

75218

**TAŞITLARDA MOTOR FREN MOMENTİ KARAKTERİSTİĞİNİN
DENEYSEL OLARAK BULUNMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Cengiz İRFANOĞLU

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 19 Ocak 1998

Tezin Savunulduğu Tarih : 10 Şubat 1998

Tez Danışmanı 11.03.98 : Prof. Dr. Ali G. GÖKTAN

Diğer Jüri Üyeleri 11.03.98 : Prof. Dr. İ. Murat EREKE

11.03.98 Doç. Dr. Turgut ÖZAKTAŞ

ŞUBAT 1998

ÖNSÖZ

Günümüz taşıtları yaygın olarak içten yanmalı motorlar tarafından tahrik edilmektedirler. Esas görevi taşıtı durduğu yerden kaldırıp, gücü ölçüsünde hızlandırıp, sürücünün talep ettiği hızı korumak olan içten yanmalı motor ve aktarma organlarının ikinci bir görevi de taşıtı durdurmak için kullanılan servis frenine, taşıt seyir halinde iken ayağın gaz pedalı üzerinden kaldırılması sonucu oluşan motor kompresyonunun sağladığı fren momenti ölçüsünde yardımcı olmaktır.

Bu çalışmada genel olarak bir taşıtın seyri sırasında karşı karşıya kaldığı seyir dirençlerinden bahsedilecek ve her seyir durumunda tekerleklerdeki çeki ya da fren kuvveti gereksiniminin arza olan eşitliğinden faydalanılarak motor kompresyonunun sağladığı frenleme momentinin deneysel olarak bulunması anlatılacaktır.

Bana bu konuda çalışma imkanı veren ve değerli yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım Prof. Dr. Ali G. Göktan'a, pek çok konudaki ortak gayretlerinden dolayı Otomotiv Anabilim Dalı araştırma görevlilerinden Mak. Yük. Müh. Orhan Atabay'a ve yazılan bilgisayar programları esnasında bilgilerinden faydalandığım Mak. Müh. Kürşat Güler'e teşekkür ederim.

Ocak 1998

Cengiz İrfanoğlu

İÇİNDEKİLER

SEMBOL LİSTESİ.....	v
ŞEKİL LİSTESİ.....	viii
TABLO LİSTESİ.....	x
ÖZET.....	xi
SUMMARY.....	xii
BÖLÜM 1 GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2 SEYİR DİRENÇLERİ,TEKERLEKLERDEKİ MOMENT GEREKSİNİMİ, MOMENT ARZI.....	2
2.1 Seyir Dirençleri.....	2
2.1.1 Tekerlek Direnci.....	2
2.1.2 Hava Direnci.....	3
2.1.3 Yokuş Direnci.....	4
2.1.4 İvme Direnci.....	4
2.2 Toplam Direnç, Tekerleklerdeki Moment Gereksinimi.....	7
2.3 Güç Kaynağı Olarak İçten Yanmalı Motor, Karakteristik Dönüştürücü ve Moment Arzı.....	10
2.3.1 İçten Yanmalı Motor.....	11
2.3.2 Karakteristik Dönüştürücü.....	13
2.3.2.1 Hız Dönüştürücüler.....	14
2.3.2.2 Moment Dönüştürücüler.....	14
2.3.3 İçten Yanmalı Motorların Arz Karakteristiklerinin Dönüştürülmesi.....	15
2.4 Seyir Durumları.....	16
2.5 Moment ve Güç iletiminde Verim ve Çevrim oranı.....	17
BÖLÜM 3 VERİLMİŞ BİR TAŞIT SEYİRİNİN İNCELENMESİ...20	
3.1 Taşıt Özellikleri, Seyir Kayıt Donanımı.....	20
3.2 Verilerle İlgili Ön Çalışma.....	23
3.3 Verilerin Geliştirilmesi.....	25
3.4 Seyir İstatistikleri.....	28
3.4.1 Seyir Hızı ve Seyir İvmesi Sıklık Dağılımları.....	28
3.4.2 Vites Kullanım İstatistikleri	30
3.4.3 Hız ve İvme Verilerinin Beraber İncelenmesi.....	31

3.4.4 Hız ve Vites Konumu Verilerinin Beraber İncelenmesi.....	34
3.5 Tekerleklerdeki Moment Gereksinimi ve Motor Momentinin Eldesi Problemi.....	39
3.5.1 Seyir Dirençlerinin Hesaplanması.....	39
3.5.1.1 Tekerlek Direnci.....	40
3.5.1.2 Hava Direnci.....	41
3.5.1.3 Yokuş Direnci.....	41
3.5.1.4 İvme Direnci.....	41
3.5.2 Tekerleklerdeki Çeki ya da Fren Kuvveti Gereksinimi..	42
3.5.3 Motor Momentinin Eldesi	45
BÖLÜM 4 DENEYLER.....	47
4.1 Giriş.....	47
4.2 Deneyin Amacı.....	48
4.3 Deneyin Kapsamı.....	48
4.3.1 Deneyde kullanılan Taşıt ve Özellikleri.....	48
4.3.2 Deneyin Gerçekleştirildiği Yer.....	49
4.3.3 Seyir Kayıt Donanımı ve Ölçülen Büyüklükler.....	50
4.3.4 Deneyin Yapılışı.....	51
4.4 Sonuçlar	53
4.5 Sonuçların Tartışılması.....	65
SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	68
KAYNAKLAR.....	72
EKLER.....	73
ÖZGEÇMİŞ.....	86

SEMBOL LİSTESİ

<u>Sembol</u>	<u>Birim</u>	<u>Anlam</u>
$\ddot{x}$	m/s^2	Taşıtın seyir yönündeki ivmesi
$\dot{\theta}$	rad/s	Açısal hız
$\ddot{\theta}$	rad/s^2	Açısal ivme
ρ	kg/m^3	Hava yoğunluğu
λ	-	Dönen kütlelerin taşıtın ivme direncine etkisini gösteren atalet faktörü (Dönen kütleler faktörü)
θ	rad	Açısal yer değiştirme
ω	rad/s	Açısal hız
η_K	-	Aktarma organlarının (Karakteristik dönüştürücünün) toplam verimi
τ_L	rad	Havanın taşıta hücum açısı
η_M	-	Motor verimi
A	m^2	Taşıtın seyir yönüne dik projeksiyon alanı
c_w	-	Hava direnci katsayısı c_x ($\tau_L=0$ 'da)
c_x	-	Hava direnci katsayısı
F_B	N	İvme direnci
F_L	N	Hava direnci
F_R	N	Yuvarlanma direnci
f_R	-	Yuvarlanma direnci katsayısı
F_{St}	N	Yokuş direnci
G	N	Taşıt ağırlığı

<u>Sembol</u>	<u>Birim</u>	<u>Anlam</u>
g	m/s^2	Yerçekimi ivmesi
i_D	-	Aks dişli grubundaki sabit indirgeme grubu için çevrim oranı
i_K	-	Karakteristik dönüştürücü için toplam çevrim oranı
$i_{ş,i}$	-	Kademeli moment değiştirici (şanzuman) çevrim oranları
J_D	kgm^2	Diferansiyel giriş devriyle dönen elemanların toplam atalet momenti
J_M	kgm^2	Motor devriyle dönen elemanların toplam atalet momenti
J_T	kgm^2	Tekerlek devriyle dönen elemanların toplam atalet momenti
m	kg	Taşıt kütlesi
M_M	Nm	Motor momenti
M_T	Nm	Tekerlek momenti
n_M	devir/dak	Motor devir sayısı
n_T	devir/dak	Tekerlek devir sayısı
p	-	Yokuş
P_M	kW	Motor gücü
P_T	kW	Tekerlek gücü
r	m	Statik tekerlek yarıçapı
R	m	Kayan tekerlek için tanımlanmış dinamik yarıçap
t	s	Zaman
T	s	Süre
U	mm	Tekerlek yuvarlanma çevresi
v	m/s	Taşıt seyir hızı

<u>Sembol</u>	<u>Birim</u>	<u>Anlam</u>
v/n	km.dak/h.devir	Seyir hızı / Motor devir sayısı
v_r	m/s	Havanın taşıta hücum hızı
v_w	m/s	Rüzgar hızı
Z	N	Çeki kuvveti



ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No.</u>
Şekil 2.1 : Seyir Dirençleri.....	2
Şekil 2.2 : İvme Direncindeki Etkin Dönen Kütleler.....	5
Şekil 2.3 : Binek Taşıtlarındaki Dönen Kütleler Faktörlerinin Karakteristik Dönüştürücü Çevrim Oranları Üzerine Dağılımı.....	6
Şekil 2.4 : Bir Binek Taşıtı İçin Çeki Kuvveti Gereksinimi Karakteristiği.....	8
Şekil 2.5 : Bir Tahrik Donanımı İçin İdeal Arz Karakteristiği.....	10
Şekil 2.6 : Tahrik Donanımı.....	11
Şekil 2.7 : Bir Dizel Motorunun Moment ve Güç Karakteristiği.....	11
Şekil 2.8 : Motor Moment Karakteristiklerinin 4 Kademeli bir Vites Kutusu ile Dönüştürülmesi.....	15
Şekil 2.9 : Seyir Durumları Diyagramı.....	16
Şekil 2.10 : Tahrik Donanımı için Blok Diyagramı.....	17
Şekil 2.11 : Tahrik Donanımı Şematik Gösterimi.....	18
Şekil 3.1 : Sıralanmış v/n Değerleri.....	25
Şekil 3.2 : Vites Konumu Seyrinin Gerçeğe Uygun Hale Getirilmesi...	27
Şekil 3.3 : Vites Konumu ile Seyir Hızının Beraber Gösterimi.....	28
Şekil 3.4 : Seyir Hızlarının Sıklık Dağılımı.....	29
Şekil 3.5 : Seyir İvmelerinin Sıklık Dağılımı.....	29
Şekil 3.6 : Dördüncü Vitesin Kullanım Periyodları (seyir boyunca).....	30
Şekil 3.7 : Vites Konumu Periyotlarının Min., Max ve Ortalama Süreleri.....	31

Şekil 3.8 : Vites Kullanım yüzdesi.....	31
Şekil 3.9 : Seyir Hızı ve Seyir İvmesi Çiftlerinin Sıklık Dağılımı.....	33
Şekil 3.10 : Seyir Hızı üzerine Vites Konumları Dağılımı.....	35
Şekil 3.11 : Negatif ve Pozitif Seyir İvmesine Göre, Seyir Hızı Üzerinde Vites Konumlarının Dağılımı.....	36
Şekil 3.12 : Seyir Hızına Göre En Çok Kullanılan Vites Konumları.....	37
Şekil 3.13 : Negatif Seyir İvmesi Durumunda Göre En Çok Kullanılan Vites Konumları.....	37
Şekil 3.14 : Pozitif Seyir İvmesi Durumunda En Çok Kullanılan Vites Konumları.....	38
Şekil 3.15 : Çeki ya da Fren Kuvveti Z' 'nin Seyrinden Bir Bölüm.....	44
Şekil 4.1 : Pozitif Eğimli Tekerlek Fren Kuvveti Eğrisine Sahip Motor Fren Periyodu.....	55
Şekil 4.2 : Negatif Eğimli Tekerlek Fren Kuvveti Eğrisine Sahip Motor Fren Periyodu.....	56
Şekil 4.3 : Tekerlek Fren Kuvveti F_z ile İvme Direci F_B 'nin Karakteristikleri.....	56
Şekil 4.4 : 1. Vites Motor Fren Periyotları Verileri ile Çizilen Motor Momenti Eğrisi.....	60
Şekil 4.5 : 2. Vites Motor Fren Periyotları Verileri ile Çizilen Motor Momenti Eğrisi.....	60
Şekil 4.6 : 3. Vites Motor Fren Periyotları Verileri ile Çizilen Motor Momenti Eğrisi.....	61
Şekil 4.7 : Motor Fren Momenti Eğrisi.....	63
Şekil 4.8 : Tekerlek Devri Üzerine Tekerlek Fren Momenti Eğrileri...	64
Şekil 4.9 : Taşıt Hızı Üzerine Tekerlek Fren Momenti Eğrileri.....	65

TABLO LİSTESİ

Sayfa No.

Tablo 3.1 : Seyri İncelenecek Taşıtın Teknik Özellikleri.....	21
Tablo 3.2 : Seyir Kaydından Bir Kısım.....	23
Tablo 3.3 : Seyre Ait Verilen ve Hesaplanan Dirençlerden Bir Kısım..	43
Tablo 4.1 : Seyri İncelenecek Taşıtın Teknik Özellikleri.....	48
Tablo 4.2 : Kayıt Konumlarının Karşılaştırılması.....	53
Tablo 4.3 : Parkur Saat İbrelerinin Ters Yönünde Geçilirken Kaydedilmiş Olan Motor Fren Periyotlarının Başlangıç ve Bitiş Zamanları.....	54
Tablo 4.4 : Parkur Saat İbreleri Yönünde Geçilirken Kaydedilmiş olan Motor Fren Periyotlarının Başlangıç ve Bitiş Zamanları.....	54
Tablo 4.5 : Motor Freni Periyotlarının Viteslere Göre Ayrımı.....	55
Tablo 4.6 : Negatif ve Pozitif Eğime Sahip Çeki Kuvveti İçeren Periyotların Sayıları.....	57
Tablo 4.7 : Deney İçin Tekerlek Fren Kuvvetinden Motor Momentinin Hesaplanması	58
Tablo 4.8 : Deney İçin Tekerlek Fren Kuvvetinden Motor Momentinin Hesaplanması	59
Tablo 4.9 : Her Vites Kademesi İçin v/n Oranları.....	64
Tablo 4.10 : Püskürme Süresi ile Gaz Kebeği Açıklığı İlişkisi.....	66

ÖZET

TAŞITLARDA

MOTOR FREN MOMENTİ KARAKTERİSTİĞİNİN

DENEYSEL OLARAK BULUNMASI

Bu çalışma kapsamında başlangıç olarak kara taşıtlarındaki güç iletimi konusu, hareket eden bir taşıta etkiyen seyir dirençleri, taşıtın bu dirençler altında istenilen hareketi yapması için tekerleklerinde ihtiyaç duyduğu moment ve bu taşıtı tahrik etmek üzere kendisine bağlanmış içten yanmalı motorun sağlayabildiği moment konularına değinilerek kısaca açıklanmıştır. Bu kapsamda içten yanmalı motorun arz karakteristiğinin taşıt gereksinim karakteristiğine uygun hale getirilmek üzere kademeli moment değıştirinin içten yanmalı motor ile birlikte kullanılmasına değinilmiştir.

Çalışmaya gerekli teknik özellikleri bilinen bir taşıtın kaydedilmiş bulunan bir seyrine ait veriler kullanılarak yapılan temel güç iletimi hesapları ile devam edilmiştir. Konunun daha kapsamlı olarak incelenmesi için bu seyre ait hız, ivme ve vites konumları ile ilgili çeşitli istatistik hesaplar yapılarak elde edilen sonuçlar grafik halinde gösterilmişlerdir. Buradaki seyir kaydı seyir boyunca zamana bağlı olarak kaydedilmiş bulunan hız, motor devri, hava keleşi açıklığı ve soğutucu akışkan sıcaklığı verilerini içermektedir. Bu kayıt taşıtın elektronik motor kontrol ünitesine bağlanan bir kayıt cihazı sayesinde gerçekleştirilmiştir.

Son olarak hareket halindeki taşıtın sürücüsünün ayağını gaz pedalından ani olarak çekmesiyle motor kompresyonu yardımıyla oluşan ve motordan tekerleklerle doğru giderken aktarma organlarının çevrim oranları ve verimleri ölçüsünde büyüyen motor fren momentinin, taşıta etkiyen seyir dirençlerinin yardımıyla, her seyir durumunda taşıt gereksinim momentinin motor arz momentine eşitliğinden faydalanılarak bulunması anlatılmıştır.

1. ve 2. vites kademelerinde gerçekleştirilen motor fren periyotları verilerinden teorik değerler ile uyumlu tek bir motor fren moment karakteristiği çıkarılmış ve karakteristik dönüştürücü çevrim oranları kullanılarak her vites için tekerlek devir sayısına ve taşıt hızına bağlı tekerlek fren moment eğrileri elde edilmişlerdir.

SUMMARY

THE EXPERIMENTAL DETERMINATION OF THE BREAK TORQUE CHARACTERISTICS OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE OF A VEHICLE

The necessary torque to be produced at the wheels of a vehicle is supplied by the internal combustion engine mounted in the vehicle body. The output torque of the engine is not suitable to drive a vehicle as long as it is not converted by the power train.

The output torque of the engine is carried through the components of the power train to the driving wheels of the vehicle. The arrangements of these components differ from each other depending of the driven axis an its position according to the engine. In case of the front-wheel-drive vehicles with the engine mounted in the front, the engine output torque is carried by the clutch, transmission (gearbox), final drive gears and differential (all of which are mounted in the transmission housing) and front drive shafts to the front wheels of the vehicle.

One of the components of the power train is the friction disc clutch. It is used to couple and uncouple the engine and the gearbox. During operation dry friction between a disc and a flywheel is used to transmit engine power. To provide the necessary gear numbers and ratios and so that the necessary driving torque at the wheels the gearbox is made up of different and independent gears and shafts, since the internal combustion engine is not able to provide enough torque at lower rpms As the vehicle speed increases the torque demand decreases and rotating speed demand incerases. For this reason usually 5 gear speeds are used to provide a soft and stepwise conversion of the engine output torque. For a passenger car with a four speed gearbox a typical overall gear ratio of the first gear is about 12:1. The ratio of the first gear is chosen according to the maximum climbing capacity. The ratio of the last gear is chosen either for fuel economy or top speed. The gear ratios of the gears in between are chosen for the maximum acceleration ability.

The tyre rolling resistance is directly proportional to the weight of the vehicle. The tyre rolling resistance is given as,

$$F_R = f_R G$$

where f_R is the so called rolling resistance coefficient and G is the weight of the vehicle.

Gradient resistance is also proportional to the weight of the vehicle and is given as

$$F_{St} = Gp$$

The air resistance of a vehicle is known to be proportional to the square of its driving speed v , to the cross sectional area A (projected frontal area normal to the direction of travel), to the drag coefficient c_w and to the density of the air ρ and to be calculated with (cross winds are neglected)

$$F_L = c_w A (\rho/2) v^2$$

There are three sources where the air resistance on vehicles originate from: One of them is the drag resistance, which is known as a function of aerodynamic shape. One another is the skin friction of the body and the last one is the air flow through the vehicle for engine cooling and interior ventilation purposes. Skin drag component of air resistance can considerably be reduced by smooting the outer surfaces of the vehicle. Typical values of A are 1.3-2.7 m² and 0.3-0.5 for c_w . The aerodynamic drag at higher speeds becomes more effective.

The resistance of acceleration is the inertia force to overcome during acceleration of a vehicle and can be calculated with

$$F_B = \lambda \cdot m \cdot \ddot{x}$$

where λ is the factor of rotational masses, m is the mass of the vehicle and $\ddot{x}$ is the acceleration in the direction of travel. The factor of rotational masses λ is,

$$\lambda = 1 + \sum_{j=1}^n \frac{J_{T,j}}{r_j \cdot R_j} / m$$

where J_T is the reduced moment of inertia of the whole power train, r is the static radius of driven wheels and R the dynamic radius of driven wheels (under slip). For a front-wheel-drive car, λ is

$$\lambda = 1 + \left(\frac{J_{T,a}}{r_a \cdot R_a} + \frac{J_{T,\delta} + i_D^2 J_D + i_D^2 i_P^2 J_M}{r_\delta \cdot R_\delta} \right) / m$$

where $J_{T,a}$ is the moment of inertia of the non-driven rear wheels, $J_{T,\delta}$ is the moment of inertia of the front driven wheels and drive shafts. J_D is the moment of inertia of the gearbox output shaft. J_M is the reduced total moment of inertia of the rotational masses of the engine (crankshaft, camshaft(s), flywheel etc.) and the gearbox input shaft.

The fundamental equation of longitudinal vehicle dynamics is,

$$Z = \sum_{j=1}^n \frac{M_{T,j}}{r_j} = F_R + F_L + F_{St} + F_B = \left(f_R + p + \lambda \cdot \frac{\ddot{x}}{g} \right) \cdot G + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot c_w \cdot A$$

Z is the tractive force at the wheels of the vehicle acting at the contact surface of the tyres and the ground. M_T is the required torque at wheels of the vehicle to overcome the sum of the tractive resistances. The output torque of the engine (M_M), is multiplied by the gear ratios of the power train while its being transmitted to the driving wheels, the gear ratios can be selected by the driver. ($i_{s,i}$, i_D). In case of positive engine torque, the torque available at the output shaft of the engine is multiplied with the total gearbox efficiency η_K ($\eta_K = \eta_{s,i} \eta_D$) which causes a loss in the value of the torque at the wheels. This can be expressed as follows,

$$M_T = \eta_{hi} \eta_D i_{hi} i_D M_M$$

where $i_{s,i}$ is the gear ratio and $\eta_{s,i}$ is the efficiency of the selected gear. In case of negative engine torque the torque at the wheels is increased by the efficiencies and can be calculated by,

$$M_T = \frac{1}{\eta_{hi} \eta_D} i_{hi} i_D M_M + M_{fren}$$

where M_{fren} is the moment at the wheels produced by the service brake of the vehicle.

In the third section statistical analysis of a cruise data is performed. The necessary tractive and brake force is determined for a recorded driving data collected by the help of a data acquisition equipment which is connected to the electronic control unit of the engine of a vehicle. The sampling rate of the equipments about 150 milliseconds. The acquired data include,

- the time in seconds,
- the translational speed v of the vehicle in km/h,
- the rotating speed n of the engine in rpms,
- the displacement of the intake air throttle valve (accel.pedal) in Volts,
- The temperature T of the coolant of the engine in °C.

The values of the instantaneous acceleration are derived from the recorded vehicle speed. The gear numbers are determined by means of calculated v/n ratios.

The characteristics listed below are obtained for the given driving cycle:

- the frequency distributions of vehicle speed and acceleration values,
- some statistics about gear shifting,
- the distribution of vehicle speed on vehicle acceleration,
- the distribution of gear position values on vehicle speed.

To define a city-cycle to measure the harmful emissions of the exhaust gases on a test stand, a simulation of the traffic conditions of a city is necessary. To perform this plenty of recordings taken in different routes in the city traffic are needed in order to be used as test pattern.

To obtain the tractive force Z to be produced at the wheels of a vehicle, resistant forces acting on the driven vehicle are to be determined. It is known that the collected road data recorded on a single route in the city traffic contains certain information. This information consists of the vehicle and engine speed, time, position of air throttle valve. By means of this information the tyre rolling resistance, acceleration resistance, air resistance and gear number can be calculated. Since it is known that the inclination of the track is so small that it can be neglected without a significant error. By the help of this information the tractive force is calculated by summing up the determined resistances. At the end of this chapter, the calculation of the engine torque from the tractive force values is discussed.

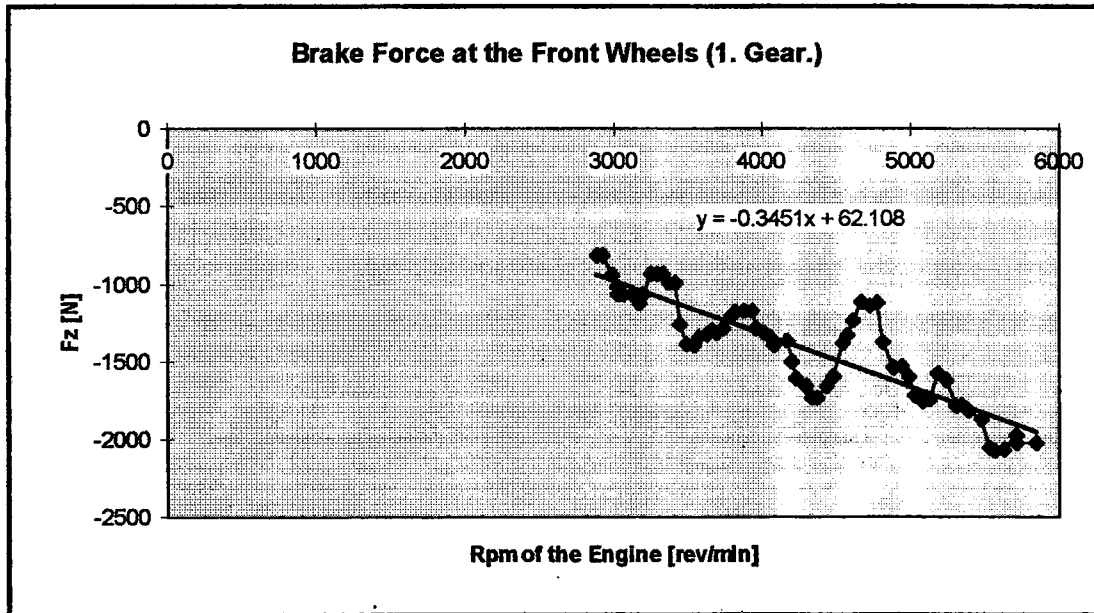


Figure 1. The Brake Force Characteristics at the Wheels of the Vehicle When the Engine Brake Torque is Utilized as the Source of the Brake Moment

The final step is to calculate the brake torque of the engine when the gas pedal is released without using the service brake and keeping the gear lever position as it is. The measurements of this are performed on a selected track whose inclination is determined by collecting the test data with driving the vehicle on this track on the neutral gear so that the resistances acting are the tyre rolling resistance, air resistance and acceleration resistance. Since the engine torque is zero the only unknown resistance which is the inclination resistance is calculated.

The collected test data from engine brake periods of 1. and 2. gear are used to determine the brake torque of the engine. To perform this every engine brake period is analysed and the irrelevant periods are omitted according to the theoretical brake torque value at the engine speed at maximum power. Then for each gear all of the data obtained from suitable engine brake periods are used to find a single engine brake torque characteristics.

The static radius of the wheel, the total reduction ratio of the transmission and the transmission efficiency are used to calculate the engine brake torque when the engine works under compression and acting as a brake to decelerate the vehicle body.

By the utilization of the reduction ratio of the transmission, the brake torque at the wheels of the vehicle with respect to the vehicle speed is determined. The graph of that is shown on figure 2.

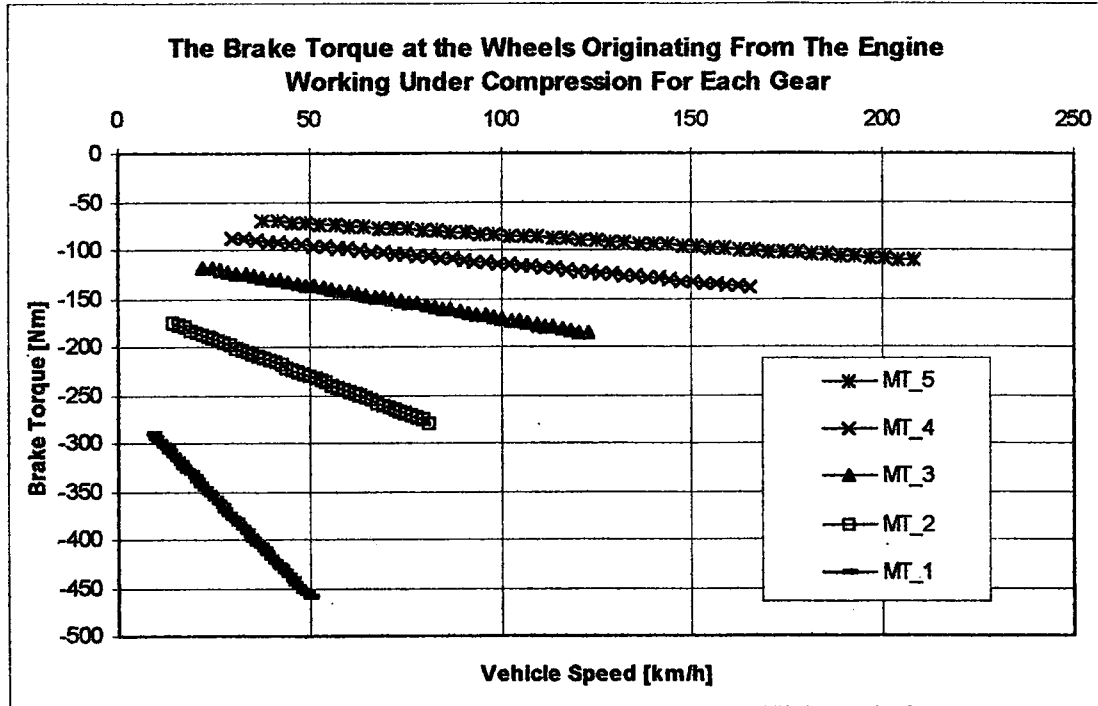


Figure 2. Brake Torque At The Wheels Of The Vehicle With Respect To The Vehicle Speed

The results found are in correlation with the theoretical values. The brake torque of the engine at the engine speed at maximum power deviates only about 10% from the theoretical value which cannot be more than 30 % of the tractive engine torque at this engine speed.

When it is not possible to disassembly the engine of a vehicle in order to measure the brake torque under compression or in the absence of a wheel dynamometer on which the brake torque at the wheels of a vehicle can easily be measured, the experiment explained in the study can be utilized as long as enough engine brake periods undertaken on a flat test track covering a wide range of engine speed in the second gear. The second gear is recommended since the tyre brake torque is big enough to overcome the disturbances from the environment and a considerably smooth brake torque characteristics can be obtained without much harmful vehicle and engine vibrations.

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Günümüzde taşıtlar gövdelerine bağlanmış içten yanmalı motorlar tarafından tahrik edilmekte, motor çıkış milindeki güç ve moment aktarma organları üzerinden pnömatik lastik tekerleklerle kadar dönüştürülerek iletilmekte ve böylece taşıtların istenilen şekilde hareket etmesi sağlanmaktadır.

Bir taşıt tasarlanırken o taşıt için seçilen motor ve taşıt tipinin gerektirdiği biçimde bu motor ile uyum içinde çalışacak aktarma organlarının tespiti seyir performansı ve yakıt tüketimi açısından çok önemlidir. Seyir halinde bulunan bir taşıta etki eden seyir dirençlerini azaltmak ancak taşıtın ağırlığının, tüm dönen kütlelerin ataletlerinin, rüzgar direnci katsayısının ve seyir yönüne dik projeksiyon alanının optimizasyonu ile mümkün olur.

Bu çalışma kapsamında içten yanmalı bir motor ile mekanik hız değiştirici, kademeli moment değiştirici ve bir diferansiyelden oluşan aktarma organları üzerinden tahrik edilip gerekli olabilecek bütün teknik özellikleri bilinen bir taşıtın verilmiş bir seyir kaydı yardımıyla bu seyre ait çeşitli güç iletimi hesapları ile bazı istatistik hesaplar yapılacaktır. Taşıt seyir verilerinden yola çıkılarak içten yanmalı motorun fren momentinin devre bağlı olarak bulunabilmesi için yapılmış olan deneyler anlatılacak ve sonuçları tartışılacaktır.

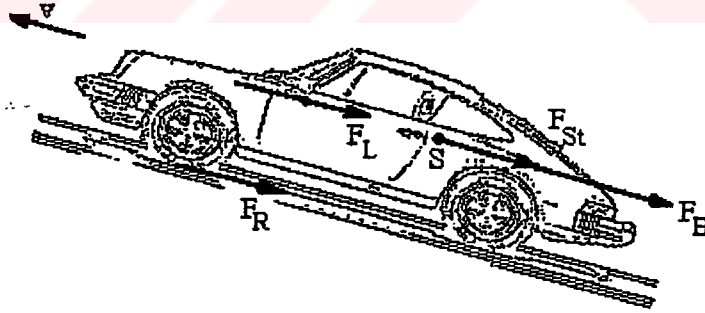
BÖLÜM 2

SEYİR DİRENÇLERİ, TEKERLEKLERDEKİ MOMENT GEREKSİNİMİ VE MOMENT ARZI

2.1 Seyir Dirençleri

Seyir dirençleri taşıt tekniğindeki en önemli konulardan biridir. Bir taşıta etki eden dirençlere seyir dirençleri denir. Seyir dirençleri tahrik tekerleklerindeki gerekli moment ve gücü ve buradan da enerji tüketiminin seviyesini belirlerler.

Amaç seyir dirençlerini mümkün olan en düşük değerde tutmak olmalıdır. Bu dirençler sırasıyla kısaca açıklanacaktır.



Şekil 2.1 Seyir Dirençleri

2.1.1 Tekerlek Direnci

Kuru bir yolda doğrusal olarak ilerleyen tek bir tekerleğin tekerlek direnci, pratikte yuvarlanma direncine eşittir. Lastikleri değişik hava

basınçlarına sahip olsalar bile, bir taşıtın bütün tekerleklerinin yuvarlanma direnç katsayıları f_R birbirlerine eşit alınabilir. Yol eğiminin de çok fazla olmadığı göz önünde bulundurulursa, bütün taşıtın yaklaşık tekerlek direnci için aşağıdaki ifade yazılabilir.

$$F_R = f_R G \quad (2.1)$$

Burada f_R boyutsuz bir katsayı olup pnömomatik lastik tekerlek ve asfalt yol ikilisi için $f_R = 0.015$ alınabilir. Yuvarlanma direnci 100 km/h hıza kadar sabit olarak kabul edilebilir.

2.1.2 Hava Direnci

Akış kayıplarını büyük ölçüde taşıt çevresinden ve altından geçen havadan kaynaklanan basınç ve sürtünme dirençleri oluşturur. Şekil direnci olarak ta adlandırılabilen olan basınç direnci taşıt önündeki basıncın arkasındakinden fazla olmasından kaynaklanır. Sürtünme direnci ise taşıt yüzeyine teğetsel olarak etki eden hava sürtünmesinden kaynaklanır. Motorun soğutulması ve iç havalandırma için gerekli olan akış kayıpları toplam akış kaybının sadece %10' luk bir bölümünü oluştururlar.

Hava direnci taşıt hareketine ters yönde etki eder ve

$$F_L = 0.5 c_x A \rho v_r^2 \quad (2.2)$$

ile hesaplanabilir.

Rüzgarsız bir ortamda doğrusal olarak yol alan bir taşıt düşünülürse bağıl rüzgar hızı v_r yerine taşıt hızı v , rüzgar direnci katsayısı c_x yerine ise tanınmış bir katsayı olan c_w katsayısı alınır ve hava direnci hesabı için yaygın olarak,

$$F_L = 0.5 c_w A \rho v^2 \quad (2.3)$$

ifadesi kullanılır.

2.1.3 Yokuş Direnci

Bir yokuşu çıkmakta olan taşıta etki eden bu direnç,

$$F_{st} = G \sin\alpha \quad (2.4)$$

olarak tanımlanır.

Günümüz yol eğimlerinin değerleri göz önüne alınırsa $\sin\alpha \approx \tan\alpha = p$ kabulü yapılabilir. Burada yokuş p , % cinsinden eğimi gösterir ve bu kabuldeki hata oranı $\alpha = 17^\circ$ ve $p = 0.30$ için %5' ten azdır.

2.1.4 İvme Direnci

Bir taşıtı ivmelendirmek için yenilmesi gerekli olan ivme direnci taşıt kütlesinin ve dönen kütlelerin ivmelerini içerir. Taşıt kütlesini bulmak ne kadar kolaysa, dönen kütleleri bulmak o kadar zordur.

Genellikle,

$$F_B = \lambda m \ddot{x} \quad (2.5)$$

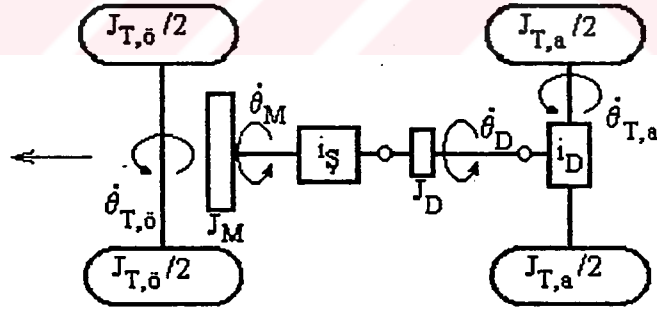
olarak basitleştirilmiş biçimde yazılan ivme direnci ifadesindeki dönen kütleler faktörü λ , dönen kütlelerin toplam kütleyle olan katkısını ifade eder ve

$$\lambda = 1 + \sum_{j=1}^n \frac{J_{T,j}}{r_j R_j} / m \quad (2.6)$$

şeklinde hesaplanabilir. Burada

$$\sum_{j=1}^n \frac{J_{T,j}}{r_j R_j} = \frac{J_{T,\delta}}{r_\delta \cdot R_\delta} + \frac{J_{T,a} + i_D^2 J_D + i_D^2 i_s^2 J_M}{r_a \cdot R_a} \quad (2.7)$$

olarak gösterilir. Bu ifade iki akslı, arka aksından içten yanmalı motor ile, sabit kademeli moment değiştirici ve moment dağıtıcı yardımıyla tahrik edilen bir taşıt için geçerlidir. Burada δ indisi ön aksı a indisi arka aksı m indisi de motoru göstermektedir. i_D diferansiyel çevrim oranını, i_s de kademeli vites kutusu çevrim oranını belirtir. Ön aksından tahrik edilen taşıtlarda δ ve a indisleri yer değiştirmelidir. Atalet momentleri ise ayrı ayrı millere indirgenmiş toplam atalet momentleridir.



Şekil 2.2 İvme Direncindeki Etkin Dönen Kütleler [1]

J_T , tekerlek açısal hızı ile dönen tekerlek, jant, fren diski ya da kampanası ve tahrik mili gibi parçaların toplam atalet momentini, J_D , ω_M/i_s açısal hızı ile dönen diferansiyel ve vites kutusu elemanlarının toplam atalet momentini, J_M de motorda kavramada ve vites kutusundaki dönen kütlelerin motor krank miline indirgenmiş toplam

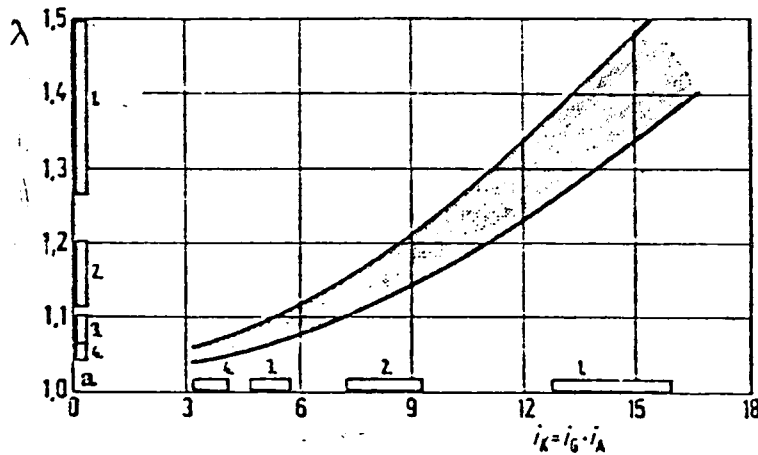
atalet momentini gösterir.

Kaymanın çok fazla olmadığı durumlarda, ki bu genel seyir durumudur, statik tekerlek yarıçapı r ile dinamik tekerlek yarıçapı R birbirlerine yaklaşık eşit kabul edilir. Bu durumda λ ifadesi aşağıdaki gibi basitleşir.

$$\lambda = 1 + \sum_{j=1}^n \frac{J_{r,j}}{r_j^2} / m \quad (2.8)$$

Günümüz taşılarında λ toplam çevrim oranına göre değişmekle beraber yaklaşık olarak 1-1.5 arasında değerler almaktadır. Beş vitesli bir binek taşıtı için örnek değerler 1. vites: 1.44 , 2. vites: 1.16 , 3. vites: 1.07 , 4. vites 1.05 , 5. vites: 1.03 olabilir. Buradan da görüldüğü gibi λ nın etkisi vites kademesi yükseldikçe azalır.

Şekil 2.3, dönen kütleler faktörü λ' nın günümüz taşıtlarındaki büyüklüğü hakkında bir fikir vermektedir.



Şekil 2.3 Binek Taşıtlarındaki Dönen Kütleler Faktörlerinin Karakteristik Dönüştürücü Çevrim Oranları Üzerine Dağılımı. [1]

2.2 Toplam Direnç ve Tekerleklerdeki Moment Gereksinimi

Toplam direci bulmak için,

$$Z = F_R + F_L + F_{St} + F_B \quad (2.9)$$

ifadesi kullanılır. Buradan da bu direnci yenmek için, taşıt tekniğindeki en önemli denklemlerden biri olan,

$$Z = \sum_{j=1}^n \frac{M_{Tj}}{r_j} = f_R G + 0.5 c_w A \rho v^2 + G \left(p + \lambda \frac{\ddot{x}}{g} \right) \quad (2.10)$$

ifadesi ile tekerleklerde oluşturulması gerekli moment hesaplanır. Burada Z , taşıtın çeki ya da fren kuvveti gereksinimi, M_T ise, tekerleklerde ihtiyaç duyulan momenttir. Tahrik durumunda motor tarafından fren durumunda motor ve/veya servis freni tarafından geliştirilen M_T momenti tüm seyir dirençlerini yenmelidir. Çeki ya da fren kuvveti Z tahrik tekerleklerinin statik yarıçapı r yardımıyla bulunur.

Düzlükte ivmesiz hareket eden bir taşıta yuvarlanma ve hava direnci sürekli olarak etkirler. Ortamın genellikle rüzgarsız olduğu kabul edilir. İvmeli harekette ve yokuş çıkarken taşıta ek olarak ivme ve yokuş dirençleri de etki ederler. Tek bir akstan tahrik edilen taşıtlarda tahrik momenti tek bir akstan fren momenti ise tüm akslardan etki edecektir.

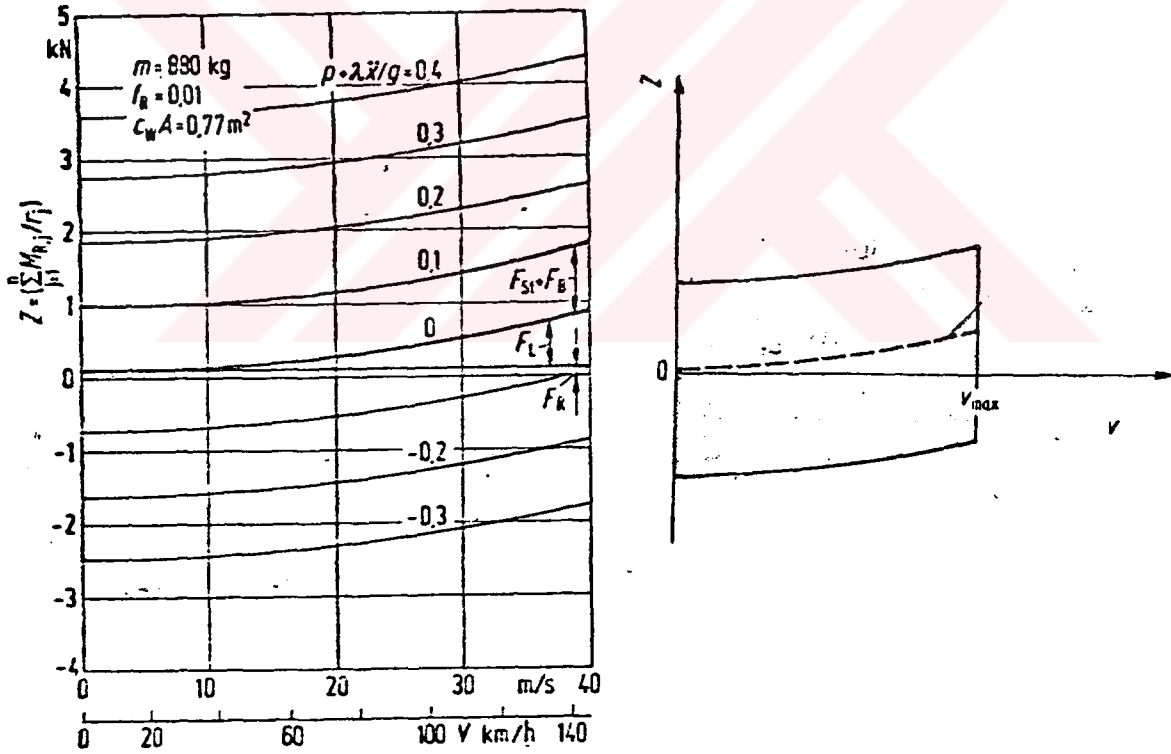
Yokuş aşağı harekette ya da negatif ivmeli harekette (yavaşlama) tekerleklerdeki çeki kuvveti ihtiyacı negatif olur ve motor freninin yetersiz kaldığı durumlarda servis freninin yaratacağı fren momentine ihtiyaç duyulur.

(2.10) ifadesindeki taşıt ağırlığına bağlı ve taşıt hızına bağlı dirençler birleştirilirse,

$$Z = (f_R + p + \lambda \frac{\ddot{x}}{g})G + 0.5 c_w A \rho v^2 \quad (2.11)$$

ifadesi elde edilir. Burada f_R 'nin taşıt hızından bağımsız olduğu kabul edilmiştir. İfade incelenecek olursa taşıt ağırlığına bağlı dirençler aynı zamanda taşıt hızından bağımsızdır.

Şekil 2.4'te bir taşıtın çeki kuvveti gereksinimi karakteristiği gerek genel hali ile gerekse detaylı olarak görülmektedir.



Şekil 2.4 Bir Binek Taşıtı İçin Çeki kuvveti Gereksinimi Karakteristiği[1]

Absiste maximum değerine kadar sürücü tarafından istenildiği büyüklükte belirlenebilecek olan seyir hızı, ordinatta ise seyir

dirençlerinin belirlediği çeki kuvveti yer alır. Çeki kuvvetini ise düzlükte tekerlek ve hava dirençleri belirlerken bu dirençlere yokuştaki seyir durumunda ilave olarak yokuş direnci, ivmeli seyir durumunda ise ivme direnci eklenir.

Sürücünün bu belirlenen alan içindeki her noktaya ulaşabilmesi için tekerleklerde uygun arz karakteristiği oluşturulması gerekir. Taşıtın tahrik makinası tarafından oluşturulacak bu arz karakteristiğine üç adet sınır koyulabilir. Bunlar sırasıyla,

1. Motorun maximum devrinin getirdiği maximum hız sınırıdır.
2. Tahrik donanımı motorun maximum gücünü her seyir hızında ortaya koyabilmelidir.

Bu durumda,

$$P_{T,max}=sabit \quad (2.12)$$

olmalıdır. Bunun sonucu olarak,

$$Z= P_{T,max} / v \quad (2.13)$$

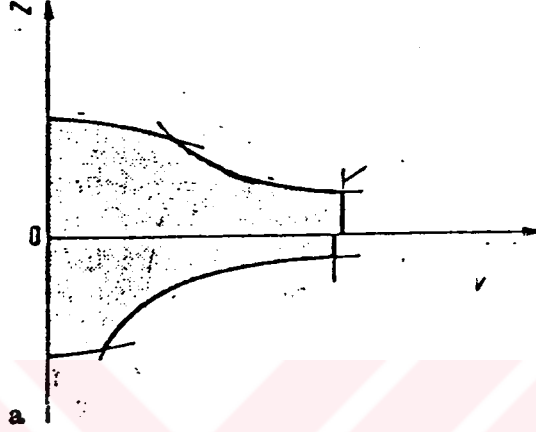
olarak tanımlanan ideal çeki kuvveti hiperbolü ortaya çıkar.

3. Pnömatik lastik tekerlek ile zemin arasındaki kuvvet bağı sınırıdır. Kuvvet bağı tekerlek yüküne göre oluşturulabilecek maximum çeki kuvvetini belirler. Bu sınır,

$$Z_{max} \approx \mu_h \sum_{j=1}^m F_{z,j} \quad (2.14)$$

olarak tanımlanır. Burada m indisi tahrik ve fren için kullanılan tekerleklerinin sayısını belirler.

Bu üç sınırın belirlediği ideal arz karakteristiği şekil 2.5' te gösterilmiştir.



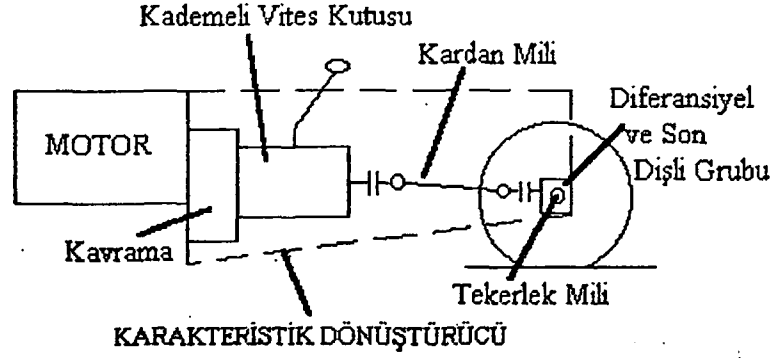
Şekil 2.5 Bir Tahrik Donanımı İçin İdeal Arz Karakteristiği [1]

Tahrik ve fren sınır değerleri farklıdır. Bir motorun tahrik ve fren güçleri farklı olduğu gibi hızlanma ve frenleme durumunda aks yükleri farklı olacağından lastik ve zemin arasındaki kuvvet bağları da farklı olmaktadır.

Bu alan içindeki her noktaya erişebilmek gerekir. Fakat bu günümüz taşıtlarında yaygın olarak kullanılan içten yanmalı bir motor ile bir karakteristik dönüştürücü kullanılmadan mümkün olmamaktadır.

2.3 Güç Kaynağı Olarak İçten Yanmalı Motor, Karakteristik Dönüştürücü ve Moment Arzı

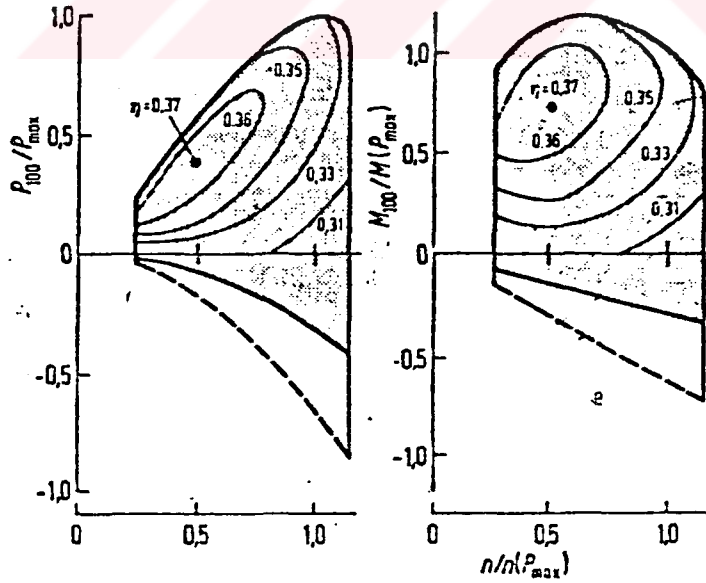
Bir taşıtın tahrik donanımı şekil 2.6' da gösterilmiştir.



Şekil 2.6 Tahrik donanımı [1]

2.3.1 İçten Yanmalı Motor

Motorlu taşıtların neredeyse tamamına yakını içten yanmalı motorlar ile tahrik edilmektedir. Bu motorlardan bir dizel motorunun karakteristiği şekil 2.7’de verilmiştir. Benzinli motorların karakteristiği de buna çok yakındır.



Şekil 2.7 Bir Dizel Motorunun Moment ve Güç Karakteristiği [1]

Gücün geniş bir devir sayısı aralığında sabit kalması şartının aksine, moment yaklaşık olarak sabit kalmakta güç ise alçak devir sayılarına doğru giderken hızla düşmektedir.

İçten yanmalı motorların diğer bir özelliği de yanma olayı yüzünden belirli bir devir sayısına kadar hiç moment verememeleridir. Bunun sonucu olarak ilk devir sayılarında bir moment ve güç boşluğu bulunmaktadır.

Bu iki dezavantaj motorun karakteristiğinin bir karakteristik dönüştürücü yardımıyla taşıt gereksinimine uygun hale dönüştürülmesini zorunlu kılar.

Ayağın gaz pedalından çekilmesi ile motorun maksimum gücü verdiği devirdeki tahrik momentinin en çok %30 ' u kadar olabilen maksimum motor fren momenti elde edilir. Binek otomobillerde, motor fren momenti, taşıt ağırlığına göre motor gücü büyük olduğundan, yeterli olmakta, yokuş aşağı inerken fren pedalına basmadan rahatlıkla sabit bir hızla inilebilmektedir. Fakat bu durum normalin üstündeki yokuşlar için sağlanamayabilir. Ağır ticari taşıtlar ise taşıt ağırlığına göre oldukça az olan motor fren momentini arttırmak için egzoz sistemlerine takılan klapelere ya da aktarma organlarına entege edilmiş yavaşlatıcılara ihtiyaç duyarlar. Motorun sağladığı bu fren momentinin devir sayısı ile yaklaşık orantılı bir şekilde arttığı görülmektedir.

Tam yük eğrisi ile max fren momenti eğrisi arasında kalan alanın her noktasına ulaşılabilir. Taşıt sürücüleri tahrik durumunda genellikle tam yük eğrisinin altında kalan alanı, yani kısmi yük eğrilerini kullanırlar, dolayısıyla hava keleşini tam olarak açmazlar. Fakat motor frenini kullandıkları durumda genellikle ayaklarını gaz pedalından tamamen çekerek, dolayısıyla maksimum fren momenti eğrisini kullanırlar.

2.3.2 Karakteristik Dönüştürücü

Tek başına kullanıldıkları zaman içten yanmalı motorların taşıtları tahrik etmek için hiç de uygun olmadıkları ideal arz eğrileri ile bu motorların eğrileri karşılaştırıldığında rahatlıkla görülür.

Bu dezavantaja sahip olmalarına rağmen düşük ağırlıklarına oranla oldukça yüksek güç üretebilmeleri ve kullandıkları yakıtın rahatça depolanabilmesi, yaygın olarak kullanılmalarını sağlamıştır. Ancak bu motorların karakteristik eğrilerinin dönüştürücülerle düzeltilip ideale yaklaştırılması gerekmektedir. Bu dönüşüm temel olarak iki şartı sağlamalıdır.

1. Durmakta olan bir taşıtın hareket ettirilebilmesi için sıfır devir sayısı ile motorun çalışması için gerekli minimum devir sayısı arasındaki boşluk doldurulmalıdır.
2. Güç ve moment karakteristikleri ideal arz karakteristiğine yaklaştırılmalıdır.

Günümüzde yakıt tasarrufu ve çevre oldukça önem kazandığı için bir üçüncü şart ta sözkonusu olmuştur. Bu şart şöyle tanımlanabilir.

3. Karakteristik dönüştürücü içten yanmalı motorun düşük yakıt sarfiyatı, egzoz emisyonu ve gürültü bölgesinde çalışmasına yardımcı olmalıdır.

İçten yanmalı bir motor ile tahrik edilen bir taşıtın ihtiyaç duyduğu karakteristik dönüştürücü, hız dönüştürücü, moment dönüştürücü, moment dağıtıcı ve tahrik millerinden oluşur.

İdeal kayıpsız bir dönüştürücüde, çevrim oranı değerleri güce ve hıza bağlı olmakla beraber, çevrim oranları alanı yakıt sarfiyatı ve egzoz

emisyonu ilave şartlarıyla sınırlandırılmıştır.

2.3.2.1 Hız dönüştürücüler

Hız dönüştürücülerin başlıca iki görevi vardır. Birincisi içten yanmalı motorun minimum çalışma devri ile sıfır devir sayısı arasındaki boşluğu kapatmaktır. İkincisi ise kademeli vites kutusu kullanıldığında vites kademelerinin değiştirilmesini sağlamaktır. Hız dönüştürücüsü mekanik sürtünmeli kavrama olan bir taşıtta, kavrama sağlandığı zaman verim %100 olarak kabul edilebilir ve hız dönüştürücü yokmuş gibi hesaplara devam edilebilir.

2.3.2.2 Moment dönüştürücüler

Moment dönüştürücü için,

$$\text{verim } \eta = \frac{P_C}{P_G} = \frac{M_C}{M_G} \cdot \frac{n_G}{n_C} \quad (2.15)$$

buradan da,

$$\frac{M_C}{M_G} = \eta \cdot \frac{n_G}{n_C} \quad (2.16)$$

yazılır. Verimin %100 olduğu durumda devir sayıları arasındaki oran momentler arasındaki orana eşittir.

Kademeli bir vites kutusundaki i. kademenin çevrim oranı $i_{s,i}$

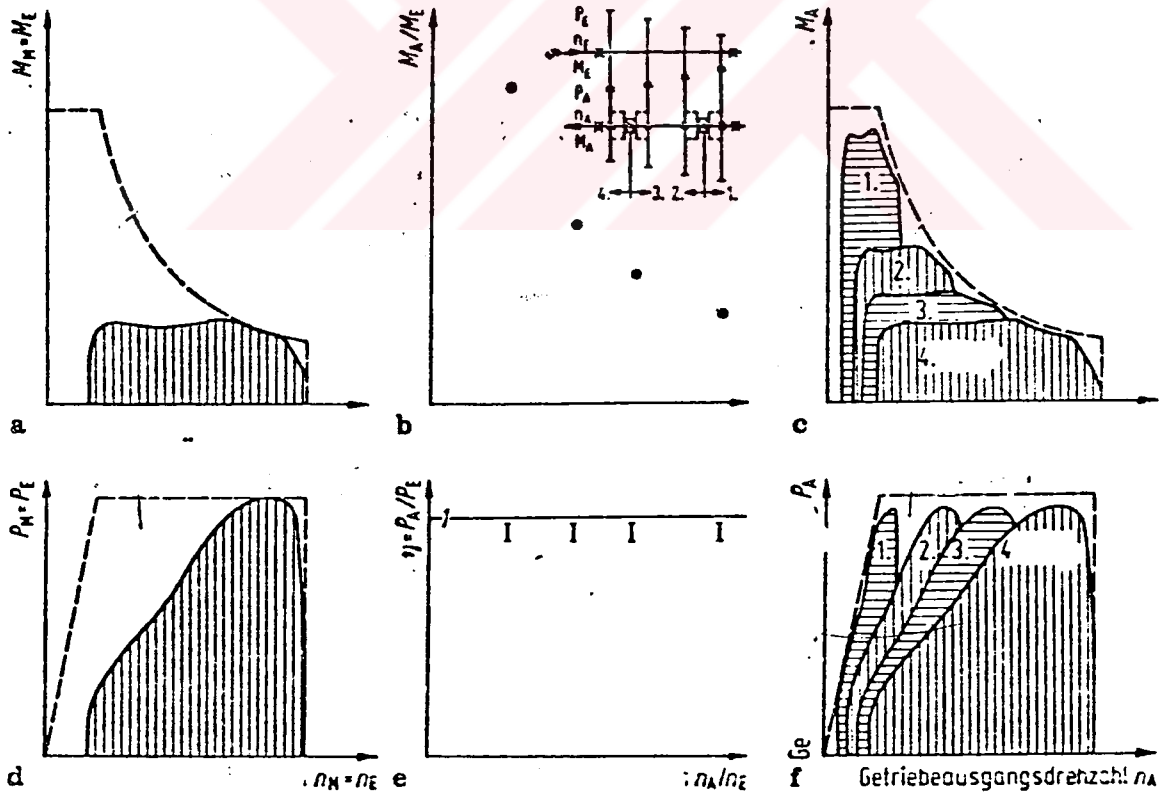
$$i_{s,i} = \frac{n_G}{n_C} = \frac{M_C}{M_G} \cdot \frac{1}{\eta} \quad (2.17)$$

olarak yazılabilir.

Bu çalışmada sabit kademeli moment değıştirici kullanılmıştır. Dişli çarklardan meydana gelen bu dönüştürücü çok kademeli bir vites kutusu ile tek kademeli bir moment dağıtıcının (diferansiyel) arka arkaya bağlanmasıyla oluşur.

2.3.3 İçten Yanmalı Motorların Arz Karakteristiklerinin Dönüştürülmesi

İçten yanmalı motorların kademeli moment dönüştürücülerle beraber kullanılmasına örnek olarak, 4 kademeli bir vites kutusu ile birlikte kullanılması gösterilebilir. Dört adet sabit çevrim oranı, dört adet moment ve devir sayısı oranlarını oluşturur. Dişli verimleri yaklaşık %100 alınabilir.

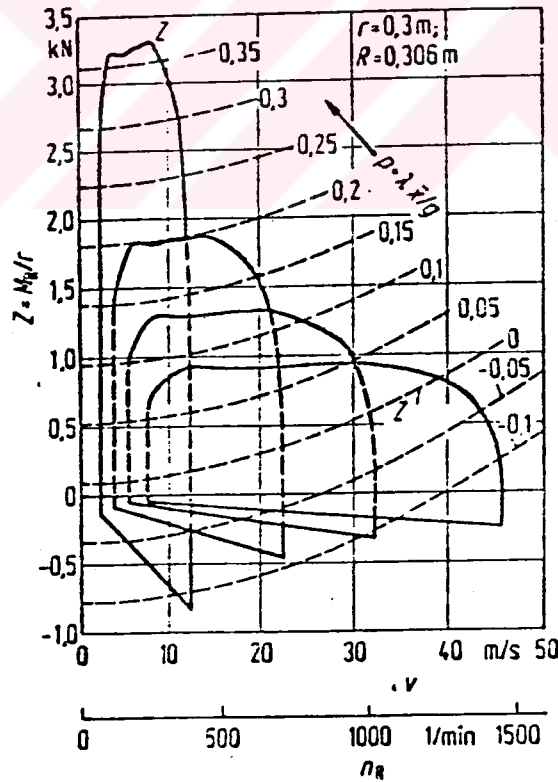


Şekil 2.8 Motor Moment Karakteristiklerinin 4 Kademeli Bir Vites Kutusu ile Dönüştürülmesi [1]

Şekil 2.8 a ve d de görülen motor karakteristiklerinin taşıt işletmesi için kullanılamayacağı açıktır. Ancak dönüştürüldükleri zaman şekil 2.8 c ve f' de görüldüğü gibi yeterli uygunluktaki bir duruma gelirler. Kademe sayısı arttıkça taralı olmayan bölgeler azalır ve dönüştürülmüş motor karakteristikleri taşıt seyri için gerekli olan ideal duruma yaklaşırlar. İlk devirlerdeki boşluk ise ancak uygun bir hız dönüştürücü ile doldurulabilir.

2.4 Seyir Durumları

Geresinim ve arz karakteristik eğrileri tek bir diyagramda gösterilirse seyir durumu diyagramları elde edilir. Bu eğriler yardımıyla taşıtın seyir performansı ile ilgili durumları incelemek mümkündür. Şekil 2.9' da bu durum görsel olarak açıklanmıştır.



Şekil 2.9 Seyir Durumları Diyagramı [2]

Taşıt seyri sırasında pnömatik lastik tekerleklerdeki kayma hesaba dahil edilmek istenirse statik tekerlek yarıçapı r yerine fiktif tekerlek yarıçapı R kullanılır. R , 0 ile ∞ arasında değişen bir büyüklüktür. Fakat patinaj yada blokaj durumu dışında statik tekerlek yarıçapına oldukça yakındır.

Şekil 2.9 motor ve taşıtın eş çalışma noktalarını bulmak için kullanılır. Aynı zamanda taşıta ait yokuş ve ivme rezervleri rahatlıkla okunabilir.

Her seyir durumunda,

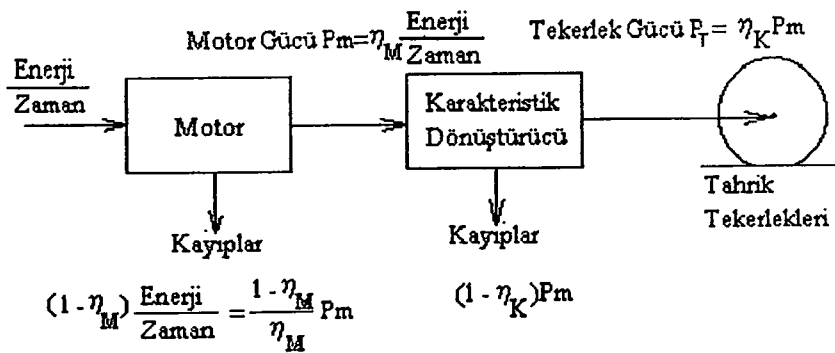
$$M_{T,arz} = M_{T,gereksinim} \quad (2.18)$$

$$P_{T,arz} = P_{T,gereksinim} \quad (2.19)$$

olmalıdır.

2.5 Moment ve Güç İletiminde Verim ve Çevrim Oranı

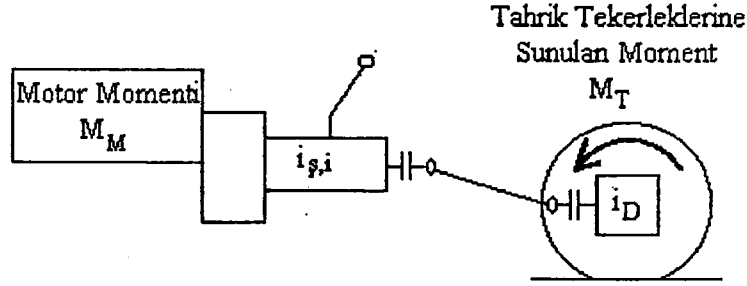
Motordan tekerleklerle aktarılan güç şekil 2.10' daki gibi bir yol izler.



Şekil 2.10 Tahrik Donanımı Blok Diyagramı

Güç iletimi enerjinin kullanımı açısından değerlendirilirse motor verimi ve karakteristik dönüştürücü verimi, kayıpları göstermede kullanılırlar.

Kademeli moment değiştirici ile diferansiyele sahip bir taşıt için motordan tekerleklere olan moment iletimi şekil 2.11’de basitçe gösterilmiştir.



şekil 2.11 Tahrik Donanımının şematik Gösterimi

Tahrik durumunda motor momenti pozitifdir. Tekerlek momenti ise kayıp moment etkisiyle küçülür.

$$M_{T,arz} = i_K M_M - M_{Kayıp} \quad (2.20)$$

Fren durumunda ise tekerlek moment kayıp moment etkisiyle büyür.

$$M_{T,arz} = i_K M_M + M_{Kayıp} \quad (2.21)$$

Genellikle kayıp moment yerine dönüştürücü verimi kullanılır. Bu durumda (2.20) ve (2.21) denklemleri

$$M_{T,arz} = \eta_K i_K M_M \quad (\text{tahrik durumu}) \quad (2.22)$$

$$M_{T,arz} = \frac{1}{\eta_K} i_K M_M + M_{fren} \quad (\text{fren durumu}) \quad (2.23)$$

şeklinde yazılırlar.

(2.23) deklemindeki M_{fren} servis freninin devrede olduğu zaman oluşturduğu fren momentini göstermek için kullanılmıştır. Kademeli moment dönüştürücü çevrim oranları ve verimleri de hasaba katılırsa (2.22) ve (2.23) denklemleri

$$M_{T,arz} = \eta_{s,i} \eta_D i_{s,i} i_D M_M \quad (\text{tahrik durumu}) \quad (2.24)$$

$$M_{T,arz} = \frac{1}{\eta_{s,i} \eta_D} i_{s,i} i_D M_M + M_{fren} \quad (\text{fren durumu}) \quad (2.25)$$

olarak yazılırlar.

Motor devri n_M ile tekerlek devri n_T arasında karakterisitk dönüştürücü oranı hesaba katılarak bir bağ kurulursa,

$$n_T = \frac{1}{i_K} n_M \quad (2.26)$$

yazılabilir.

Momentler gibi güçler için de

$$P_{T,arz} = \eta_K P_M \quad (\text{tahrikte}) \quad (2.27)$$

$$P_{T,arz} = \frac{1}{\eta_K} P_M \quad (\text{frende}) \quad (2.28)$$

yazılabilir.

BÖLÜM 3

VERİLMİŞ BİR TAŞIT SEYRİNİN İNCELENMESİ

Bu bölümde tablo 3.1 ' de teknik özellikleri görülen elektronik yakıt enjeksiyon sistemine sahip içten yanmalı bir benzinli motorla sadece ön tekerleklerinden tahrik edilen bir otomobilin seyri, belirli bir zaman aralığında kaydedilmiş olan motor devir sayısı, seyir hızı, hava keleşğı açıklığı ve soğutucu akışkan sıcaklığı verileri yardımıyla incelenecektir.

Bu taşıtın seyrinin kapsamlı olarak irdelenmesi amacıyla vites konumları da elde edilecek ve gerekli istatistik hesaplar yürütülecektir.

Ayrıca seyir dirençleri, tekerleklerde çekici yada fren kuvveti ile tahrik yada fren momenti gereksinimleri tespit edilecektir.

Her seyir durumunda taşıt gereksinim ve motor arz momentlerinin eşitliğinden faydalanarak , karakteristik dönüştürücü çevrim oranı i_K , verimi η_K ve dönen kütleler faktörü λ_K nın da hesaplara dahil edilmesiyle tekerleklerden motora doğru gidilerek seyir durumu için gerekli olan motor momenti bulunacaktır.

3.1 Taşıt özellikleri, Seyir Kayıt Donanımı

Seyri verilmiş taşıtın gerekli teknik özellikleri tablo 3.1'de gösterilmiştir.

Tablo 3.1 Seyri İncelenecek Taşıtın Teknik Özellikleri

Boş Kütle	1110 kg
Hava Direnci Katsayısı	0.33
Seyir Yönüne Dik Projeksiyon Alanı	1.93 m ²
Vites Kutusu Çevrim Oranları	
1. Vites Kademesi İçin i_{s1}	3.154
2. Vites Kademesi İçin i_{s2}	1.913
3. Vites Kademesi İçin i_{s3}	1.281
4. Vites Kademesi İçin i_{s4}	0.951
5. Vites Kademesi İçin i_{s5}	0.756
Diferansiyel Çevrim Oranı i_D	3.82
Tekerlek Lastiklerinin Tipi	185/65 R14 85 H
Tekerlek Lastiklerinin Yuvarlanma Çevresi	1820 mm

Egzoz emisyonu sınır değerlerinin giderek aşağı çekilmesi ve gelişen dünyanın ihtiyaçları doğrultusunda (güç / motor hacmi) oranı yüksek ve verimli motorlara olan talebin artmasıyla beraber taşıt motorları yaygın olarak elektronik kontrol üniteleriyle donatılmaktadırlar. Bu motorlarda sürücünün kontrol edebildiği tek motor parametresi gaz keleşği açıklığıdır. Elektronik kontrol ünitesi bu parametre ve belleğinde bulunan programı kullanarak yanma odasına püskürtülecek yakıt miktarını motor ve egzoz sistemine yerleştirilmiş çeşitli algılayıcı (sensor) ve uygulayıcı (actuator) yardımıyla belirler.

Taşıt periyodik bakımlarında da motorun anlık çalışma parametreleri ile geçmişe yönelik verilerin tespit edilmesinde kullanılan bu elektronik kontrol sistemlerinin yardımıyla seyir boyunca bazı parametreler ve değerler elde edilip daha sonra incelenmek üzere bir bilgisayar aracılığıyla kayıt edilebilmektedir. Bilgisayar ortamına aktarılmış bu veriler üzerinde çeşitli istatistik hesaplar yürütölüp bilimsel çalışmalar yapılabilir.

Bu çalışmada da, taşıt seyri sırasında zamana bağlı olarak kaydedilmiş bulunan taşıta ve motora ait veriler kullanılacak ve bilinen taşıt özellikleri yardımıyla motor ve seyir performansı hakkında incelemeler yapılacaktır.

Bu çalışma sırasında özellikleri bilinen bir taşıtın motorundaki elektronik kontrol ünitesine bağlanan dizüstü bilgisayarı yardımıyla seyir sırasında 150 milisaniye aralıkla aşağıdaki veriler kaydedilmiştir.

1. taşıt hızı , [km/h]
2. motor devir sayısı n_M , [devir/dakika]
3. hava keleşi açıklığı , [Volt]
4. soğutucu akışkan sıcaklığı , [°C]

Seyir sırasında kaydedilen bu veriler daha sonra bilgisayar ortamında değerlendirilmiştir.

Taşıt seyri ile ilgili temel büyüklük olan taşıt hızı, motor gücü, motor devri, seyir dirençleri, aktarma organlarının toplam çevrim oranı ve verimi ile pnömatik lastik tekerlek ve zemin özelliklerine bağlıdır. Aynı zamanda rüzgar direncinin hesaplanmasında kullanılacak olan hızın sıfır olması durumunda, tekerlek yuvarlanma direnci dolayısıyla tekerlek direnci sıfır kabul edilmiştir. Seyir ivmesi ölçülmemiş olup seyir hızından elde edilecektir. İvme direncinin hesabında yine bu ivme kullanılacaktır.

İçten yanmalı motorun temel çalışma parametresi olan dönme sayısı seyir hızıyla birlikte kullanılarak seyir sırasında kaydedilmemiş olan vites konumları bulunacaktır.

Hava keleşi açıklığı motordan talep edilen momenti ve gücü belirler. Bu parametrenin yardımıyla motor freni periyotları rahatlıkla

belirlenebilmektedir.

Soğutucu akışkan sıcaklığı motorun çalışma sıcaklığına erişip erişmediği ve soğutucu akışkan fanının çalışıp çalışmadığının göstergesidir. Elektrik motoruyla tahrik edilen bu fan az da olsa motordan belirli bir miktar güç çekmektedir.

3.2 Verilerle İlgili Ön Çalışma

İlk olarak kaydedilen veriler incelenmek üzere bir tablolama programının okuyabileceği hale dönüştürülmüşlerdir.

Verilen kayıt örneği yaklaşık 17 km' lik bir parkurdan elde edilmiştir. 150 milisaniye aralıkla ve ortalama 47 km/h hızla yapılan bu seyirde yaklaşık 22 dakikalık bir sürede 5 ana veri gurubu halinde toplam 45000 veri kaydedilmiştir. Seyir kaydından bir bölüm tablo 3.2'de gösterilmiştir.

Tablo 3.2 Seyir Kaydından Bir Kısım

Zaman t [s]	Devir Sayısı n _m [d/d]	Hava-Klb Açıklığı [V]	Soğutucu Akışkan Sıcaklığı [C]	Seyir Hızı v [km/h]
..	..	..	..	..
..	..	..	..	..
144	2544	1.83	97.78	38.62
144.15	2608	1.92	97.78	39.42
144.3	2668	2	97.78	40.22
144.45	2716	2.08	97.78	41.03
144.6	2776	2.17	97.78	41.83
144.75	2840	2.28	97.78	42.64
144.9	2920	2.52	97.78	43.44
145.05	2980	2.66	97.78	44.25
145.2	3056	2.78	97.78	45.86
145.35	3140	2.84	97.78	47.47
145.5	3212	2.86	97.78	48.27
..	..	..	..	..
..	..	..	..	..

Tablo 3.2' den de görülebileceği gibi veri toplama ve kaydetme sisteminin taşıt hızını ölçmedeki hassiyeti 0.8 km/h' dir. Bu durum hız verilerinden anlık ivmelerin elde edilmesi sırasında büyük güçlük getirmiş, ani olarak değişen hız değerleri gerçek değerlerden oldukça uzak ivme değerlerinin oluşmasına sebep olmuşlardır.

Daha gerçekçi bir ivme seyrinin elde edilmesi için ilk olarak hız verileri 7' li ortalama yöntemiyle "yumuşatılmışlardır". Bu yöntemde seyir kaydına ait hız verilerinden her birinin kendisinden önceki ve sonraki üç veriyle beraber ortalaması alınır ve elde edilen ortalama değer yeni veri dizisinde bu verinin yerine geçer. Kayıt boyunca ileleyen hareketli bir ortalama yöntemi olan bu işlem,

$$\bar{v}_{i7} = \frac{1}{7} \sum_{i-3}^{i+3} v_i \quad (3.1)$$

şeklinde ifade edilir.

Yumuşatılan bu hız verilerinden 6' lı farklar yöntemi kullanılarak gerçeğe oldukça yakın anlık ivmeler elde edilmiştir. Adından da anlaşılabilir gibi her bir hız değerine karşılık gelen ivmeyi bulmak için ardışık hız verileri değil bu hız değerinden üç önceki ile üç sonraki hız değeri kullanılmıştır. Bu işlem,

$$\ddot{x}_{i6} = \frac{\bar{v}_{(i+3)7} - \bar{v}_{(i-3)7}}{6\Delta t} \quad (3.2)$$

şeklinde ifade edilir. Burada Δt 150 milisaniyedir.

Anlık seyir ivmelerinin doğrudan ölçülmesi düşey ivmelerin doğrusal ivmelerden kesin olarak ayrılmasını gerektirir ve pek sağlıklı bir yöntem olarak kabul edilemez. Bu yüzden sadece hız ölçülmüş ve ivmeler

gerekli ve yeterli hassasiyette elde edilmişlerdir.

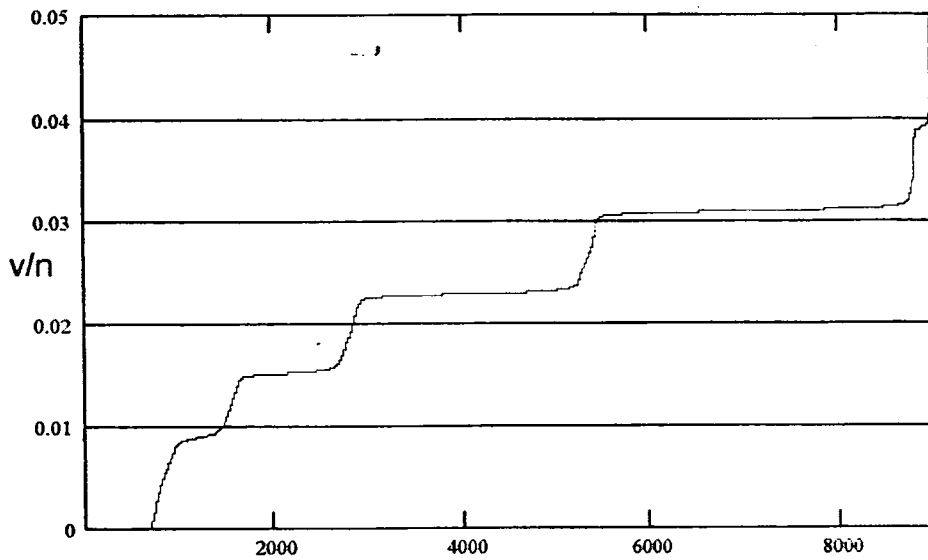
Zamana bağlı olarak bulunan yumuşatılmış hız ve ivme değerlerinin analog ölçümlerle uyum içinde oldukları bilinmektedir. Artık taşıt seyri kinematik olarak bilinmekte ancak taşıtın düz gittiği kabul edilmektedir.

3.3 Verilerin Geliştirilmesi

Taşıt hızı ve motor devir sayısından yola çıkarak vites konumu bulunabilir. Bu taşıt, sabit kademeli bir vites kutusuna sahiptir, dolayısıyla taşıt hızı motor devri ile vites kademelerinin oranları ölçüsünde orantılıdır.

Vites konumlarının belirlenmesi için önce v/n oranları her hız değeri için hesaplanmıştır. Bu çalışmada sözkonusu v/n oranları taşıt test tamburu üzerinde gerçekleştirilen bir deneyle bulunmuşlardır. Buna paralel olarak verilmiş taşıt seyri verileriyle oluşturulan v/n oranları eğer büyüklüklerine göre sıraya sokulurlarsa şekil 3.1’ de görülen v/n basamakları elde edilir.

[kmdak / h devir]



Kayıt No.

Şekil 3.1 Sıralanmış v/n Değerleri

Eğer v/n değerleri hesaplanmak istenirse kademeli vites kutusunun çevrim oranlarının $i_{s,i}$, diferansiyel çevrim oranının i_D ve pnömatik lastik telerleklerin yuvarlanma çevresinin U bilinmesi gerekir. 1. vites kademesi için bu hesap aşağıdaki gibi yapılır:

$$v = (\text{Tekerlek devri}) \cdot U \quad (3.3)$$

$$v = \frac{n}{i_{s,1} \cdot i_D} \cdot U \quad (3.4)$$

Motorun dakikada 1 devir ile döndüğü düşünülürse, hız

$$v = \frac{1}{3.154 \cdot 3.82} \cdot \frac{1820 \text{ mm devir}}{\text{devir}} \cdot \frac{60 \text{ dak}}{\text{dak}} \cdot \frac{1 \text{ km}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{1}{10^6 \text{ mm}} \quad (3.5)$$

$$v = 0.009064 \frac{\text{km}}{\text{h}} \quad (3.6)$$

olarak bulunur. Bu durumda 1. vites kademesi için v/n oranı

$$\frac{v}{n} = 0.009064 \frac{\text{km}}{\text{h}} \cdot \frac{\text{dak}}{\text{devir}} \quad (3.7)$$

olarak yazılabilir.

Diğer vites kademeleri için tablo 3.1'deki veriler kullanılırsa sırasıyla her vites kademesi için aşağıdaki v/n oranları hesaplanabilir.

1. Vites kademesi için: 0.009064
2. Vites kademesi için: 0.014712
3. Vites kademesi için: 0.022316
4. Vites kademesi için: 0.030059
5. Vites kademesi için: 0.037813

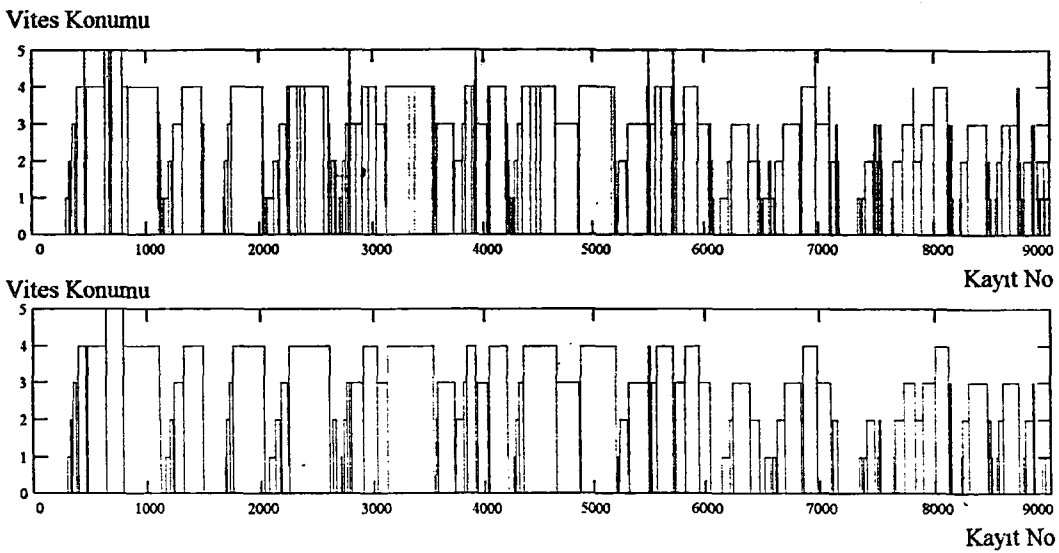
Bu hesaplanan teorik değerler gerçek seyir incelendiğinde bir tolerans bandı olarak karşımıza çıkarlar. Bu durum tekerleklerdeki ve kavramadaki kaymalar ile vites kademesi değiştirme sırasında hız değiştiricinin (kavramanın) kullanılmış olmasıyla açıklanabilir.

Söz konusu tolerans bölgeleri,

1. Vites kademesi için: 0.0080 - 0.0100
2. Vites kademesi için: 0.0145 - 0.0155
3. Vites kademesi için: 0.0220 - 0.0240
4. Vites kademesi için: 0.0295 - 0.0320
5. Vites kademesi için: 0.0375 - 0.0380

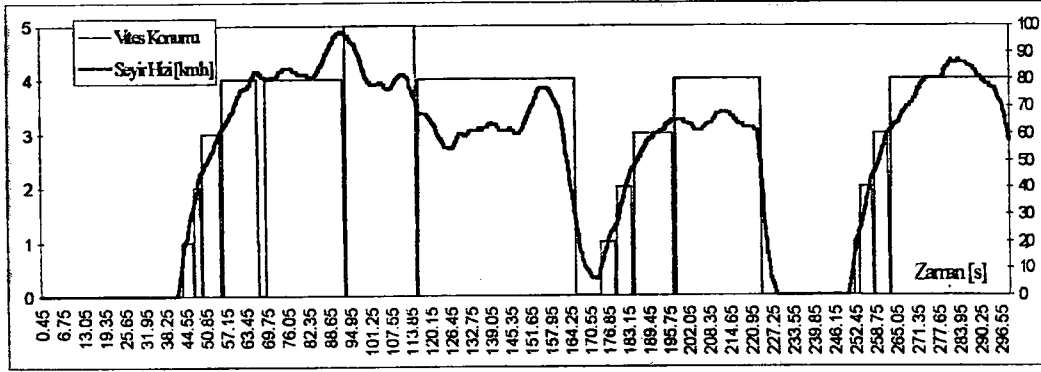
şeklinde kabul edilirse mantıklı sonuçlar elde edilmektedir. Fakat yine de kavramanın sıkça kullanılmış olması, tahrik tekerleklerindeki kaymalar ve dinamik tekerlek yükü salınımları gibi nedenlerden dolayı seyir verilerinden elde edilmiş olan v/n oranlarında bazı dzgnlszlkler ve süreksizlikler ortaya çıkmıştır. Bu durum Ek A' da verilen bir program ile gerçeğe uygun hale getirilmiştir.

Bütün seyir için bu program kullanılmadan önceki ve kullanıldıktan sonraki vites kademeleri şekil 3.2' de ardışık olarak görülmektedir.



şekil 3.2 Vites Konumu Seyrinin Gerçeğe Uygun Hale Getirilmesi

Vites konumları taşıt hızı ile beraber Şekil 3.3' te görülmektedir.



Şekil 3.3 Vites Konumu ile Seyir Hızının Beraber Gösterimi

3.4 Seyir İstatistikleri

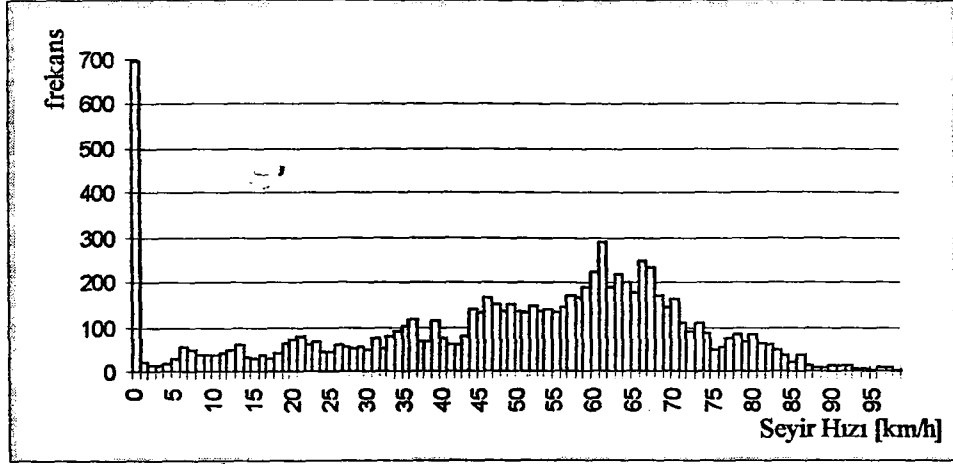
Taşıt seyrinin irdelenmesi ve incelenmesine yardımcı olmak amacıyla bazı istatistiksel çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalar,

1. Seyir hızı ve seyir ivmesi sıklık dağılımları,
2. Vites kullanım istatistikleri,
3. Seyir hızı üzerinde seyir ivmesi dağılımı,
4. Seyir hızı üzerinde vites konumu dağılımı.

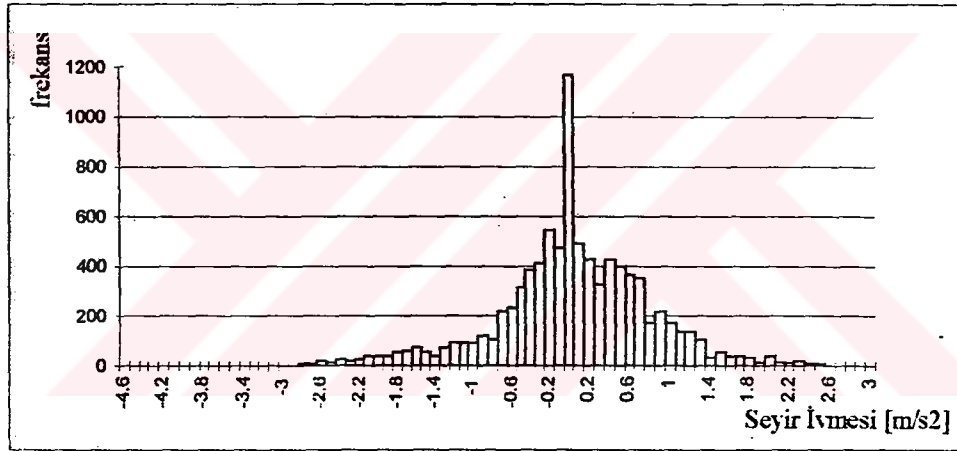
3.4.1 Seyir Hızı ve Seyir İvmesi Sıklık Dağılımları

Bu amaçla seyir sırasında hangi hız ve ivme değerlerine ulaşıldığı saptanmış ve bu değerlere kaç kez ulaşıldığı tespit edilmiştir.

Sonuçlar şekil 3.4 ve 3.5 ' te gösterilmişlerdir.



Şekil 3.4 Seyir Hızlarının Sıklık Dağılımı

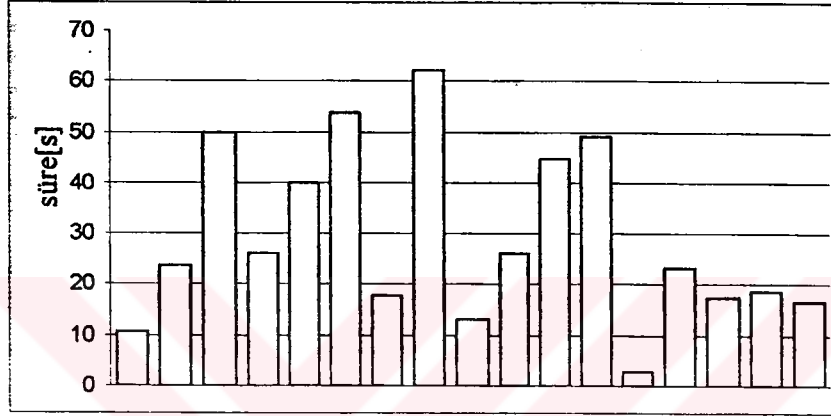


Şekil 3.5 Seyir İvmelerinin Sıklık Dağılımı

Tek bir seyir örneğinin incelendiği bu çalışma bir şehir çevrimi oluşturmak için yetersizdir. Dağılımlar bu haliyle incelenecek olurlarsa hızın 45-70 km/h arasındaki, ivmenin ise $-0.8 - 0.8 \text{ m/s}^2$ arasındaki değerleri sıkça aldığı söylenebilir. Ancak bu sınırları kesin olarak saptamak mümkün değildir. Bu aralıkların genişlikleri bakış açısına göre değişim gösterebilirler.

3.4.2 Vites Kullanım İstatistikleri

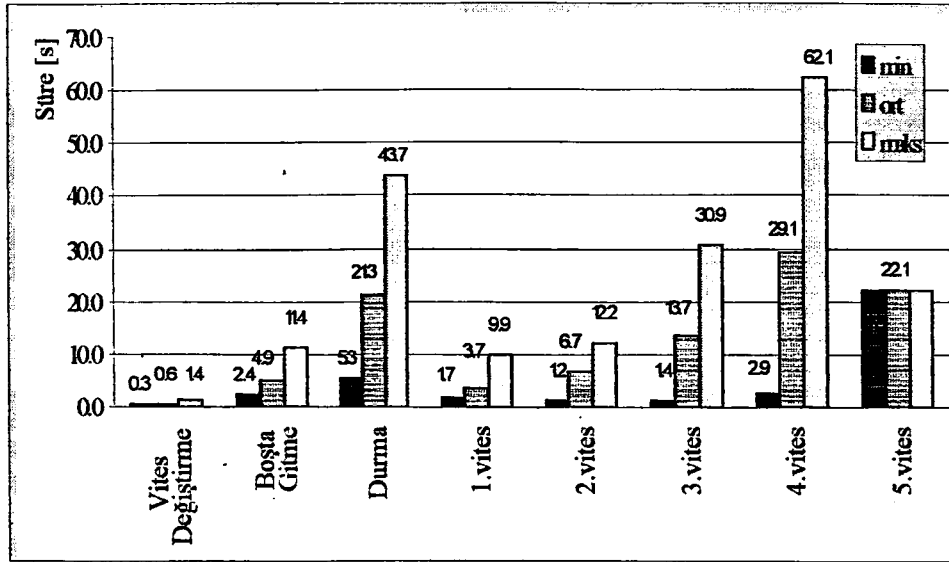
Vites konumlarının her birinin kaç kez ve ne kadar bir süre kullanıldıklarını daha iyi anlayabilmek için her vitesin tüm kullanım periyotları Ek B' deki program yardımıyla çıkartılmıştır. 4. Vites kullanım periyotları örnek oluşturması açısından Şekil 3.6 da gösterilmiştir.



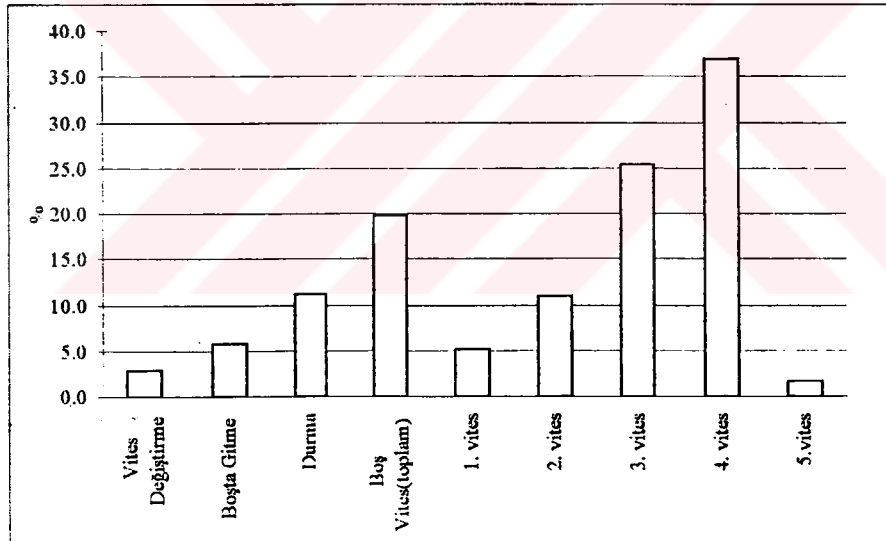
Şekil 3.6 Dördüncü Vitesin Kullanım Periyotları (seyir boyunca)

Beşi ileri vites kademelerinden gelmek üzere, vites değiştirme, boşta gitme ve durma periyotları dahil toplam sekiz tip periyot incelenmiştir.

İncelemelerin sonucu olarak vites değiştirme süresinin 1.35 saniyeden kısa olduğu anlaşılmıştır. Boşta gitme ve durma periyotları birbirlerinden, seyir hızı dikkate alınarak ayrılmışlardır. Şekil 3.7 ve 3.8 de bu çalışmaların sonuçları görülmektedir. Dördüncü vites kademesinin kullanım yüzdesi rahat bir şehirçi trafiğinde seyredildiğini göstermektedir.



Şekil 3.7 Vites Konumu Periyotlarının min., max. ve Ortalama Süreleri



Şekil 3.8 Vites Kullanım Yüzdesi

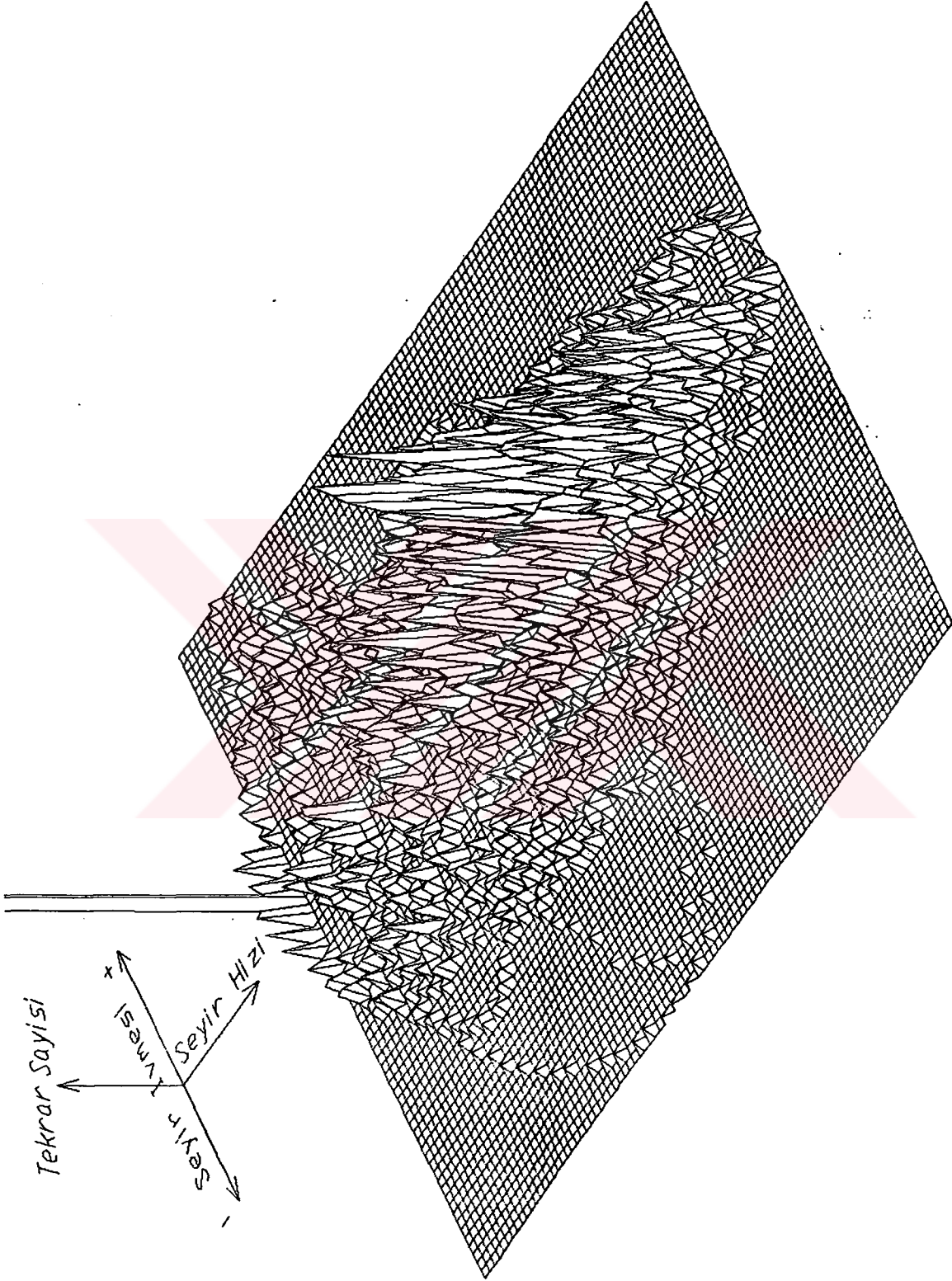
3.4.3 Hız ve İvme Verilerinin Beraber İncelenmesi

Seyir esnasındaki çeşitli hızlarla seyrederken hangi ivme değerine ne sıklıkla ulaşıldığının incelenmesi seyrin karakterize edilmesi bakımından önemlidir.

İlk olarak hız ve ivme değerlerinin çeşitleri tespit edilmiştir. Her çeşit hız değerinde hangi ivme değerlerinin hangi sıklıkla karşımıza çıktığının bulunması için C++ programlama dili kullanılarak bir bilgisayar programı (Ek C) yazılmıştır. Program çıktılarının bir grafik halinde gösterilebilmesi için hız-ivme çiftleri önce hıza sonra ivmeye göre küçük değerlerden büyük değerlere doğru MS Excel 5.0 kullanılarak sıralanmışlardır. Veriler C++'ın okuyabileceği bir formata çevrilip sayılmışlar ve her hız-ivme çifti için bir tekrar sayısı bulunmuştur.

Elde edilen sonuçların AutoCAD R12 kullanılarak görsel hale getirilmesi için ilk olarak mevcut olmayan hız-ivme çiftleri C++ yardımıyla sanal olarak oluşturulmuş ve tekrar sayıları da sıfır olarak alınmıştır. Bu veri kümesi AutoLISP programlama dili kullanılarak yazılan program (Ek E) yardımıyla Şekil 3.9'da görülen grafik halinde gösterilmiştir. Burada x ekseninde hız, y ekseninde ivme ve z ekseninde de bu hız-ivme çiftinin tekrar sayısı gösterilmiştir. Hız değerleri 1 km/h'lık adımlar halinde 0 km/h ile 98 km/h arasında, ivme değerleri ise 0.1 m/s² lik adımlar halinde -4.6 m/s² ile 3.1 m/s² arasında olduğu görülmüştür.

Şekil 3.9'da görülen grafik incelenecek olursa 0 m/s seyir hızında ve ortalama seyir hızında, bu hızlar ile 0 m/s² lik ivmenin oluşturduğu çiftlerin sayısı diğer çiftlere oranla oldukça fazladır. Bunlardan ilki taşıtın durma fazlarından, ikincisi ise ortalama taşıt seyir hızındaki ivmesiz hareket fazlarından ortaya çıkmaktadır. Kalkışlardaki yüksek ivmeli hareket maksimum pozitif ivmelerin oldukça düşük seyir hızlarında ortaya çıkmasına sebep olmuştur. Durmak için frene ilk basıldığı zaman ortaya çıkan yüksek negatif ivmeler ise 20-25 km/h hızlarda ortaya çıkmıştır.



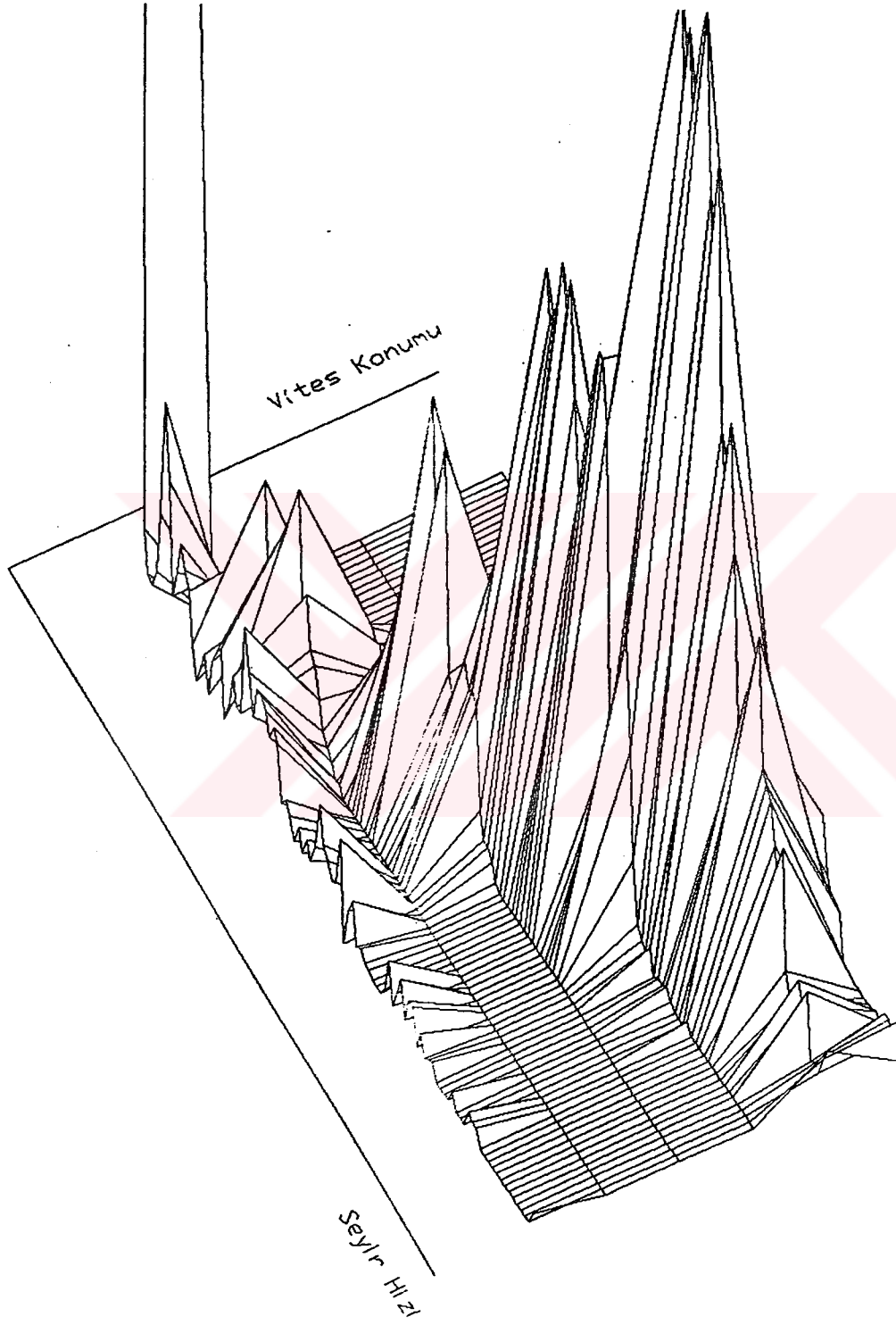
Şekil 3.9 Seyir Hızı ve Seyir İvmesi Çiftlerinin Sıklık Dağılımı

3.4.4. Hız ve Vites Konumu Verilerinin Beraber İncelenmesi

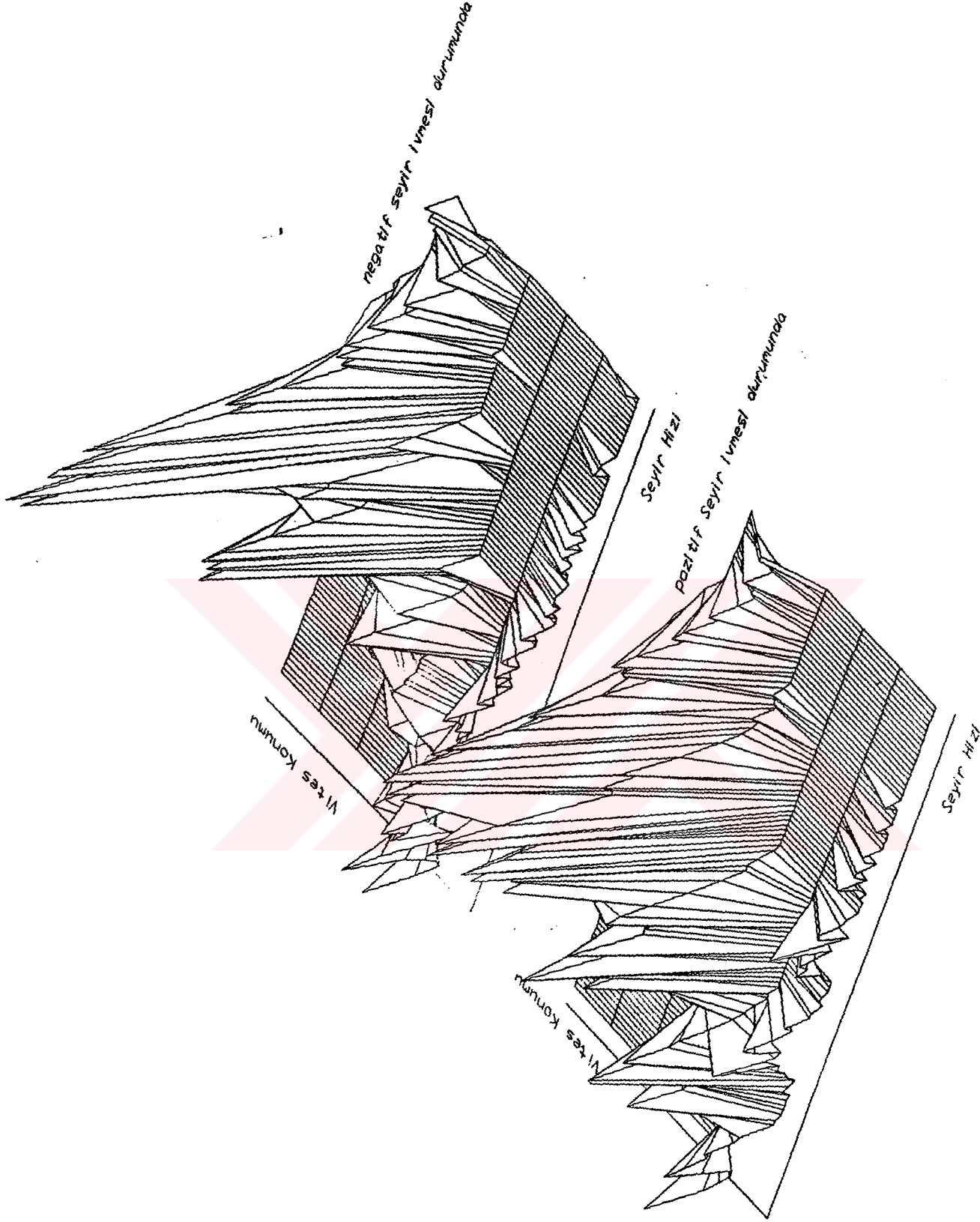
Vites kullanımının seyir hızı ile olan ilişkisinin tespiti amacıyla seyir ivmesinin pozitif ve negatif olduğu durumlar ayrı ayrı incelenmiştir.

Hangi seyir hızında hangi vites konumunun ne sıklıkta kullanıldığını tespit etmek için, hız-vites konumu çiftleri önce seyir hızına sonra da vites konumuna göre küçükten büyüğe doğru MS Excel 5.0 kullanılarak sıralanmışlar ve C++ kullanılarak yazılan program ile (Ek F), hız-vites konumu çiftlerinin tekrar sayısı bulunmuştur. Söz konusu çiftler bir C++ programıyla (Ek G) AutoCAD R12 nin içindeki AutoLISP programlama dilinin okuyabileceği bir hale getirilmiş ve nihayet AutoLISP kullanılarak yazılmış bir program (Ek H) sayesinde grafiksel gösterime uygun hale getirilmişlerdir. Sonuç olarak Şekil 3.10'daki grafik elde edilmiştir.

Bu çalışmalara ek olarak hız,vites konumu ve tekrar sayısı eğrileri seyir ivmesinin pozitif ve negatif olduğu konumlar için de incelenmişlerdir. Bunun için ilk olarak ivmenin pozitif ve negatif olduğu durumlar MS Excel 5.0 ile ayrılmış ve daha önce yapıldığı benzer şekilde dağılım çıkarılmıştır. Kullanılan programlar Ek F, G ve H' dakinin neredeyse tamamen aynılarıdır ve tekrar verilmemişlerdir. Sonuçlar grafiksel olarak Şekil 3.11' de gösterilmiştir.

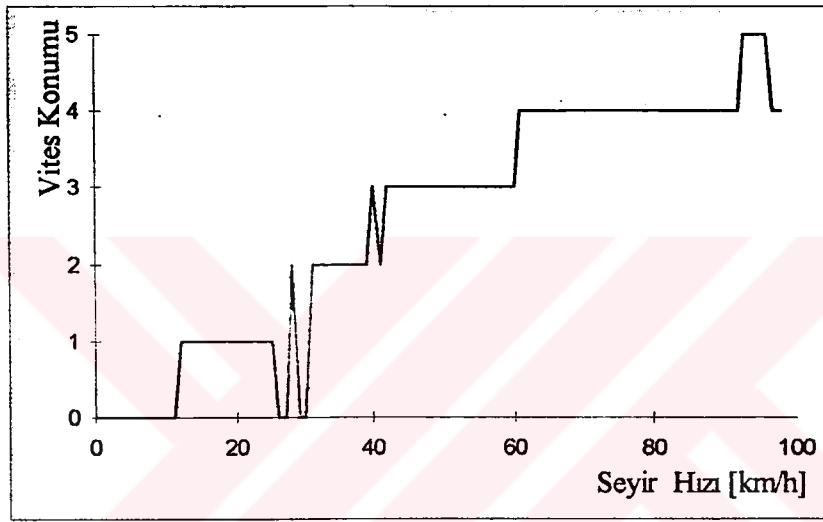


Şekil 3.10 Seyir Hızı Üzerinde Vites Konumları Dağılımı

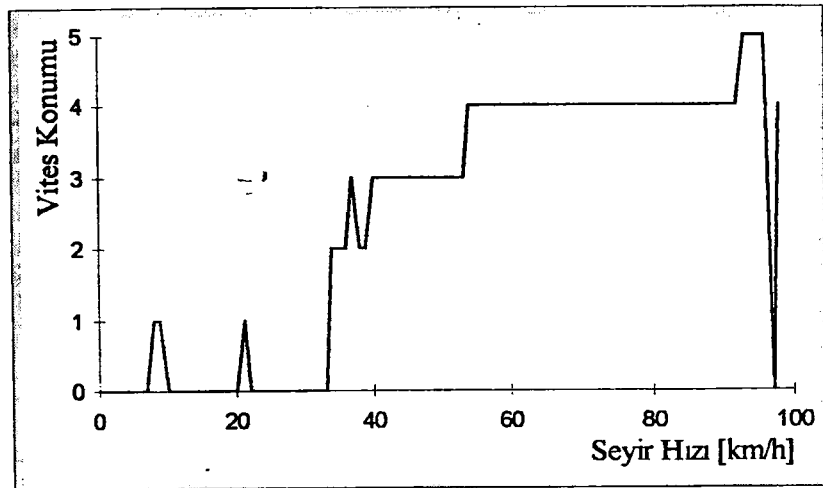


Şekil 3.11 Negatif ve Pozitif Seyir İvmesine Göre Seyir Hızı Üzerinde
Vites Konumlarının Dağılımı

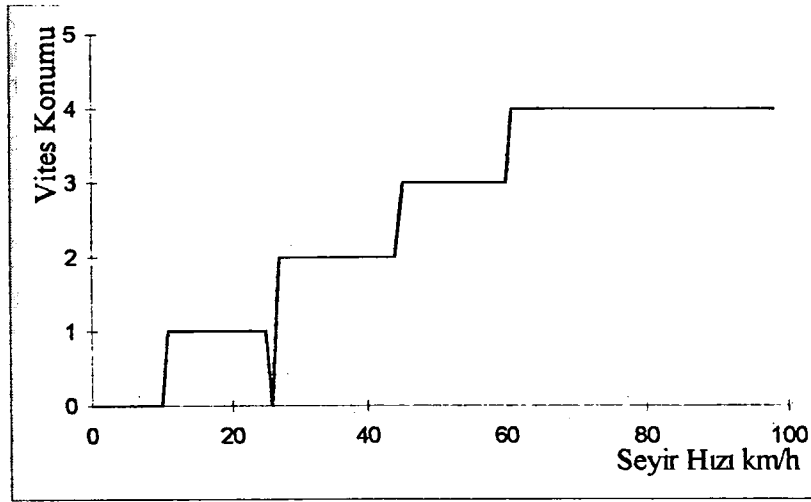
Bunlardan başka hangi seyir hızında hangi vites konumunu en çok tercih edildiği bulunmuştur. Bunun için bir önceki çalışmada elde edilen hız-vites konumu ve bu çiftlerin tekrar sayısı yardımıyla pozitif ve negatif ivmeli hareketler ayrılarak her hız değeri için hangi vites konumunun en çok kullanıldığı yani hangi vites konumunun tekrar sayısının en büyük olduğu MS Excel içindeki Visual Basic programlama dili kullanılarak tespit edilmiştir. sonuç olarak elde edilen grafikler şekil 3.12, 3.13 ve 3.14' te görülmektedir.



Şekil 3.12 Seyir Hızına Göre En Çok Kullanılan Vites Konumları



Şekil 3.13 Negatif Seyir İvmesi Durumunda En Çok Kullanılan Vites Konumları



Şekil 3.14 Pozitif Seyir İvmesi Durumunda En Çok Kullanılan Vites Konumları

Şekillerin incelenmesinden çıkan sonuç bazı hız değerlerinin vites konumu karşılıklarının bulunmamasıdır. Mekanik sürtünmeli kavramanın kullanılması sonucu oluşmuş olabileceği düşünülen bu durumun negatif ivmeli harekette 1. ve 2. viteslerde ortaya çıkmasının sebebi büyük bir ihtimalle fren ve debriyaj pedallarına aynı anda basılmış olmasıdır. Bu durum ayrıca, 1. ve 2. viteste neredeyse hiç motor freni yapılmamış olduğunu göstermektedir.

Bu bölümde tek bir seyir kaydına ait değerler incelenmiştir. Günümüzde içten yanmalı motorlarla tahrik edilen taşıtların şehir içi seyirlerde çıkardıkları zararlı egzoz gazı emisyonlarının standart bir test yöntemi ile belirlenmesi için bir “şehir çevrimi” oluşturulması gerekir. Bunun için belirli rotalarda mümkün olduğunca çok yol katedilip tüm veriler tek bir çevrim halinde ortaya konur. Bu çalışmada yapılan istatistikler Türkiye’nin trafik bakımından en yoğun şehri olan İstanbul için oluşturulması düşünülen “şehir çevrimi” ne yardımcı olmak için yapılmışlardır.

3.5 Tekerleklerdeki Moment Gereksinimi ve Motor Momentinin Eldesi Problemi

Bu bölümde verilmiş olan seyri yapmış olan taşıtın tekerleklerindeki çeki ya da fren kuvveti başka bir ifade ile tahrik ya da fren momenti bulunacaktır. Bilindiği üzere moment statik tekerlek yarıçapı kullanılarak, kuvvetten elde edilebilmektedir. Burada 150 milisaniye aralıkla tespit edilmiş her hız değeri için seyir dirençleri hesaplanacaktır. Bu dirençlerin toplanması sonucunda zamana bağlı olarak taşıtın sözkonusu seyri gerçekleştirebilmesi için gerekli olan kuvvet ve moment değerleri ortaya çıkacaktır. Karakteristik dönüştürücü çevrim oranı i_k ile verimi η_k ' nın yapılan hesaplarda gözönüne alınması ve motor momentinin eldesi problemine değinilecektir.

3.5.1 Seyir Dirençlerinin Hesaplanması

Taşıtlardaki güç iletiminin temel denklemi olan taşıtın doğrusal hareketini tanımlayan dinamik denklem, tekerleklerdeki çeki ya da fren kuvvetinin gereksinimini hesaplamada kullanılır. Tekerleklerdeki çeki yada fren kuvveti taşıtın yuvarlanma direnci, hava direnci, ivme direnci ve yokuş direncinin yenilmesi için gereklidir.

Tahrik durumunda ihtiyaç duyulan çeki kuvveti ile fren durumunda ihtiyaç duyulan fren kuvveti taşıtta bulunan iki adet kaynak yardımıyla oluşturulurlar. Bu kaynakların birincisi motor devrine bağlı olan motor momentidir. Tahrik durumunda motor momenti pozitifdir ve aktarma organlarının çevrim oranları ile büyürken verimleri ile küçülür. Sürücü tarafından seyir şartlarına göre, isteğe bağlı olarak seçilen motor hava keleşbeğı konumu motorun tekerleklerde seyir durumuna göre tahrik ya da fren momenti oluşturmasını sağlar. Tahrik momenti gibi aktarma organlarının çevrim oranı ile büyüyen fren momenti, aynı zamanda

verimleri ile de büyümektedir. Motorun sağladığı fren momentinin yeterli olmadığı durumlarda kullanılan servis freninin sağladığı moment ikinci kaynaktır.

Tekerleklerdeki çeki yada fren kuvveti ihtiyacı seyir dirençlerinin toplamı kadardır. Bu dirençlerin teker teker hesaplanması gereklidir.

3.5.1.1 Tekerlek Direnci

$$F_R = f_R \cdot G \quad (3.8)$$

ifadesi ile hesaplanan yuvarlama direnci $f_R = 0.015$ ve

$$G = m \cdot g \quad (3.9)$$

$$G = (1110 \text{ kg} + 150 \text{ kg}) \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 \quad (3.10)$$

verileri kullanılarak bulunabilir. Yüksek hızlara çıktıkça hızla artan ve normalde taşıt hızına bağlı olan yuvarlanma direnci seyir süresince 90 km/h hızın üstüne pek çıkmadığı için hızdan bağımsız olarak kabul edilebilir. Taşıt ağırlığı G hesaplanırken taşıt kütlesi m' ye ilave edilmiş olan 150 kg , deneyi yürüten personel ve deney cihazlarının ağırlığıdır. Sonuç olarak F_R ,

$$F_R = 0.015 \cdot 12360 \text{ N} = 185.409 \text{ N} \quad (3.11)$$

olarak bulunur. Taşıt hızının sıfır olduğu konumlarda tekerlek direnci sıfır alınmıştır.

3.5.1.2 Hava Direnci

Bilindiği gibi hava direnci,

$$F_L = c_w \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad (3.12)$$

ifadesi ile hesaplanır.

Burada hava direnci katsayısı $c_w = 0.33$, taşıtın seyir yönüne dik projeksiyon alanı $A = 1.93 \text{ m}^2$ ve havanın yoğunluğu $\rho = 1.25 \text{ kg/m}^3$ olduğuna göre tüm seyir boyunca her hız değeri için bir rüzgar direnci hesaplamak mümkündür.

3.5.1.3 Yokuş Direnci

Verilmiş bulunan seyir boyunca yol eğimleri ihmal edilebilecek kadar küçüktür. Hesaplar yapılırken yokuş direnci sıfır alınmıştır.

3.5.1.4 İvme Direnci

Seyir boyunca kaydedilmiş anlık hız değerlerinden türetilmiş ivme değerleri anlık ivmeler olarak kabul edilebilir.

Bilindiği gibi taşıtlardaki ivme direnci,

$$F_F = \lambda \cdot m \cdot \ddot{x} \quad (3.13)$$

ifadesi ile hesaplanır. Burada taşıt kütlesi m ve seyir ivmesi $\ddot{x}$ bilinmektedir. Dönen kütleler faktörü λ ise her vites kademesi için ayrı bir değer almaktadır. Bu değerler daha önce yapılmış olan bir istatistik sonucunda çizilmiş olan şekil 2.3 ten alınmıştır.

Taşıtın her vites kademesinin toplam çevrim oranına göre şekil 2.3'ten aşağıdaki değerler seçilmiştir.

- | | | | |
|------------------------|---|----------------------|-----------------------|
| 1. vites kademesi için | : | $\lambda_1 = 1.29$ | $(i_{K1} = 12.04828)$ |
| 2. vites kademesi için | : | $\lambda_2 = 1.12$ | $(i_{K1} = 7.30766)$ |
| 3. vites kademesi için | : | $\lambda_3 = 1.0735$ | $(i_{K1} = 4.89342)$ |
| 4. vites kademesi için | : | $\lambda_4 = 1.0515$ | $(i_{K1} = 3.63282)$ |
| 5. vites kademesi için | : | $\lambda_5 = 1.046$ | $(i_{K1} = 2.88792)$ |

Bu değerler kullanılarak her hız değeri dolayısıyla her ivme değeri için ivme direnci hesaplanmıştır.

Vites konumunun boş olduğu sırada dönen kütleler faktörü $\lambda = 1$ alınmıştır. Gerçekte bu değer 1 ile λ_5 arasındaki bir değer olmalıdır. Bu durumda motor ivmelenme de tekerlekler, tahrik milleri, diferansiyel ve vites kutusu içindeki bazı mil ve dişliler dönmekte ve taşıtın hareketine göre (servis freni kullanımı, yokuş yukarı ya da aşağı hareket) pozitif ya da negatif olarak ivmelenmektedirler. Ancak ivme direncinde en önemli kısmı motordaki dönen kütleler oluşturmaktadır ve işte bu yüzden λ değeri 1 olarak alınabilir.

3.5.2 Tekerleklerdeki Çeki ya da Fren Kuvveti Gereksinimi

Örnek olarak hız, ivme, vites konumu, dönen kütleler faktörü λ , seyir dirençleri ve bu dirençlerin toplanmasıyla elde edilen çeki ya da fren kuvveti değerlerinden bir bölüm tablo 3.3 te görülmektedir.

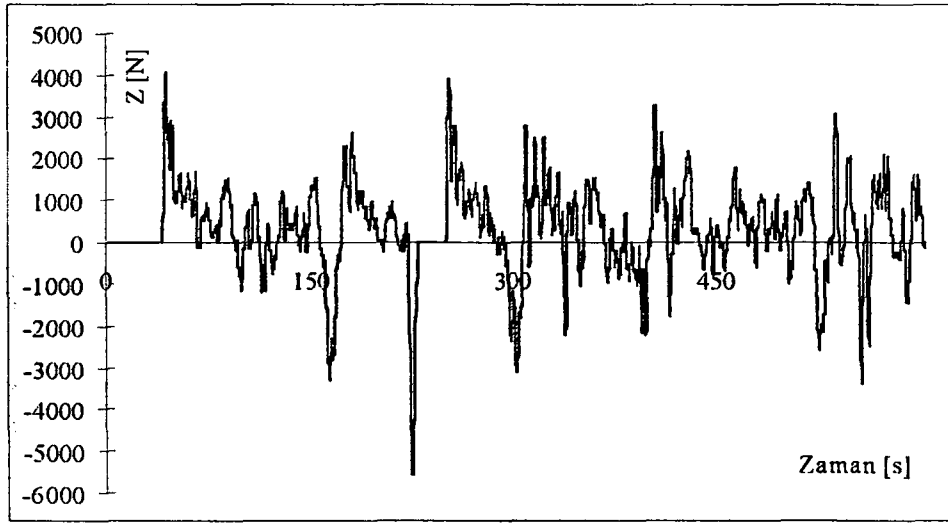
Tablo 3.3 Seyre Ait Verilen ve Hesaplanan Büyüklüklerden Bir Kısım

Zaman [s]	Seyir Hızı [km/h]	Seyir İvmesi [m/s ²]	Vites Konumu	λ	Yuvar. Dir. [N]	Hava Dir. [N]	İvme Dir. [N]	Z [N]
..	..	..	..	..	..	..	..	..
..	..	..	..	..	..	..	..	..
164.1	47.24	-2.48	4	1.0515	185.41	68.53	-3290.03	-3036.09
164.25	45.97	-2.38	4	1.0515	185.41	64.91	-3149.24	-2898.92
164.4	44.59	-2.24	4	1.0515	185.41	61.08	-2961.14	-2714.65
164.55	43.44	-2.13	4	1.0515	185.41	57.97	-2819.77	-2576.40
164.7	42.41	-2.06	4	1.0515	185.41	55.24	-2725.72	-2485.07
164.85	41.37	-1.95	4	1.0515	185.41	52.58	-2584.94	-2346.95
165	40.34	-1.92	4	1.0515	185.41	49.98	-2537.62	-2302.23
165.15	39.31	-1.95	4	1.0515	185.41	47.45	-2584.35	-2351.49
165.3	38.27	-1.99	4	1.0515	185.41	44.99	-2631.09	-2400.69
165.45	37.24	-2.02	4	1.0515	185.41	42.59	-2678.40	-2450.41
165.6	36.09	-2.06	4	1.0515	185.41	40.00	-2725.72	-2500.31
165.75	34.94	-2.13	4	1.0515	185.41	37.50	-2819.77	-2596.87
165.9	33.79	-2.20	4	1.0515	185.41	35.07	-2913.82	-2693.35
166.05	32.64	-2.20	4	1.0515	185.41	32.72	-2914.41	-2696.28
166.2	31.38	-2.20	4	1.0515	185.41	30.24	-2914.41	-2698.76
166.35	30.11	-2.24	4	1.0515	185.41	27.85	-2961.14	-2747.88
166.5	28.96	-2.27	4	1.0515	185.41	25.76	-3007.87	-2796.70
166.65	27.81	-2.27	0	1	185.41	23.76	-2860.56	-2651.39
..	..	..	..	..	..	..	..	..
..	..	..	..	..	..	..	..	..

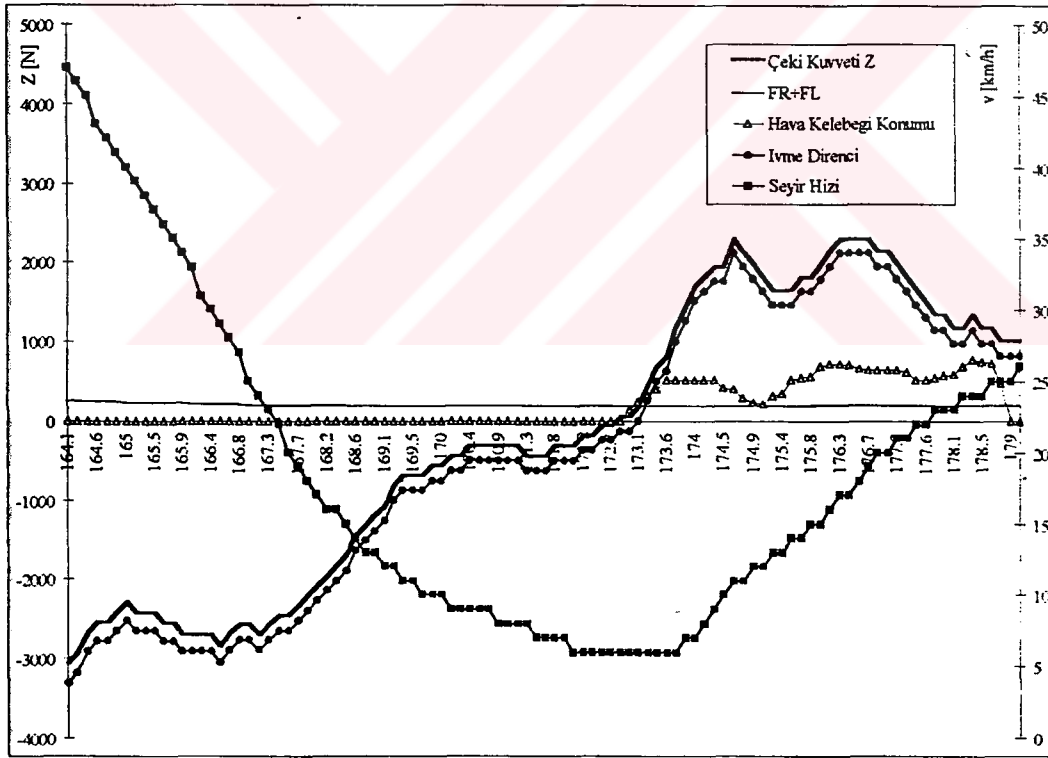
Seyrin ilk 600 saniyesi -yaklaşık 4000 veri sırası- şekil 3.15 te bir grafik olarak gösterilmiştir.

Şekil 3.15 te gözüktüğü gibi çeki kuvvetinin negatif değerler aldığı bölgede bir fren kuvveti ihtiyacı doğmaktadır. Bu fren kuvveti küçük olursa sadece motor freni, büyük olursa hem motor freni hem de servis freni yardımıyla elde edilmektedir.

Seyri biraz daha yakından incelemek için çeki ya fren kuvveti Z' nin seyrinin bir bölümü şekil 3.16 da gösterilmiştir.



Şekil 3.15 Çeki ya da Fren Kuvveti Z' nin Seyrinden Bir Bölüm



Şekil 3.16 Çeki ya da Fren Kuvveti Z' nin Seyrinin Yakından Görünüşü

Şekil 3.16 da göze çarpan en önemli özellik çeki kuvveti Z nin eğrisinin ivme direnci ile neredeyse aynı karakteristiğe sahip olduğudur. Ancak

seyir hızının düşük olduğu ve bunun sonucu olarak hava direncinin de düşük olduğu göz önünde bulundurulmalıdır.

Tekerlek ve hava dirençlerinin çeki kuvveti Z' nin pozitif olduğu bölgelerde çeki kuvveti ihtiyacını arttırdıkları, negatif olduğu bölgelerde ise azalttıkları gözükmemektedir.

3.5.3 Motor Momentinin Eldesi

Elde bulunan seyir kaydı trafik şartlarının farklılık gösterdiği bir şehiriçi parkurdan elde edilmiştir. Bu seyir süresince fren ve gaz pedalları oldukça sık kullanılmış ve pek çok defa vites değiştirilmiştir.

Tahrik durumu başka bir ifade ile çeki kuvvetinin pozitif olduğu durum olarak tanımlanabilir. Bu durumda anlık motor momentini bulmak için önce tekerlek çeki kuvveti Z , statik tekerlek yarıçapı r ile çarpılarak tekerlek tahrik momenti M_T bulunur. Daha sonra bu tekerlek tahrik momenti M_T karakteristik dönüştürücü çevrim oranı i_K ve karakteristik dönüştürücü verimi η_K' ya bölünerek motor tahrik momenti M_M bulunur.

Fren durumu başka bir ifade ile çeki kuvvetinin negatif olduğu durum olarak tanımlanabilir. Bu durumda hesapları tahrik durumunda olduğu gibi yürütmek için servis freninin kullanılıp kullanılmadığının bilinmesi gereklidir. Seyir sırasında tekerleklerdeki fren kuvvetinin kaynağı motor ve/veya servis freni olabilir. Verilmiş olan seyir boyunca servis freninin ne zaman kullanıldığına dair herhangi bir veri yoktur. Böyle bir veri olsa bile karmaşık bir sistem olan fren sisteminin hangi tekerlekte ne kadar büyüklükte bir fren momenti geliştirdiğini hesaplamak çok zor ve güvenilmezdir. Taşıtın verilmiş özellikleri arasında motorun maksimum fren karakteristiği de mevcut değildir. Bu durumda motorun hangi devirde ne kadar fren momenti verdiği bilinmemektedir.

Eğer maksimum motor karakteristiği eğrisi verilir, seyir kayıtlarından hava kelebeği konumu negatif ivmeli hareket durumunda tam kapalı olarak tespit edilir ve karakteristik dönüştürücü çevrim oranı i_K ve verimi η_K da hesaplara dahil edilirse, motorun oluşturduğu tekerlek fren momenti tekerlek fren kuvveti gereksiniminden, her seyir durumunda motor arz momentinin tekerlek gereksinim momentine eşitliğinden yola çıkılarak bulunabilir.

Böylece toplam fren momentinin içindeki motora ait fren momenti çıkartılarak servis freninin oluşturduğu tekerlek fren momenti bulunabilecektir.

Motor fren moment karakteristiğini bulmak için halka şeklindeki bir parkurda servis freni kullanılmadan sadece motor freni hava kelebeği tam kapalı durumda kullanılmış ve motor devrine bağlı motor fren moment karakteristiği çıkarılmaya çalışılmıştır. Bu konu bölüm 4 te ayrıntılı olarak incelenecektir.

BÖLÜM 4

DENEYLER

4.1 Giriş

Bölüm 3'te bazı teknik özellikleri verilmiş bir taşıtın yaptığı, gerekli kinematik büyüklükleri bilinen bir seyir incelenmişti. Seyir dirençlerinin hesaplanması ve buradan da çeki ya da fren kuvvetinin bulunması açıklanmış ve motor momentinin hesaplanması problemine değinilmişti.

4.2 Deneyin Amacı

Verilmiş olan bu taşıt seyri incelenerek frenleme durumunda tekerleklerdeki fren kuvvetinin ne kadarının servis freninden, ne kadarının motor freni tabir edilen ve ayağın gaz pedalından çekilmesi ile oluşan motor kompresyonunun yarattığı frenleme momentinden meydana geldiğini belirlemek pek mümkün gözükmemektedir. Bu yüzden motor fren momentinin motor devrine bağlı olarak bulunabilmesi için bazı deneyler yapılması zorunluluğu doğmuştur.

Bu deneyler sırasında ne zaman motor freninin yavaşlatıcı etkisine başvurulduğu bilineceği için, taşıt seyir verilerinden yola çıkarak devre bağlı bir motor fren momenti eğrisi belirlemek mümkün olacaktır. Daha sonra motor freninden gelen frenleme momenti servis freninden gelen frenleme momentinden ayrılabilir ve bu da zararlı egzost emisyonlarının belirlenmesinde bir veri olarak kullanılabilir. Bu bilginin bir şehir çevriminde nasıl değerlendirilebileceği konusuna

burada değinilmeyecek olup, konu başka bir çalışmada ele alınıp ayrıntılı olarak incelenebilecek kadar geniştir.

Bu bölümde motor fren momentinin taşıt seyir verilerinden yola çıkarak hesaplanabilmesi için yapılmış olan deneyler anlatılacaktır.

4.3 Deneyin Kapsamı

4.3.1 Deneyde Kullanılan Taşıt ve Özellikleri

Deneyde kullanılan taşıt bölüm 3'te seyri verilen taşıttır. Seyri verilmiş olan bu taşıtın gerekli teknik özellikleri tablo 4.1' de gösterilmiştir.

Tablo 4.1 Seyri İncelenecek Taşıtın Teknik Özellikleri

Boş Kütle	1110 kg
Hava Direnci Katsayısı	0.33
Seyir Yönüne Dik Pojeksiyon Alanı	1.93 m ²
Vites Kutusu Çevrim Oranları	
1. Vites Kademesi İçin i_{s1}	3.154
2. Vites Kademesi İçin i_{s2}	1.913
3. Vites Kademesi İçin i_{s3}	1.281
4. Vites Kademesi İçin i_{s4}	0.951
5. Vites Kademesi İçin i_{s5}	0.756
Diferansiyel Çevrim Oranı i_D	3.82
Tekerlek Lastiklerinin Tipi	185/65 R14 85 H
Tekerlek Lastiklerinin Yuvarlanma Çevresi	1820 mm
Statik Tekerlek Yarıçapı	0.275 m
Motor Tipi	Benzinli
Yakıt Besleme ve Ateşleme	Tam Elektronik
Motor Hacmi ve Silindir sayısı	1796 cm ³ / R4
Maximum Güç (Devir)	105 PS (5500 devir/dak.)
Maximum Moment (Devir)	153 Nm (4000devir/dak.)

Söz konusu taşıtın motoru bir elektronik kontrol ünitesi tarafından yönetilmektedir. Bu motordaki sürücünün kontrol edebildiği tek motor parametresi gaz kelebeği açıklığıdır. Elektronik kontrol ünitesi bu parametre ve belleğinde bulunan programı kullanarak yanma odasına püskürtülecek yakıt miktarını motor ve egzoz sistemine yerleştirilmiş çeşitli algılayıcı (sensor) ve uygulayıcı (actuator) yardımıyla belirler.

Taşıt periyodik bakımlarında da motorun anlık çalışma parametreleri ile geçmişe yönelik verilerin tespit edilmesinde kullanılan bu elektronik kontrol sistemi sayesinde seyir boyunca bazı parametreler ve değerler elde edilmiş daha sonra incelenmek üzere bir dizüstü bilgisayar aracılığıyla kaydedilmiştir. Bilgisayar ortamına aktarılmış bu veriler kullanılarak motor fren momentini elde etmek üzere tasarlanmış bulunan deney rahatlıkla gerçekleştirilmiştir.

4.3.2 Deneyin Gerçekleştirildiği Yer

Deney Ek J de verilen İstanbul Teknik Üniversitesi Ayazağa Kampüsü'nün 1/4000 ölçeğinde çizilmiş olan haritasında işaretlenmiş olan halka şeklindeki zemini kuru ve asfalt kaplı parkurda kuru bir havada iki aşamalı olarak yapılmıştır.

Parkur ilk olarak keşif amaçlı katedilmiş ve diğer turlarda yapılacak motor freni periyotlarının başlangıç ve bitiş noktaları kabaca belirlenmiştir. Başlangıç noktaları sırasıyla saat ibrelerinin tersi yönünde olmak üzere aşağıdaki şekilde sıralanabilirler.

1. Bankamatik önü
2. Yemekhane binası sokağı
3. Elektrik Fakültesi binası sokağı
4. Gemi Fakültesi binası köşesi

5. Nükleer Bilimler Fakültesi köşesi
6. Trafo binası önü
7. Uçak Mühendisliği binası önü
8. Kütüphane binası köşesi
9. Rektörlük binası önü
10. Mediko-Sosyal binası önü

4.3.3 Seyir Kayıt Donanımı ve Ölçülen Büyüklükler

Bu çalışma sırasında özellikleri bilinen bir taşıtın motorundaki elektronik kontrol ünitesine bağlanan dizüstü bilgisayarı yardımıyla seyir sırasında 150 milisaniye aralıkla aşağıdaki veriler kaydedilmiştir.

1. taşıt hızı v , [km/h]
2. motor devir sayısı n_M , [devir/dakika]
3. hava kelebeği açıklığı, [Volt]
4. soğutucu akışkan sıcaklığı, [$^{\circ}\text{C}$]

Taşıt seyri ile ilgili temel büyüklük olan taşıt hızı, başlıca motor gücü, motor devri, seyir dirençleri, aktarma organlarının toplam çevrim oranı ve verimi ile pnömatik lastik tekerlek ve zemin özelliklerine bağlıdır ve seyir kayıt donanımı yardımıyla ölçülmüştür.

Seyir ivmesi ölçülmemiş olup seyir hızından elde edilecektir. İvme direncinin hesabında yine bu ivme kullanılacaktır.

İçten yanmalı motorun temel çalışma parametresi olan dönme sayısı seyir hızıyla birlikte kullanılarak seyir sırasında kaydedilmemiş olan vites konumları bulunacaktır.

Hava kelebeği açıklığı motordan talep edilen momenti ve gücü belirler. Bu parametrenin yardımıyla motor fren periyotları rahatlıkla

belirlenebilmektedir.

Seyir sırasında kaydedilen bu veriler daha sonra bilgisayar ortamında değerlendirilmiştir.

4.3.4 Deneyin Yapılışı

Deney personeli 3 kişiden oluşmaktadır:

Birinci kişi taşıtı parkur içinde sürmekte ve motor frenini kullanarak taşıtın yavaşlamasını sağlamakta ve aynı zamanda da hep aynı bölgelerde motor freni yapmaya çalışmaktadır.

Aynı kişi ne zaman ve nerede ayağını gaz pedalından çektiğini, taşıt seyrinin gereği olarak yani taşıtın duracak kadar yavaşladığı zaman yeniden gaz pedalına bastığını, ya da önüne bir engel (araç, yaya, kasis, viraj vb.) çıktığı zaman servis freninin kullanmak zorunda kaldığını deney sırasında arka koltukta oturarak motor freni periyotlarının başlangıç ve bitiş noktalarının yazılı kaydını yapan üçüncü kişiye sözlü olarak bildirmektedir.

İkinci kişi ise sürücünün yanında oturarak dizüstü bilgisayarından taşıt seyir verilerini takip etmekte ve ayak gaz pedalından çekildiği ve tekrar gaz pedalına ya da fren pedalına basıldığı andaki seyir kayıt numaralarını motor fren periyotlarının belirlenebilmesi ve kaydedilmesi için üçüncü kişiye sözlü olarak aktarmaktadır.

Birinci aşamada sözkonusu parkurda taşıta seyir kayıt donanımı bağlanmış ve parkur üzerinde seyrederken özellikle 1. ve 2. viteslerde yüksek motor devirlerine çıkılmış ve belirli bölgelerde ayak gaz pedalından çekilerek servis freni kullanılmaksızın sadece motor kompresyonunun yarattığı frenleme etkisi kullanılarak taşıtın

yavaşlaması sağlanmıştır. Bunlar motor freni periyotları olarak adlandırılmışlardır.

İkinci aşama ise bu parkurda motor freni kullanıldığı bölgelerdeki yokuş değerlerini belirlemektir. Bu amaçla aynı bölgelerde ayak gaz pedalından çekilmeden az önce debriyaj pedalına basılarak motor aktarma organlarından ayrılmış ve boş vites kademesinde “süzülme” tabir edilen seyir yapılmıştır. Bu seyir esnasında kaydedilen verilerden yokuş değerini hesaplamak mümkün olmaktadır. Eğer boş vites kademesinde seyredilirse

$$Z = \sum_{j=1}^n \frac{M_{Tj}}{r_j} = f_R G + 0.5 c_w A \rho v^2 + G \left(p + \lambda \frac{\ddot{x}}{g} \right) \quad (4.1)$$

denkleminin sol tarafı M_T 'nin sıfır olması sebebiyle sıfıra eşittir. Burada yokuş p hariç diğer büyüklükler bilinmektedir ve bu da p 'nin her bir veri satırı için hesaplanmasını mümkün kılar.

Bunun bilgisayar ortamında gerçekleştirilmesi için yazılan program saat ibrelerinin tersi yönünde yapılan deney için Ek K'da saat ibreleri yönünde yapılan deney için Ek L' de verilmiştir. Bu program süzülme periyotları sırasında konum bazında tespit edilen yokuş değerlerini kaynak olarak kullanıp, gerçekleştirilmiş motor fren periyotları sırasındaki tek eksik veri olan yokuş değerini konuma göre enterpolasyon yaparak tespit etmektedir.

Her iki deney aşaması parkur saat ibreleri ve saat ibrelerinin tersi yönüne katedilerek tekrarlanmıştır. Burada aynı bölgede yapılan motor fren periyotları verileri kullanılarak yokuşun ortadan kaldırılması amaçlanmıştır. Fakat her iki yöndeki seyirler incelendiğinde gerek hız, gerek motor devri, gerekse veri kayıt sayısı bakımından aralarında farklar olduğu gözlenmiş ve yokuş direncini bulmak için boş vites

kademesinde yapılan seyirler dikkate alınmışlardır.

Tablo 4.2 de saat ibreleri ve saat ibrelerinin tersi yönünde 150 milisaniye aralıklarla kaydedilmiş olan konumlar gösterilmiştir. Görüldüğü üzere aynı mesafe için farklı sayıda kayıt değerleri mevcuttur.

Tablo 4.2 Kayıt Konumlarının Karşılaştırılması

Kayıt süresi	Saat ibrelerinin tersi yönünde gerçekleştirilen kayıt örneği	Saat ibreleri yönünde gerçekleştirilen kayıt örneği
Zaman [s]	Konum [m]	Konum [m]
0.0	1410.621	1410.97
0.15	1412.278	1413.982
0.3	1413.921	1417.018
0.45	1415.554	1420.068
0.60	1417.168	1423.128
0.75	1418.768	
0.90	1420.353	
1.05	1421.928	
1.20	1423.484	

Parkurun bir kez geçilmesi yeterli bulunmayarak saat ibreleri yönünde 4 tur, saat ibrelerin tersi yönünde ise 3 tur atılmıştır. Boş vites kademesi için her iki yönde de birer tur atılmıştır.

4.4 Sonuçlar

Deney sırasında motor fren momenti kullanılarak gerçekleştirilen yavaşlama periyotları 1., 2. ve 3. viteslerde farklı sayılarda tekrarlanmışlardır. Deneyin gerçekleştirildiği parkurda saat ibrelerinin tersi yönünde seyrederken,

1. turda 4,
2. turda 6,

3. turda 5,

4. turda 5,

saat ibreleri yönünde seyrederken ise

1. turda 6,

2. turda 6,

3. turda 6,

olmak üzere toplam 38 adet fren periyodu vardır.

Bu periyotların ne kadar sürdüğü hakkında bir fikir vermek için süreler başlangıç ve bitiş zamanları saniye olarak tablo 4.3' de verilmişlerdir.

Tablo 4.3. Parkur Saat İbrelerinin Tersİ Yönünde Geçilirken Kaydedilmiş Olan Motor Fren Periyotlarının Başlangıç ve Bitiş Zamanları

1.tur	2.tur	3.tur	4.tur
335.40-340.50	477.45-480	638.55-641.25	805.20-810.75
368.25-377.25	492.30-497.25	654.15-659.25	822.90-828.75
395.10-396.75	516.00-520.50	696.45-699.75	877.80-885.00
414.30-420.75	537.60-540.00	716.70-719.25	910.20-914.25
	556.65-558.75	742.95-752.25	934.65-942.75
	579.15-582.15		

Tablo 4.4. Parkur Saat İbreleri Yönünde Geçilirken Kaydedilmiş Olan Motor Fren Periyotlarının Başlangıç ve Bitiş Zamanları

1.tur	2.tur	3.tur
51.90-53.25	177.00-179.25	488.85-489.75
72.45-80.25	197.55-198.75	511.20-514.50
92.70-96.75	214.35-227.25	525.60-531.75
111.30-116.25	241.50-251.25	539.55-543.75
127.50-129.75	287.10-291.75	586.20-588.00
139.20-147.00	312.30-322.50	599.10-607.50

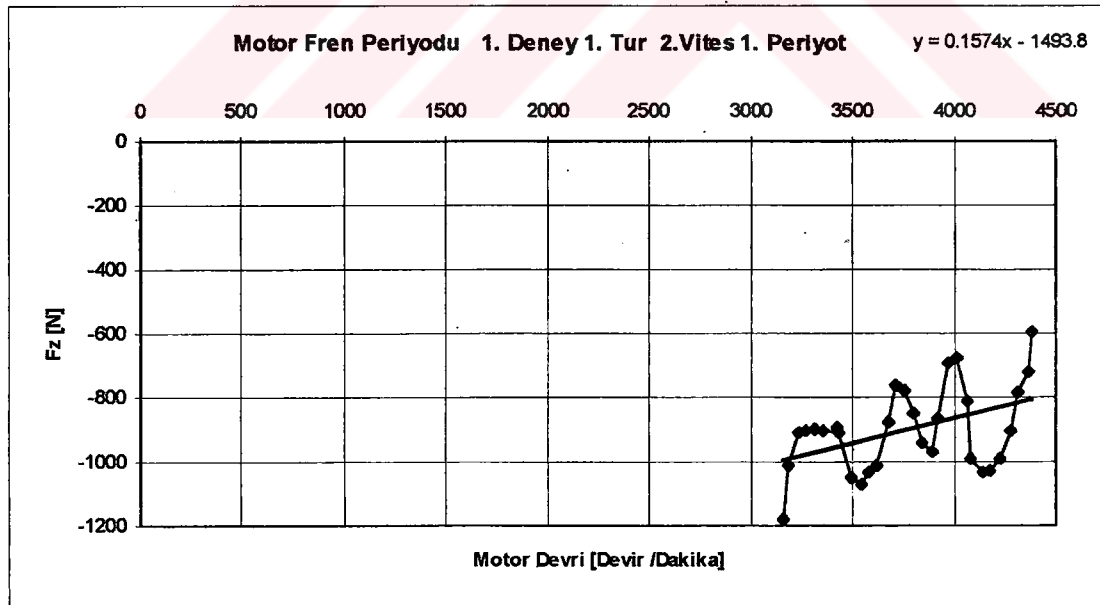
Periyotlar incelendiğinde en kısa periyodun 0.8 s en uzun periyodun ise 12.9 s uzunluğunda sürdüğü belirlenmiştir.

Motor freni periyotları viteslere göre Tablo 4.5' te gösterilmişlerdir.

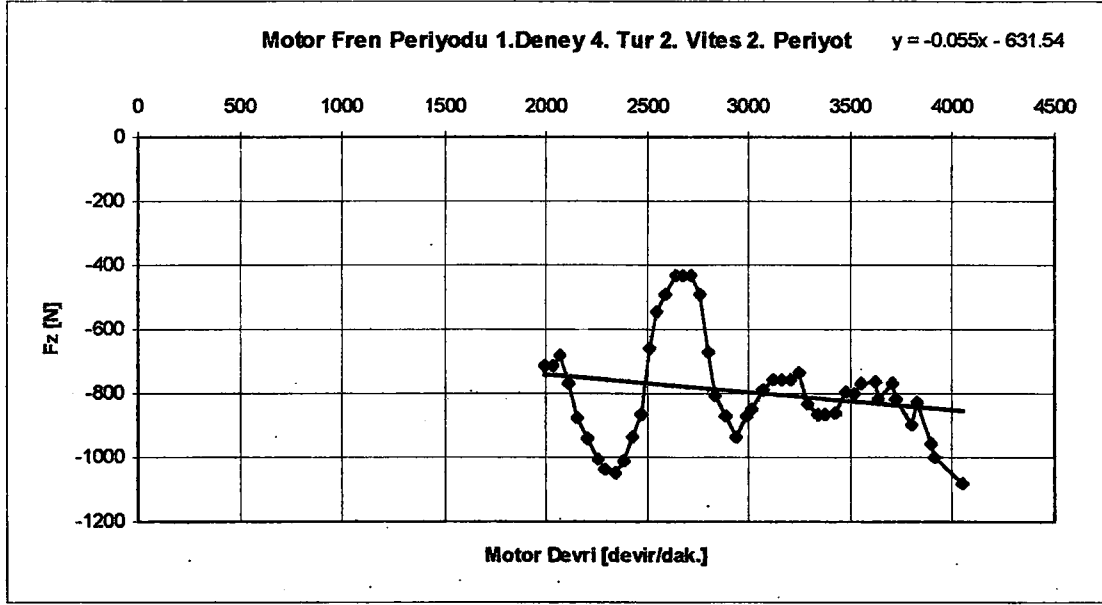
Tablo 4.5 Motor Freni Periyotlarının Viteslere Göre Ayrımı

Parkur geçiş yönü	1. Vites	2. Vites	3. Vites
Saat ibrelerinin tersi yönünde	3	13	4
Saat ibreleri yönünde	4	14	-

Periyotlar motor devri üzerine seyir dirençlerinin toplanması ile bulunan tekerleklerdeki çeki kuvveti eğrisi çizdirilerek incelenmişlerdir. Bu inceleme sonucunda bazı fren kuvveti eğrilerinde motor devri düştükçe fren kuvvetinin azaldığı bazılarında ise şaşırtıcı bir biçimde arttığı gözlenmiş ve teorik değerlerden çok büyük sapmalar gösteren pozitif eğime sahip fren kuvveti içeren eğriler incelemede dikkate alınmamışlardır.

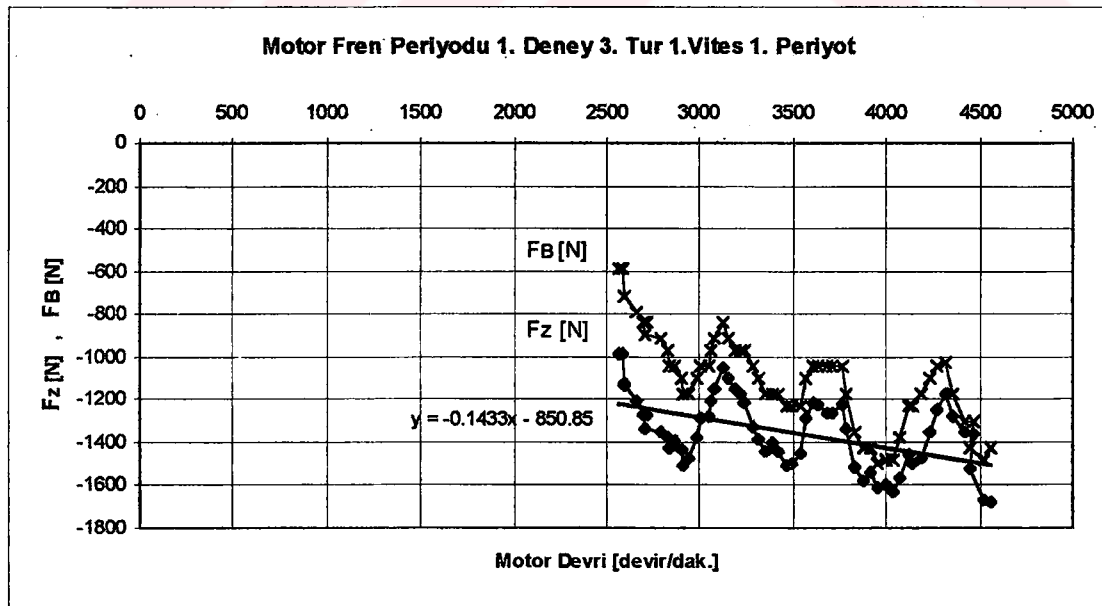


Şekil 4.1 Pozitif Eğimli Tekerlek Fren Kuvveti Eğrisine Sahip Motor Fren Periyodu



Şekil 4.2 Negatif Eğimli Tekerlek Fren Kuvveti Eğrisine Sahip Motor Fren Periyodu

Elde edilen çeki kuvveti eğrilerinin karakteristiği büyük ölçüde ivme direncinin karakteristiğine bağlıdır. Seyir dirençlerinin toplanmasıyla elde edilen motor devrine bağlı fren kuvveti eğrisi diyagramına ivme direnci eğrisi de çizdirilirse bu durum rahatlıkla izlenebilir. Şekil 4.3 te bu durum görsel olarak açıklanmıştır.



Şekil 4.3 Tekerlek Fren Kuvveti F_z ile İvme Direnci F_B ' nin Karakteristikleri

Tablo 4.6’ da her vites için negatif ve pozitif eğime sahip çeki kuvveti içeren periyotların sayıları verilmiştir.

Tablo 4.6 Negatif ve Pozitif Eğime Sahip Çeki Kuvveti İçeren Periyotların Sayıları

Parkur geçiş yönü	1. Vites		2. Vites		3. Vites	
	negatif	pozitif	negatif	pozitif	negatif	pozitif
Saat ibrelerinin tersi yönünde	3	-	7	6	2	2
Saat ibreleri yönünde	3	1	6	8	-	-

Bir motorun verebileceği maksimum fren momenti literatürden alınan bilgilere göre motorun maksimum gücü verdiği devir sayısındaki tahrik momentinin en fazla %30’ u kadar olabilir. Deneyde kullanılan taşıtın içten yanmalı, elektronik ateşlemeli ve elektronik enjeksiyonlu motorunun maksimum gücü (105 PS $\approx$ 77 kW) 5500 devir/dakika’ da verdiği bilinmektedir. Bu motorun maksimum gücü verdiği devir sayısındaki motor momenti hesaplanmış ve bu momentin %30’ u maksimum fren momenti olarak alınmıştır.

Bu hesap kısaca

Tahrik durumunda,

$$P_{\max} (5500 \text{ devir/dak.}) = 77 \text{ kW} \quad (4.2)$$

$$\omega_{\max} = (2 \cdot \pi \cdot 5500 \text{ devir/dak.}) / 60 = 575.67 \text{ rad/s} \quad (4.3)$$

$$M_{\omega_{\max}} = P_{\max} / \omega_{\max} = 77 \cdot 10^3 / 575.67 \text{ rad/s} \approx 133.8 \text{ Nm} \quad (4.4)$$

Fren durumunda

$$M_{\omega_{\max}} = (-1) \cdot 0.30 \cdot 133.8 \text{ Nm} \approx -40 \text{ Nm} \quad (4.5)$$

olarak yapılabilir.

Elde edilmiş fren kuvveti eğrileri kullanılarak hesaplanan motor momenti değerlerinin bu teorik momentten oldukça fazla sapma gösterenleri elenmişler ve dikkate alınmamışlardır. Bu çalışma 1. ve 2. deney için olmak üzere Tablo 4.7 ve 4.8 te gösterilmiştir. İşaretlenmiş olan eğrilerin verileri her vités için tek bir çeki kuvveti eğrisi oluşturmak için beraberce kullanılmışlardır.

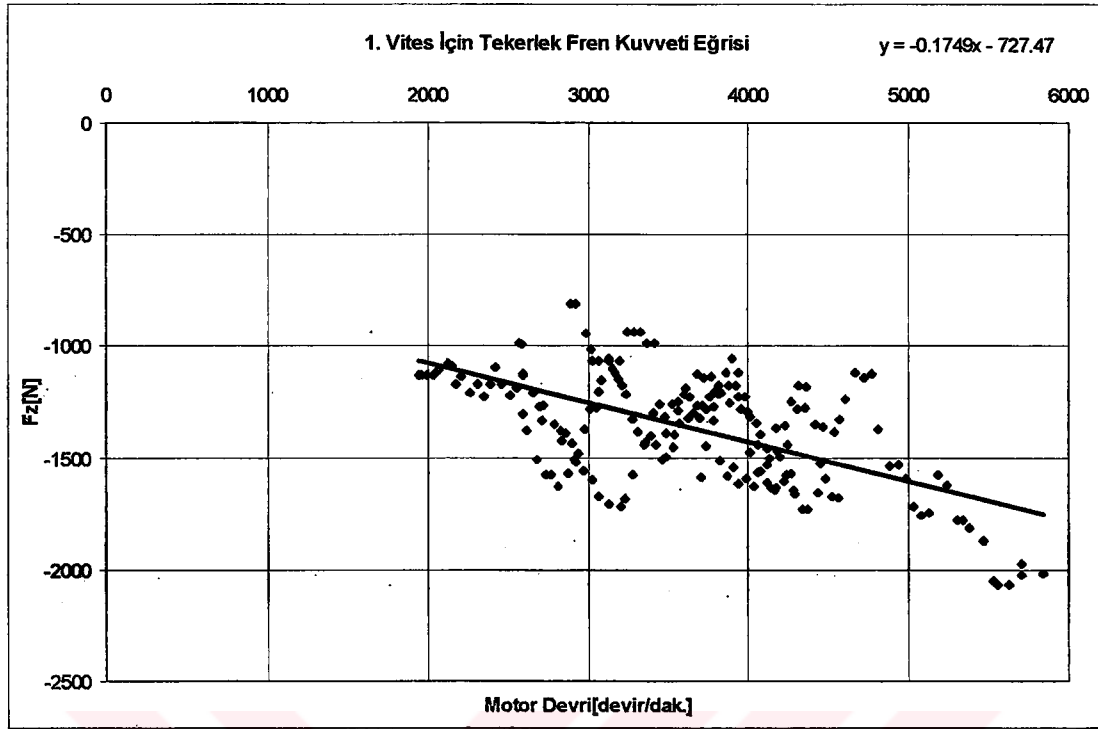
Tablo 4.7 1.Deney İçin Tekerlek Fren Kuvvetinden Motor Momentinin Hesaplanması

Teorik $M_m(n_{Pmax}) = -40\text{Nm}$									
1. Deney	Fz Denklemi		Katsayı	Mm Denklemi		n_{Pmax}	$M_m(n_{Pmax})$	hata oranı	
						[devir/dak.]	[Nm]		
1. Vites *	0.2066 x	-547.93	0.02168	0.0045 n	-11.88	5500	36.52	9%	
	0.1433 x	-850.85	0.02168	0.0031 n	-18.45	5500	35.54	-11%	
	-0.0914 x	1062.90	0.02168	-0.0020 n	23.05	5500	12.15	-130%	
2. Vites *	0.1574 x	-1493.80	0.03575	0.0056 n	-53.40	5500	-22.45	-44%	
	0.0190 x	-758.72	0.03575	0.0007 n	-27.12	5500	-30.86	-23%	
	0.2533 x	-1254.30	0.03575	0.0091 n	-44.84	5500	4.96	-112%	
	1.2506 x	-4717.00	0.03575	0.0447 n	-168.63	5500	77.27	-293%	
	0.6681 x	-3032.70	0.03575	0.0239 n	-108.42	5500	22.95	-157%	
	-0.7824 x	2398.60	0.03575	-0.0280 n	85.75	5500	-68.09	70%	
	0.1912 x	-201.23	0.03575	0.0068 n	-7.19	5500	-44.79	12%	
	0.1684 x	-245.37	0.03575	0.0057 n	-8.77	5500	-40.31	1%	
	2.4591 x	-13936.00	0.03575	0.0879 n	-498.21	5500	-14.69	-63%	
	0.0535 x	-953.53	0.03575	0.0019 n	-34.09	5500	-23.57	-41%	
	0.0550 x	-831.54	0.03575	-0.0020 n	22.58	5500	-33.39	-17%	
	0.2267 x	-183.10	0.03575	-0.0081 n	8.55	5500	-38.03	5%	
	0.0461 x	-645.62	0.03575	-0.0016 n	23.08	5500	-31.95	20%	
3. Vites	-3.3677 x	10779	0.05339	-0.1798 n	575.47	5500	-413.40	934%	
	0.0319 x	-527.75	0.05339	0.0017 n	-28.18	5500	-18.81	-53%	
	1.7761 x	-6498.1	0.05339	0.0948 n	-346.92	5500	174.59	-536%	
	0.2207 x	-74.88	0.05339	-0.0123 n	4.00	5500	-63.45	59%	

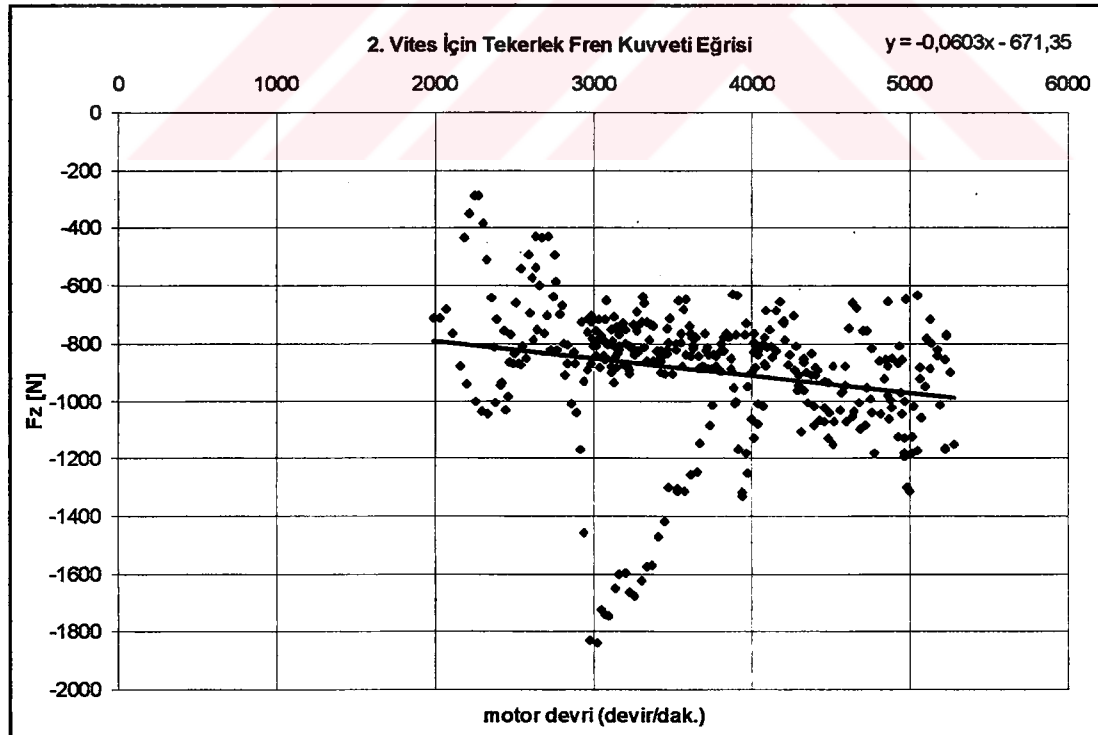
Tablo 4.8 2.Deney İçin Tekerlek Fren Kuvvetinden Motor Momentinin Hesaplanması

Teorik $M_m(n_{pmax}) = -40Nm$									
2. Deney	Fz Denklemi		Katsayı	Mm Denklemi		n_{pmax}	$M_m(n_{pmax})$	hata oranı	
						[devir/dak.]	[Nm]		
1.Vites	*	0.1252 x 889.40	0.02168	0.0027	n -18.85	5500	-33.78	18%	
	*	0.3451 x 62.11	0.02168	0.0076	n -1.35	5500	-39.61	0%	
		0.3909 x -3374.50	0.02168	0.0085	n -73.17	5500	-26.55	-34%	
	*	0.1197 x 979.92	0.02168	0.0026	n -21.25	5500	-35.52	11%	
2.Vites		2.6286 x -12779.00	0.03575	0.0940	n -456.85	5500	60.00	-250%	
		0.1696 x -1873.30	0.03575	0.0061	n -66.97	5500	-33.62	-16%	
		2.6450 x -12131.00	0.03575	0.0946	n -433.69	5500	86.39	-316%	
		-2.1281 x 5828.90	0.03575	-0.0761	n 208.38	5500	-210.06	425%	
		1.9151 x -6653.10	0.03575	0.0685	n -237.85	5500	138.71	-447%	
	*	0.1162 x 367.64	0.03575	0.0042	n -13.15	5500	36.00	10%	
		-0.0297 x 813.74	0.03575	-0.0011	n 29.09	5500	23.25	-158%	
		0.5081 x -3040.30	0.03575	0.0182	n -106.69	5500	-8.79	-78%	
	*	0.0343 x 665.98	0.03575	0.0012	n -31.67	5500	38.42	4%	
		-0.7897 x 2092.90	0.03575	-0.0282	n 74.82	5500	-80.45	101%	
		1.9146 x -8253.00	0.03575	0.0684	n -295.05	5500	81.41	-304%	
		0.6220 x -3444.10	0.03575	0.0222	n -123.13	5500	-0.83	-98%	
		-2.1905 x 5073.30	0.03575	-0.0783	n 181.37	5500	-249.34	523%	
		1.8545 x -9832.50	0.03575	0.0663	n -351.51	5500	13.13	-133%	

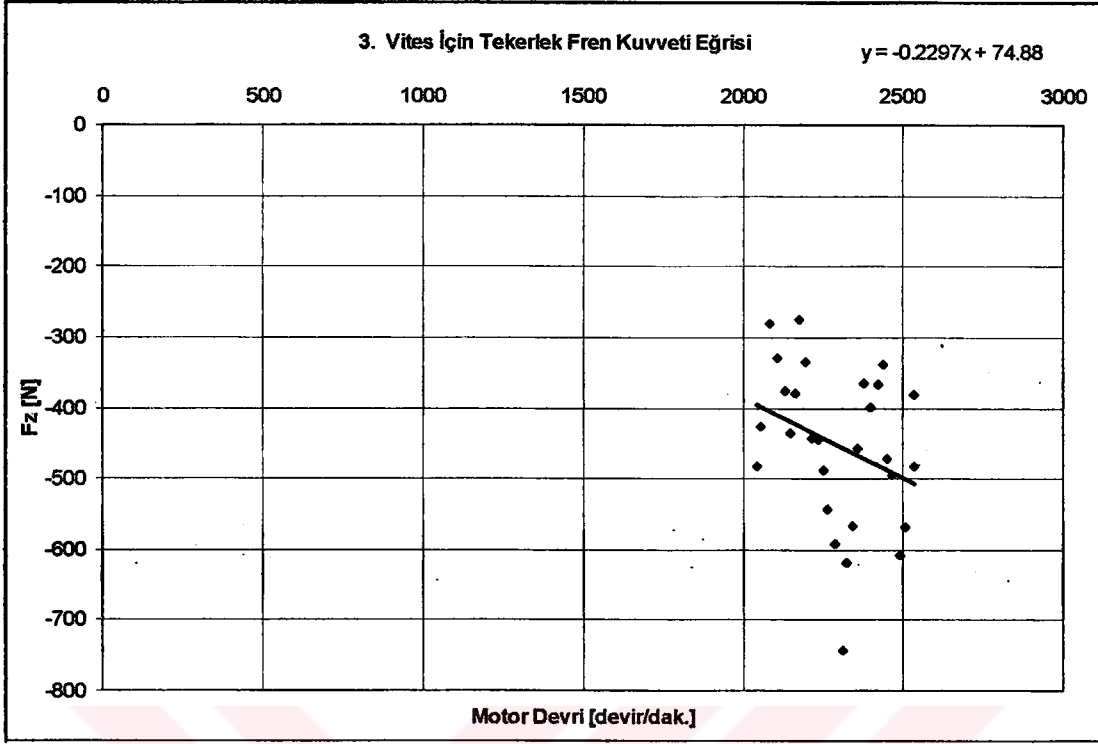
Her vites için mantıklı sonuçlar veren eğrilerin verileri bir araya toplanmış ve bu veriler kullanılarak çizilen trend eğrisi sayesinde bir tekerlek fren kuvveti eğrisi elde edilmiştir. Bu eğriler 1. 2. ve 3. Vites verileri için sırasıyla şekil 4.4, 4.5 ve 4.6' da görülmektedirler.



Şekil 4.4 1.Vites Motor Fren Periyotları Verileriyle Çizilen Tekerlek Fren Kuvveti Eğrisi



Şekil 4.5 2.Vites Motor Fren Periyotları Verileriyle Çizilen Tekerlek Fren Kuvveti Eğrisi



Şekil 4.6. 3. Vites Motor Fren Periyotları Verileriyle Çizilen Tekerlek Fren Kuvveti Eğrisi

Bu eğriler elde edildikten sonra sıra motor fren momentinin hesaplanmasına gelmiştir. Taşıt tekerleklerindeki fren kuvvetinden motor fren momenti

$$M_T = F_Z \cdot r \quad (4.6)$$

$$M_M = M_T \cdot \eta / i_K \quad (4.7)$$

yardımla,

$$M_M = F_Z \cdot r \cdot \eta / i_K \quad (4.8)$$

şeklinde hesaplanır.

Burada dikkat edilmesi gereken, motor fren momentinin tekerleklerle doğru giderken sistem sürtünmelerinden kaynaklanan ve aktarma organlarının verimi olarak ifade edilen kayıp momenti ölçüsünde büyümesidir. Motor fren momenti aynı zamanda aktarma organlarının toplam çevrim oranıyla büyümektedir.

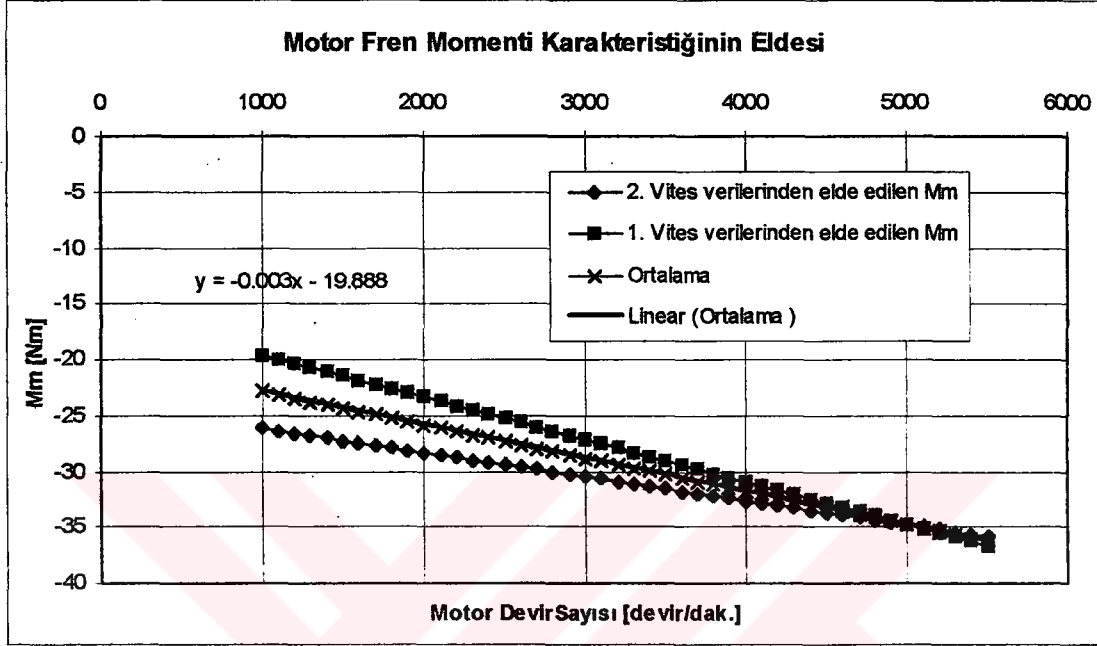
1. , 2. ve 3. viteslerde yapılan motor fren periyotları verilerinden elde edilen tekerlek fren kuvveti eğrileri incelenmiştir. 1. ve 2. viteslerde gerçekleştirilen motor fren periyotlarından elde edilen çeki kuvveti trend eğrileri yeterli miktarda veri mevcut olduğu için teorik eğrilerle uyuşan sonuçlar vermişlerdir. Ancak 3. vites kullanılarak gerçekleştirilen motor fren periyotları verilerinden elde edilenler için aynı sonuca ulaşmak mümkün olmamıştır. Veri yetersizliğinden ve deneyin gerçekleştirildiği parkurun imkanları içerisinde yeterince yüksek devirlere çıkılamayıp aynı zamanda uzun süreli veri kaydı yapılamaması bu sonucun sebepleri olarak gösterilebilirler. Bu yüzden 3. vites kullanılarak gerçekleştirilen motor fren periyotları dikkate alınmamışlardır.

Şekil 4.4 ve 4.5 incelendiğinde 1. vites kullanılarak yapılan motor fren periyotlarından elde edilen tekerlek fren kuvveti eğrisinin eğimi, 2. viteste yapılandan elde edilenden daha fazladır. Bu durum teorik sonuçlarla uygunluk göstermektedir.

1. ve 2. vites kullanılarak yapılan motor fren periyotlarından elde edilen çeki kuvveti eğrilerinden, (4.8) denkleminin yardımıyla motor devir sayısına bağlı motor fren momenti eğrileri elde edilmişlerdir.

Çevrim oranı olarak her vites kademesine ait çevrim oranı kullanılmış ve aktarma organlarının verimi % 95 olarak kabul edilmiştir. Bu iki eğrinin ortalaması alınarak en sonunda şekil 4.7' de görülen motor devrine bağlı tek bir motor fren momenti eğrisi elde edilmiştir. Elde

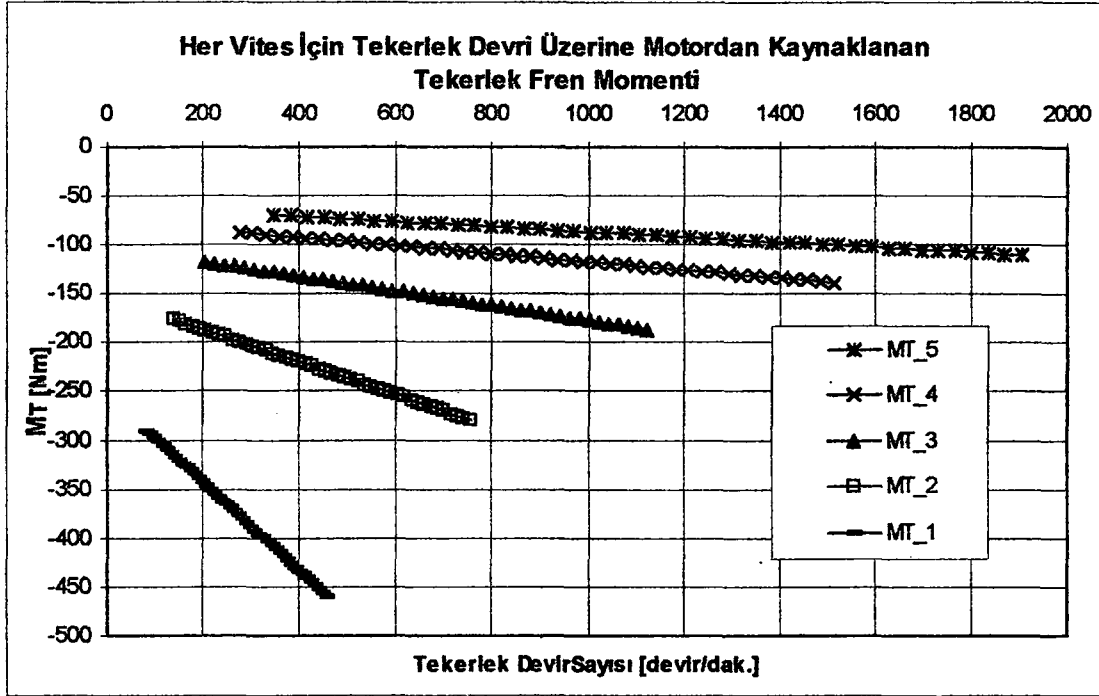
edilen motor fren momentini, motorun maximum gücü verdiği devir sayısındaki tahrik momentinin %30 u kadar olabilen teorik motor fren momentinden yaklaşık % 10 luk bir sapma göstermiştir.



Şekil 4.7 Motor Fren Momenti Eğrisi

Her bir vites kademesine ait tekerlek fren momentinin hesaplanabilmesi için elde edilmiş motor fren momentini eğrisi kullanılmıştır. Tekerlek devrinin bulunması için (4.9) denkleminde görüldüğü gibi motor devri her bir vites kademesindeki toplam çevrim oranına bölünmüştür.

$$n_T = n_M / (i_{S1} \cdot i_D) \quad (4.9)$$

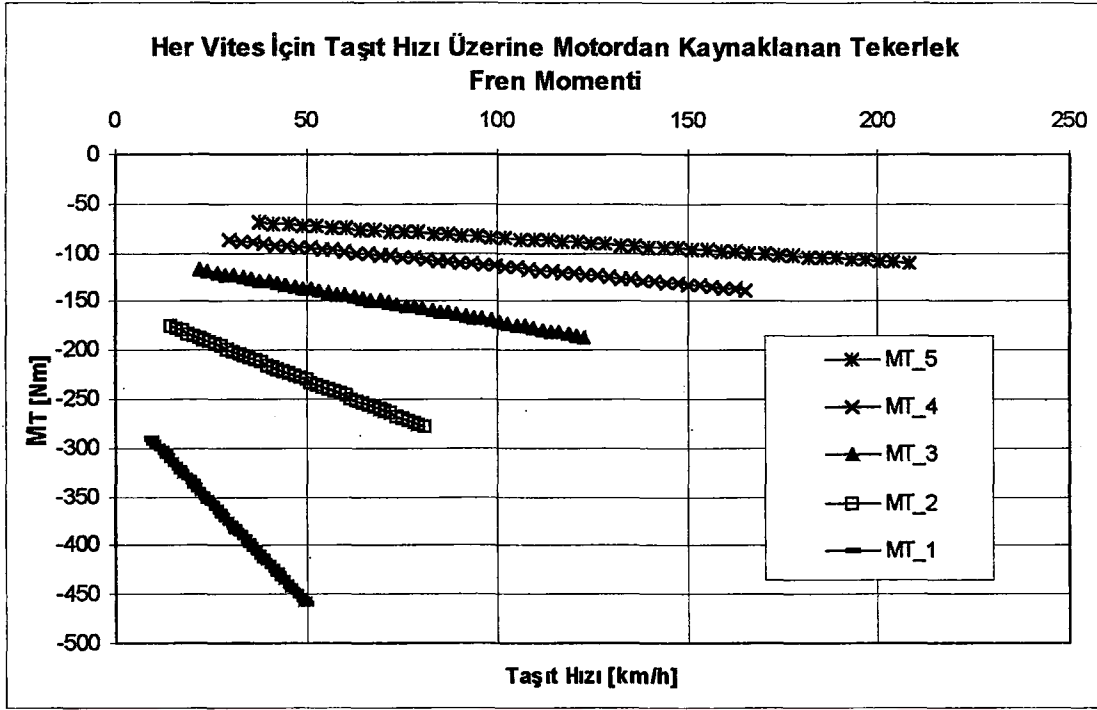


Şekil 4.8 Tekerlek Devri Üzerine Tekerlek Fren Momenti Eğrileri

Tekerlek devri üzerine çizdirilen tekerlek fren momentinin (Şekil 4.8), taşıt hızı üzerine çizdirilmesi için kaymaların ihmal edilerek anlık taşıt hızının tekerlek yuvarlanma çevresinden bulunması gereklidir. Bölüm 3.3 te taşıt hızının yuvarlanma çevresinden bulunması anlatılmış ve buradan da her vites kademesi için v/n oranları hesaplanmıştır. Tablo 4.9' da verilen bu oranlar kullanılarak motordan kaynaklanan tekerlek fren momentleri eğrileri her vites kademesi için taşıt hızı üzerine çizdilebilir. Şekil 4.9'da bu eğriler gözükmemektedir.

Tablo 4.9 Her Vites Kademesi İçin v/n Oranları

Vites Kademesi	v/n Oranı
1	0.009064
2	0.014712
3	0.022316
4	0.030059
5	0.037813



Şekil 4.9 Taşıt Hızı Üzerine Tekerlek Fren Momenti Eğrileri

4.5 Sonuçların Tartışılması

Literatürde motor fren momenti eğrileri tekerlek devri üzerine çizdirildiklerinde eğrilerin eğer uzatılırlarsa sıfır noktasından (orijinden) geçtikleri görülmektedir.

Bu çalışmada elde edilen motor fren momenti eğrileri ise, tekerlek fren kuvveti eksenini negatif bir değerde kesmektedirler. Bu da sıfır devir sayısında negatif bir motor fren momenti olduğunun göstergesidir.

Motor fren periyodu sırasında bir kompresör gibi çalışan içten yanmalı motorun sıfır devir sayısında negatif bir moment vermesi kaçınılmazdır. Duran bir motor çevrilmeye çalışıldığında karşılaşılan fren momenti, yokuş aşağı park etmiş bir taşıtın el freni kullanmaksızın viteste bırakıldığı zaman hareket etmemesine benzetilebilir.

Literatürde verilen eğrilerin, yakıt besleme sistemi karbüratörlü olan motorlar kullanılarak tahrik edilen taşıtlar incelenerek elde edilmiş oldukları düşünülmektedir. Karbüratörlü motorlarda motor fren periyodu süresi boyunca motora, boşta çalışma sırasında gönderildiği kadar yakıt gönderilmektedir. Gönderilen bu yakıtın yarattığı tahrik momentinin negatif motor momentini azaltan bir etki yapmakta ve motor fren momenti eğrilerinin sıfır noktasından geçmesini sağlamakta olduğu düşünülebilir.

Gerçekleştirilen deneylerden elde edilen veriler arasında belirli bir motor devrinin altında herhangi bir veri bulunmamaktadır. Bu devir sayısının altında kalan bölgelerdeki motor fren momenti eğrisi için bir şey söylemek bir tahminden öteye gidemeyecektir. Ancak bu çalışmada kullanılan taşıtın içten yanmalı motorunun yakıt besleme sistemi elektronik enjeksiyon prensibine göre çalışmaktadır. Motor kontrol ünitesine bağlanan seyir kayıt cihazından elde edilen bilgilere göre gaz pedalına basılmadığı zaman enjeksiyon sistemi yakıt püskürtmesini tamamen kesmektedir. Bu durum tablo 4.10' da gaz pedalı pozisyonu ve yakıt püskürtme süresi incelenerek kanıtlanabilir.

Tablo 4.10 Püskürme Süresi ile Gaz Kelebeği Açıklığı İlişkisi

Zaman	Devir Sayısı	hava kelebeği açıklığı	yakıt püskürtme süresi	taşıt hızı	hava debisi
s	devir / dak	volt	ms	km/saat	volt
49.35	2688	1.46	3.62	82.86	1.91
49.5	2692	1.36	2.75	82.86	1.74
49.65	2680	1.16	1.49	82.86	1.47
49.8	2680	0.92	0.86	82.86	1.17
49.95	2628	0.89	0.79	82.06	1.1
50.1	2668	0.89	0.79	82.86	1.1
50.25	2684	0.89	0	82.86	1.07
50.4	2676	0.89	0	82.06	1.03
50.55	2632	0.89	0	82.06	1.04
50.7	2624	0.89	0	81.25	1.01
50.85	2624	0.89	0	80.45	0.99
51	2612	0.89	0	80.45	0.98
51.45	2572	0.89	0	79.65	0.95

Yakıt beslemesinin kesilmesinin, motor fren momenti eğrisinin eğimini azalttığı ya da eğriyi paralel olarak ölçülen motor devir sayıları aralığında daha negatif değerlere kaydıracağı düşünülebilir. Bu da motor fren momenti eğrisinin, eğer uzatılırsa, tekerlek fren momenti eksenini negatif bir değerde kesmesi sonucunu doğurur.

Elektronik enjeksiyonlu motorların fren momentleri bir inceleme konusu olarak ele alınıp detaylı olarak araştırılabilir. Literatürde enjeksiyonlu motorlar için verilmiş bir motor fren momenti eğrisi bulunmamaktadır.



SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bir motorun fren momenti motor performans testlerinde kullanılan motor yükleme frenleri ile rahatlıkla bulunabilir. Ancak bunu gerçekleştirmek için motorun taşıttan sökülüp uygun bir şekilde motor yükleme frenine bağlanması gerekir.

Diğer bir yol taşıtın uygun bir tekerlek dinamometresinde motorunun verebildiği fren momentinin ölçülmesidir. Ancak oldukça komplike olan bu sistemi temin etmek kolay değildir.

Motor fren momentinin belirlenmesinin diğer bir yolu da seyir verisi kaydı imkanı tanıyan elektronik motor kontrol üniteleriyle donatılmış günümüz taşıtlarıyla yolda gerçekleştirilecek bir deneyde, yüksek devir sayılarına çıkılıp, ayağın aniden gaz pedalı üzerinden çekilmesi ile oluşan motor fren periyotları sırasında kaydedilecek taşıt seyir verilerinin bilgisayar ortamında incelenip, belirlenen seyir dirençlerinin yardımıyla tekerleklerde oluşması gereken fren kuvvetinden motor fren momentinin hesaplanmasıdır.

Çalışmanın amacı olarak belirlenen, taşıt seyir halinde iken ayağın gaz pedalından çekilmesiyle oluşan motor fren momentinin taşıt seyir verileri yardımıyla taşıta etkiyen seyir dirençleri, aktarma organlarının verimi ve statik tekerlek yarıçapı kullanılıp, tekerleklerdeki moment gereksiniminin motor arz momentine her seyir durumunda eşit olması zorunluluğundan yola çıkarak bulunması için önerilen yöntemin geçerliliği kanıtlanmıştır. Elde edilen veriler yeterli doğrulukta sonuçlar vermişlerdir.

1.ve 2. vites kademelerinde motor fren periyotları verilerinden teorik değerler ile uyumlu tek bir motor fren momenti karakteristiği çıkarılmış ve karakteristik dönüştürücü çevrim oranları kullanılarak her vites için tekerlek devir sayısına ve taşıt hızına bağlı tekerlek fren momenti eğrileri elde edilmişlerdir.

Karbüratörlü motorlarda seyir halinde iken ayağın gaz pedalından tamamen çekilmesi ile oluşan motor fren periyotları sırasında motora, motorun boş vites kademesinde ve rölantide çalışmasına yetecek kadar yakıt gönderilmekte, bu da az da olsa pozitif bir motor momenti yaratarak motor fren momenti değerini azaltmaktadır.

Elektronik motor kontrol ünitesine sahip enjeksiyonlu motorlarda ise seyir halinde iken ayak gaz pedalından çekildiği zaman motora gönderilen yakıt motor devri boşta çalışma devrine yaklaşıncaya kadar tamamen kesilmektedir.

Enjeksiyonlu motorların motor fren momenti eğrisinin, karbüratörlü olanlara göre daha düşük eğime sahip ve/veya paralel olarak daha negatif değerlere kaymış olduğu düşünülebilir. Bu da gerçekleştirilmiş olan deneylerden elde edilen motor fren momenti eğrisinin uzatıldığı zaman sıfır motor devir sayısında da negatif bir motor momenti değeri vermesinden anlaşılmaktadır.

Motor fren momentinin belirlenmesi için yapılacak deneyde her ne kadar yokuş direncinin hassas olarak hesaplanması ivme direncinin hakim karakteri yüzünden pek önemli olmasa da, yolun düz olmasına dikkat etmek gereklidir. Ancak hep aynı yol kesiminde, ne kadar çok sayıda motor fren periyodu gerçekleştirilirse, bu periyotlardan elde edilen verilerle o kadar gerçeğe yakın bir motor fren momenti eğrisi elde edilebilecektir.

Motor fren periyotlarının yüksek çevrim oranına sahip 1. vites kademesinde gerçekleştirilmesi dış etkileri oldukça azaltacak, fakat tekerlek fren momentinin çok güçlü olması ani olarak yüksek bir negatif ivme ile motor fren periyoduna başlanması taşıt ve motorda bazı salınımlara yol açacaktır.

Motor fren periyotlarının düşük çevrim oranına sahip 3. ve daha yüksek vites kademelerinde gerçekleştirilmesi yetersiz bir tekerlek fren momentinin oluşmasını ve dış etkilerin sonuçları etkilemesini sağlayacaktır. Ayrıca hız çok yükseleceğinden kısa bir mesafede yüksek motor devirlerine çıkmak imkansızlaşacaktır.

Motor fren periyotlarının 2. Vites kademesinde yapılması tekerlek fren momenti büyüklüğü ile dış etkilerin sonuçları etkileme derecesi arasında bir uzlaşma sağlayacaktır. Böylece hem taşıt ve motor salınımları kabul edilebilir bir seviyeye inecek hem de tekerleklerde dış etkilerden normal miktarda etkilenecek bir tekerlek fren momenti karakteristiği oluşacaktır.

Bir taşıt motorunun fren karakteristiğinin belirlenmesi için en az kaç adet motor fren periyodu verisi gerektiği ise araştırılması gereken bir konudur.

Aynı deney tek farkları motor yakıt besleme üniteleri olan iki adet taşıtla, aynı yol kesimi üzerinde yeterli sayıda tekrarlanırsa elde edilen seyir verilerinden, motor fren momenti eğrisinin yakıt besleme ünitesinin tipine göre nasıl değiştiği belirlenebilir.

Bir şehir çevrimi oluşturmak üzere şehir trafiğinde belirli rotalar üzerinde pek çok seyir kaydı yapılması gereklidir. Bu seyir kayıtları zaman, taşıt hızı, motor devir sayısı ve gaz keleşği açıklığı gibi büyüklükleri ihtiva eder. Vites konumları ise (hız / motor devir sayısı)

oranları kullanılarak elde edilebilir. Seyir sırasında kaydedilmiş veriler incelenirken gaz keleşinin kapalı olması, hızın mevcut olması ve negatif bir ivme ile azalması, eğer motor fren momenti devire ya da hıza bağlı olarak biliniyorsa, yolun yokuş değeri hakkında bir fikir elde etmek üzere çalışmalar yapılabilir. Bu bilgiler şehir çevrimi oluşturma çalışmalarında taşıtların yokuş aşığı giderken çıkardıkları zararlı egzoz emisyonlarının seviyesinin belirlenmesinde kullanılabilir.



KAYNAKLAR

- [1] MITSCHKE M., “Dynamik der Kraftfahrzeuge” Band A 1982
- [2] GÜNEY A., “Taşıtlarda Güç İletimi” Yüksek lisans Ders Notu 1989



Vites Konumu Seyrinin Netleştirilmesi

Rem Ms Excel 5.0 Visual Basic

Rem Bu program vites konumu seyrindeki hatalı değerlerin elimine edilmesi

Rem amacı ile yazılmıştır. Programa giriş verileri, "Eliminator" adında bir

Rem dialog kutusundan verilmekte olup, bu özellik istenirse kaldırılabilir.

Sub pasor()

With DialogSheets("Eliminator")

EditBoxes("pas_box").InputType = xlInteger

If (.Show) = False Then End

pas=Val(.EditBoxes("pas_box").Text)

giris_c=Val(EditBoxes("G_Sutunu").Text)

cikis_c = Val(.EditBoxes("C_Sutunu").Text)

ilk_r = Val(.EditBoxes("Ilk_r").Text)

son_r = Val(.EditBoxes("Son_r").Text)

sutun_k = .CheckBoxes("S_K_Check").Value

Label_r = Val(.EditBoxes("Label_r").Text)

End With

Dim simdi(10)

If sutun_k = 1 Then

ActiveSheet.Range(Cells(ilk_r, giris_c), Cells(son_r, giris_c)).Copy

ActiveSheet.Pastedestination:=Range(Cells(ilk_r,cikis_c),Cells(son_r,cikis_c

)

Else

cikis_c = giris_c

End If

ActiveSheet.Cells(Label_r, cikis_c).Value = "Pas " + pas

once = ActiveSheet.Cells(ilk_r, cikis_c).Value

For i = 1 To pas

simdi(i) = ActiveSheet.Cells(ilk_r + i, cikis_c).Value

Next i

For i = (ilk_r + pas + 1) To son_r

sonra = ActiveSheet.Cells(i, cikis_c).Value

blokvar = True

For n = 1 To (pas - 1)

If simdi(n) <> simdi(n + 1) Then blokvar = False

Next n

If blokvar Then

If once = sonra Then

For n = 1 To pas

```
        ActiveSheet.Cells(i - n, cikis_c).Value = once; simdi(n) = once
    Next n

    End If
End If
once = simdi(1)
For n = 1 To (pas - 1)
    simdi(n) = simdi(n + 1)
Next n
simdi(pas) = sonra
Next i

End Sub
```



Vites Konumu Periyodlarının Tespit Edilmesi

Rem Ms Excel 5.0 Visual Basic

Rem Seyre ait vites konumu sütunu, ilk önce indekslenmiş,

Rem sonra da her iki sütun (vites ve indeks) ilk önce vites konumuna,

Rem daha sonra indekse göre küçükten büyüğe doğru sıralanmıştır.

Rem Programın girdisi, işte bu index sütunudur.Vites konumu sütunundaki,

Rem vites konumu bölgelerinin yerleri aşağıdadır.

Rem Yazdırılan sütun ise sonuçların nereye yazılacağını göstermektedir.

Rem 0. VITES ilk (6,5) i=7 to 1790 yazdırılan sütun=diger=7

Rem 1. VITES ilk (1790,5) i=1791 to 2254 yazdırılan sütun=diger=8

Rem 2. VITES ilk (2254,5) i=2255 to 3242 yazdırılan sütun=diger=9

Rem 3. VITES ilk (3242,5) i=3243 to 5526 yazdırılan sütun=diger=10

Rem 4. VITES ilk (5526,5) i=5527 to 8829 yazdırılan sütun=diger=11

Rem 5. VITES ilk (8829,5) i=8830 to 8976 yazdırılan sütun=diger=12

Sub kademe()

diger = 6

ilk = Worksheets("Sheet2").Cells(5526, 5).Value

once = ilk

For i = 5527 To 8829

simdi = Worksheets("Sheet2").Cells(i, 5).Value

If simdi <> (once + 1) Then

Worksheets("Sheet2").Cells(diger, 11).Value = (((once - ilk) + 1) * 0.15)

diger = diger + 1

ilk = simdi

End If

once = simdi

Next i

End Sub

Seyir Hızı-Seyir İvmesi Veri Çiflerinin Tekrar Sayılarının Bulunması

```
/*
    Borland C++ 3.1
    Bu program sıralanmış hız-ivme çiftlerinin çeşitlerinin tekrar
    sayılarını bulup, yeni bir dosyaya hız-ivme-tekrar sayısı
    şeklinde kaydeder.
*/
#include <fstream.h>
int main()
{
    int hiz,ivme,zaman;
    int hizc,ivmec;
    int adet =0;
    ofstream GoodBye("c:\\cengiz\\tez\\CHI.DAT");
    if (!GoodBye) return 1;
    ifstream Hello("c:\\cengiz\\tez\\IHI.DAT");
    if (!Hello) return 1;
    Hello >> hiz >> ivme;
    while (Hello.good())
    {
        hizc = hiz; ivmec = ivme;
        GoodBye << hizc << "\t" << ivmec << "\t" ;
        // cout << hizc << "\t" << ivmec << "\t" ;
        do
        {
            Hello >> hiz >> ivme;
            adet++;
        } while ((ivmec == ivme)&(hizc==hiz)&Hello.good());
        GoodBye << adet << "\n";
        // cout << adet << "\n";
        adet = 0;
    };
    GoodBye.close();
    Hello.close();
    return 0;
}
```

Seyir Hızı Üzerine Seyir İvmelerinin Dağılımının Üç Boyutlu Ağ Yüzeyiyle Gösterimi için Ön Hazırlık

```

/*
    Borland C++ 3.1
    Program AutoCAD R12 "3DMesh" komutu için, eldeki hız-ivme-
    tekrar sayısı dosyasını hazırlar. Bu amaçla zaten mevcut
    olan değer gruplarına ilave olarak, mevcut olmayan
    ve ara değerleri oluşturan hız-ivme çiftlerini ve tekrar
    sayılarını (sıfırı) da yeni bir dosyaya yazar.
*/
#include <fstream.h>
int main()
{
    int hiz,ivme;
    int ivmec = -1;
    int hizc = 0;
    int adet ;
    ifstream GoodBye("c:\\cengiz\\tez\\CHI.DAT");
    if (!GoodBye) return 1;
    ofstream Duzenli("c:\\cengiz\\tez\\0HI.DAT");
    if (!Duzenli) return 1;

    do {
        GoodBye >> hiz >> ivme >> adet;
        if (hiz != hizc)
        {
            for(int i=ivmec+1; i < 77; i++)
            {
                Duzenli << hizc << "," << i << "," << 0 << "\\n";
            }
            ivmec = -1;
        }
        hizc = hiz;

        if (ivme > (ivmec+1))
            for(int i=ivmec+1; i < ivme; i++)
            {
                Duzenli << hiz << "," << i << "," << 0 << "\\n";
            }
            Duzenli << hiz << "," << ivme << "," << adet << "\\n";
            ivmec = ivme;
    } while (!GoodBye.eof())

```

;

```
for (int i = 48; i < 77; i++)  
    {  
        Duzenli << 98 << ", " << i << ", " << 0 << "\n";  
    }  
GoodBye.close();  
Duzenli.close();  
return 0;  
}
```



AutoCAD R12 3Dmesh Komutuna Seyir Hızı-Seyir İvmesi-Tekrar Sayısı Verilerinin Okutulması (AutoLISP)

```
(defun scat ( res1 res2 )  
  (setq dosya (open "c:\\cengiz\\tez\\duzenli.dat" "r"))  
  (setq i 0)  
  (setq j 0)  
  (command "_3DMESH" res1 res2)  
  (while (< i res1)  
    (while (< j res2)  
      (setq nokta (read-line dosya))  
      (command nokta)  
      (setq j (1+ j) )  
    )  
    (setq j 0)  
    (setq i (1+ i) )  
  )  
  (close dosya)  
)
```


Seyir Hızı-Vites Konumu Veri Çiftlerinin Tekrar Sayılarının Bulunması

```
/*
    Borland C++ 3.1
    Bu program küçükten büyüğe doğru
    sıralanmış bulunan hız-vites konumu çiftlerini
    sayar ve bunları tekrar sayıları ile beraber yeni
    bir dosyaya yazar
*/
#include <fstream.h>
int main()
{
    int hiz,vites;
    int hizc,vitesc;
    int adet =0;
    ofstream GoodBye("c:\\cengiz\\tez\\CHV.DAT");
    if (!GoodBye) return 1;
    ifstream Hello("c:\\cengiz\\tez\\1HV.DAT");
    if (!Hello) return 1;
    Hello >> hiz >> vites;
    while (Hello.good())
    {
        hizc = hiz; vitesc = vites;
        GoodBye << hizc << "\\t" << vitesc << "\\t" ;
        // cout << hizc << "\\t" << vitesc << "\\t" ;
        do
        {
            Hello >> hiz >> vites;
            adet++;
        } while ((vitesc == vites)&(hizc==hiz)&Hello.good());
        GoodBye << adet << "\\n";
        // cout << adet << "\\n";
        adet = 0;
    };
    GoodBye.close();
    Hello.close();
    return 0;
}
```

Seyir Hızı Üzerine Vites Konumlarının Dağılımının Üç Boyutlu Ağ Yüzeyiyle Gösterimi için Ön Hazırlık

```
/*
    Borland C++3.1
    Bu program hız-vites konumu-tekrar sayısı
    data gruplarını AutoCAD R12 "3DMesh" komutuna
    uygun hale getirir. Mevcut olmayan hız-vites konumu
    çiftlerini tekrar sayılarına da sıfır değerini koyarak
    tamamlar.

*/
#include <fstream.h>
int main()
{
    int hiz,vites;
    int vitesc = -1;
    int hizc = 0;
    int adet ;
    ifstream GoodBye("c:\\cengiz\\tez\\CHV.DAT");
    if (!GoodBye) return 1;
    ofstream Duzenli("c:\\cengiz\\tez\\0hv.DAT");
    if (!Duzenli) return 1;
    do {
        GoodBye >> hiz >> vites >> adet;
        if (hiz != hizc)
        {
            for(int i=vitesc+1; i < 6; i++)
            {
                Duzenli << hizc << "," << (i*10) << "," << 0 << "\\n";
            }
            vitesc = -1;
        }
        hizc = hiz;
        if (vites > (vitesc+1))
            for(int i=vitesc+1; i < vites; i++)
            {
                Duzenli << hiz << "," << (i*10) << "," << 0 << "\\n";
            }
            Duzenli << hiz << "," << (vites*10) << "," << adet << "\\n";
            vitesc = vites;
        } while (!GoodBye.eof())
    ; GoodBye.close(); Duzenli.close(); return 0; }
```

EK H

AutoCAD R12 3Dmesh Komutuna Seyir Hızı-Vites Konumu-Tekrar Sayısı Verilerinin Okutulması (AutoLISP)

```
(defun c:scat ( )  
  (setq res1 98)  
  (setq res2 6)  
  (setq dosya (open "c:\\cengiz\\tez\\0pihv.dat" "r"))  
  (setq i 0)  
  (setq j 0)  
  (command "_3DMESH" res1 res2)  
  (while (< i res1)  
    (while (< j res2)  
      (setq nokta (read-line dosya))  
      (command nokta)  
      (setq j (1+ j) )  
    )  
    (setq j 0)  
    (setq i (1+ i) )  
  )  
  (close dosya)  
)
```

Seyir Hızlarının Değer Çeşitliliği Üzerinde En Çok Kullanılan Vites Konumlarının Bulunması

Rem Ms Excel 5.0 Visual Basic

Rem Bu program hangi seyir hızında hangi vites konumunun

Rem en çok kullanıldığını bulur ve gösterilen yere yazar.

Rem Bu işlemi, daha evvel elde edilmiş olan tekrar

Rem sayılarından (EK F) faydalanarak gerçekleştirir.

Sub m()

Worksheets("Sheet1").Cells(2,5).Value=Worksheets("Sheet1").Cells(2,1).Value

Worksheets("Sheet1").Cells(2,6).Value=Worksheets("Sheet1").Cells(2,2).Value

yazsatir = 3

deger1 = Worksheets("Sheet1").Cells(2, 1).Value

For okusatir = 2 To 304

deger2 = Worksheets("Sheet1").Cells(okusatir + 1, 1).Value

If (deger1 <> deger2) Then

Worksheets("Sheet1").Cells(yazsatir, 5).Value = deger2

Worksheets("Sheet1").Cells(yazsatir,6).Value=Worksheets("Sheet1").Cells(okusatir + 1, 2).Value

yazsatir = yazsatir + 1

End If

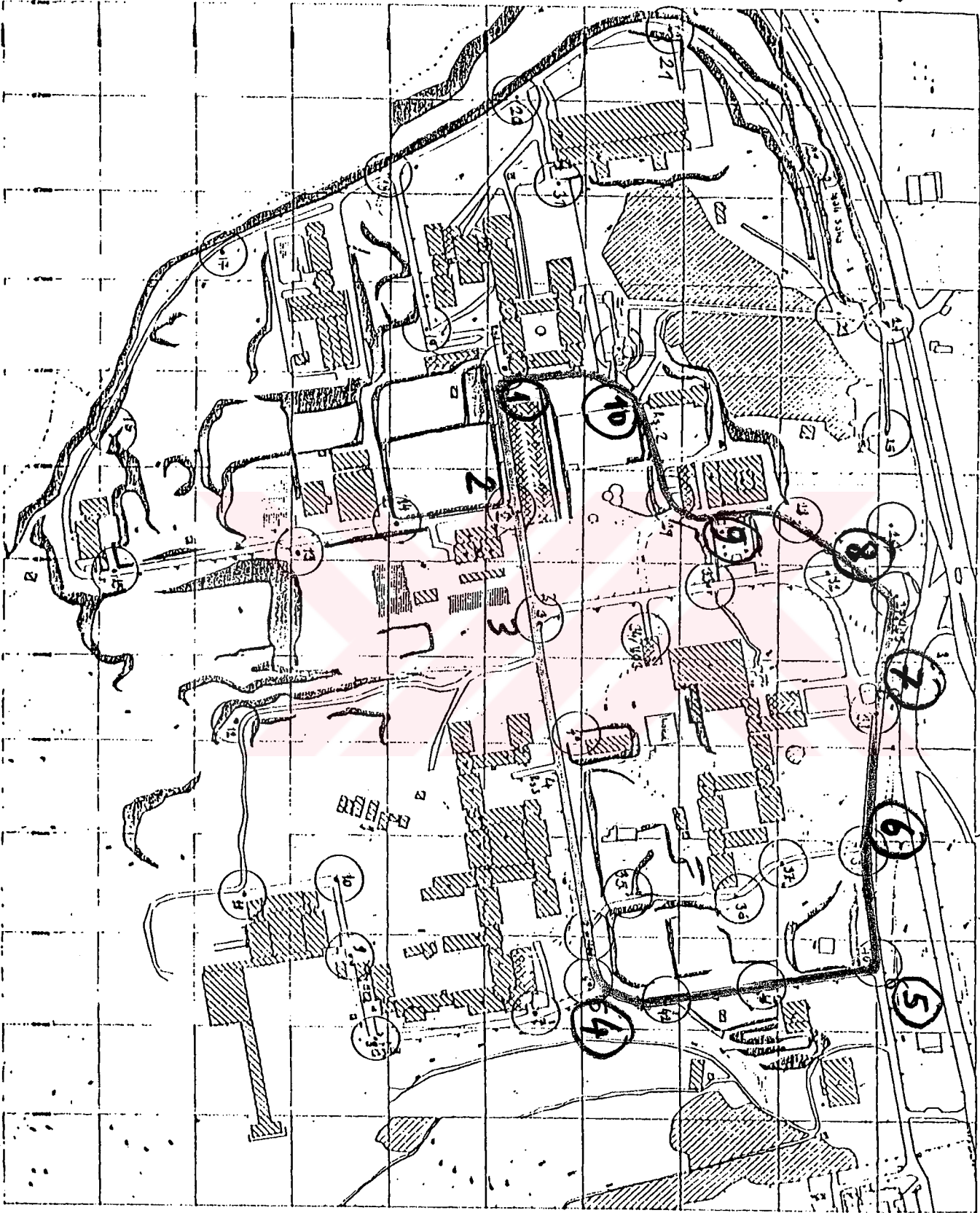
deger1 = deger2

Next okusatir

End Sub

Parkur 455 m
1,38 km

İTÜ AYAZAGA KAMPUSU BİLGİ SİSTEMİ (AKBİS)



Yatay ölçek
1/4000

1. İTÜ AYAZAGA KAMPUSU
2. İTÜ AYAZAGA KAMPUSU
3. İTÜ AYAZAGA KAMPUSU
4. İTÜ AYAZAGA KAMPUSU
5. İTÜ AYAZAGA KAMPUSU
6. İTÜ AYAZAGA KAMPUSU
7. İTÜ AYAZAGA KAMPUSU
8. İTÜ AYAZAGA KAMPUSU
9. İTÜ AYAZAGA KAMPUSU
10. İTÜ AYAZAGA KAMPUSU
11. İTÜ AYAZAGA KAMPUSU
12. İTÜ AYAZAGA KAMPUSU

- Dış
- Dış
- Dış
- Dış
- Dış
- Dış
- Dış
- Dış
- Dış
- Dış
- Dış
- Dış

Çizim : 1/2000

EK K

Süzülme Periyotlarından Tespit Edilen Yokuş Değerlerinin Motor Fren Periyotları Seyir Verilerine Eklenmesi (Saat İbrelerinin Tersine)

Rem Ms Excel 5.0 Visual Basic
' SAAT IBRELERİNİN TERSİNE

Public m_son

Public sonegimsatiri

Sub egim_bul()

 m_son = ActiveSheet.Cells(1, "Y").Value

 sonegimsatiri = ActiveSheet.Cells(1, "Z").Value

 For p = 2 To 10

 If ActiveSheet.Cells(p, "Y").Value = 0 Then End

 ilk = ActiveSheet.Cells(p, "Y").Value

 son = ActiveSheet.Cells(p, "Z").Value

 For n = ilk To son

 eb_konum = ActiveSheet.Cells(n, 10).Value

 egim = egim_arabul(eb_konum)

 ActiveSheet.Cells(n, "S").Value = Application.Round(egim, 4)

 Next n

 Next p

End Sub

Function egim_arabul(eb_konum)

 For m = m_son To sonegimsatiri

 konum_b = Worksheets("egim").Cells(m, 1).Value

 If (konum_b >= eb_konum) Then

 konum_k = Worksheets("egim").Cells(m - 1, 1).Value

 egim_b = Worksheets("egim").Cells(m, 2).Value

 egim_k = Worksheets("egim").Cells(m - 1, 2).Value

 egim_arabul = egim_k + ((egim_b - egim_k) / (konum_b - konum_k)) *
(eb_konum - konum_k)

 m_son = m - 1

 Exit Function

 End If

 Next m

End Function

EK L

Süzölme Periyotlarından Tespit Edilen Yokuş Değerlerinin Motor Fren Periyotları Seyir Verilerine Eklenmesi (Saat İbreleri Yönünde)

Rem Ms Excel 5.0 Visual Basic

' SAAT IBRELERİ YONUNDE

Public m_son

Public sonegimsatiri

Sub egim_bul()

m_son = ActiveSheet.Cells(1, "Y").Value

sonegimsatiri = ActiveSheet.Cells(1, "Z").Value

For p = 2 To 10

If ActiveSheet.Cells(p, "Y").Value = 0 Then End

ilk = ActiveSheet.Cells(p, "Y").Value

son = ActiveSheet.Cells(p, "Z").Value

For n = ilk To son

eb_konum = ActiveSheet.Cells(n, 10).Value

egim = egim_arabul(eb_konum)

ActiveSheet.Cells(n, "S").Value = Application.Round(egim, 4)

Next n

Next p

End Sub

Function egim_arabul(eb_konum)

For m = m_son To sonegimsatiri

konum_b = Worksheets("egim").Cells(m, 1).Value

If (konum_b <= eb_konum) Then

konum_k = Worksheets("egim").Cells(m - 1, 1).Value

egim_b = Worksheets("egim").Cells(m, 2).Value

egim_k = Worksheets("egim").Cells(m - 1, 2).Value

egim_arabul = egim_k + ((egim_b - egim_k) / (konum_b - konum_k)) *

(eb_konum - konum_k)

m_son = m - 1

Exit Function

End If

Next m

End Function

ÖZGEÇMİŞ

1971 yılında Almanya’da doğdu. 1989 yılında İstanbul Lisesinden mezun olduktan sonra aynı yıl ODTÜ Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü’nde lisans öğrenimine başladı. 1994 yılındaki mezuniyetinden beri, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Otomotiv Programındaki yüksek lisans öğrenimini sürdürmektedir.

