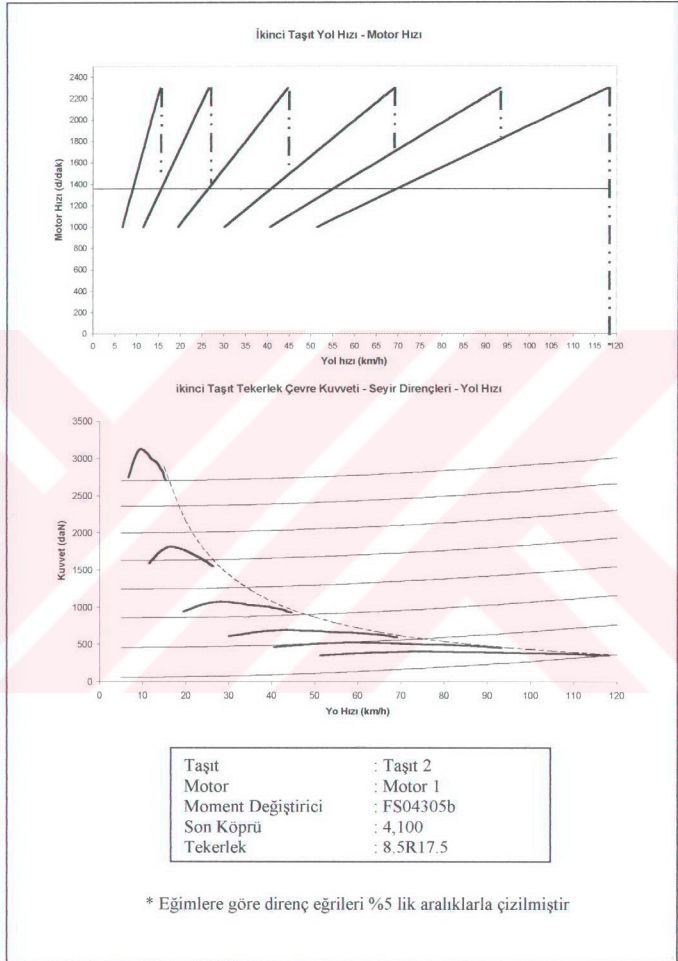
Şekil A.2. Taşıt1 FS4106A 7.50-16



Şekil A.3. Taşıt1 FS4106B 7.50-16



Şekil A.4. Taşıt1 FS43050 7.50-16



Şekil A.5. Taşıt2 FS04306B 8.5R17.5

ÖZGEÇMİŞ

1969 Yılında İstanbul’da doğan Zafer Çetinkaya, Maltepe Askeri Lisesi ve Kırklareli Atatürk Lisesi’nde orta öğrenimini tamamladıktan sonra 1992 yılında İTÜ Makina Fakültesi’nden mezun olmuştur.

Turkish Defense Industries Inc ve Genoto İmalat ve Sanayi AŞ’de proje ve özel projeler mühendisi olarak çalışmıştır. Halen Otokar AŞ’de proje mühendisi olarak çalışmaktadır.

Zafer Çetinkaya, Genoto İmalat ve Sanayi AŞ’de seri imalata geçirilmeyen Genoto 580 ve Genoto 680 hafif kamyon projelerinde çalışmış, Scania 6X2 ağır kamyonlar için 4 yaylı bugi asılış sistemi tasarlamıştır. Otokar AŞ’de Cobra hafif zırhlı taşıt ailesi geliştirme , Amfibik Cobra geliştirme, M2000 minibüs geliştirme projelerinde görev almıştır.

Dr. Tamer Çetinkaya
PROJE MÜHENDİSİ