

39633

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

39633

**TAŞITLARDA EGZOST EMİSYONU VE YAKIT TÜKETİMİNİN
BİLGİSAYAR SİMÜLASYONU İLE BELİRLENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Mahmut Kurtan ELGÜN

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 13 Haziran 1994

Tezin Savunulduğu Tarih : 29 Haziran 1994

Tez Danışmanı : Doç.Dr. Ertuğrul ARSLAN

Diğer Jüri Üyeleri : Doç.Dr. Cem SORUŞBAY

: Doç.Dr. Metin ERGENEMAN

HAZİRAN 1994

ÖNSÖZ

Gün geçtikçe daralan enerji kaynakları, her türlü enerjinin mümkün olduğunca tasarruflu kullanılmasını zorunlu kılmaktadır. Otomotiv sektörünün harcadığı sıvı yakıt potansiyeli, bugünkü enerji krizinde en önemli yeri tutmaktadır. Bu nedenle taşıtların yakıt tüketiminin belirlenmesi konusunun ne denli önemli olduğu açıktır.

Enerji krizine paralel olarak artan çevre kirliliği de tartışmasız üzerinde çalışılması gereken konuların başındadır. Dünya üzerindeki motorlu taşıtların atmosfere bıraktıkları kirletici gazlar hava kirliliğinin oluşmasında büyük pay sahibidir. İşte bu noktada egzost emisyonlarının miktarlarının bulunması ve iyileştirilmesi gündeme gelmektedir.

Bu çalışma her iki konuya da değinmesi açısından önem kazanmaktadır.

Bu konuyu seçmemde bana yardımcı olan ve çalışmalar sırasında bana her türlü imkanı sağlayan başta sayın hocam Doç. Dr. Ertuğrul ARSLAN olmak üzere, değerli zamanlarını benden esirgemeyen otomotiv kürsüsünde görevli tüm değerli öğretim üyelerine ve bilhassa geceleri bana destek olan bütün arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunmayı bir borç bilirim.

Haziran 1994,
İstanbul

Mahmut Kurtan Elgün

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	ii
ÖZET	v
SUMMARY	vi
ŞEKİL LİSTESİ	xi
TABLO LİSTESİ	xii
SEMBOLLER	xiii
BÖLÜM 1. GİRİŞ	1
 BÖLÜM 2. TAŞIT HAREKET DİRENÇLERİNİN HESAPLANMASI	 2
2.1. Tekerlek Dirençleri	2
2.1.1. Yuvarlanma Direnci	2
2.1.2. Su Öteleme Direnci	6
2.1.3. Toe-In Direnci	7
2.1.4. Yatak ve İlk Hareket Direnci	8
2.1.5. Diğer Tekerlek Dirençleri	9
2.1.6. Toplam Tekerlek Dirençleri.....	9
2.2. Seyir Dirençleri	10
2.2.1. Yokuş Direnci	10
2.2.2. İvme Direnci	11
2.2.3. Aerodinamik Direnç	11
2.3. Toplam Direnç	13
 BÖLÜM 3. TAŞITIN MOMENT-GÜÇ GEREKSİNİMİ VE YAKIT TÜKETİMİNİN HESAPLANMASI	 14
3.1. Taşıtın Moment Gereksinimi	14
3.2. Taşıtın Güç Gereksinimi	15
3.3. Taşıtın Yakıt Tüketimi	16
 BÖLÜM 4. YAKIT TÜKETİMİ VE EMİSYON DEĞERLERİNİN BELİRLENMESİ İÇİN UYGULANAN ŞEHİR ÇEVİRİMLERİ	 19
4.1. Avrupa Şehir Çevrimi	19
4.2. A.B.D. (EPA) Şehir Çevrimi	22
4.2.1. FTP 72 Şehir Çevrimleri	22
4.2.2. FTP 75 Şehir Çevrimi	24
4.3. Japon Şehir Çevrimi	24

BÖLÜM 5. YAKIT TÜKETİMİNİN BİLGİSAYAR SİMÜLASYONU İLE BELİRLENMESİ	27
5.1. Simülasyonun Açıklanması	27
5.2. İnterpolasyon Yöntemleri	29
5.2.1. Lagrange Yaklaşımı	29
5.2.2. Newton Polinomları	32
5.3. Örnek Taşıtın Özellikleri	33
5.3.1. Taşıta Ait Yumurta Eğrileri ve Tüketim Özellikleri	33
5.3.2. Taşıt Karakteristikleri	36
BÖLÜM 6. EMİSYON DEĞERLERİNİN BİLGİSAYAR SİMÜLASYONU İLE BELİRLENMESİ	38
6.1. Simülasyona Giriş	38
6.2. Bilgisayar Simülasyonu	39
BÖLÜM 7. YAKIT TÜKETİMİ VE EMİSYONLARI AZALTMAK İÇİN KULLANILAN YÖNTEMLER	41
7.1. Yöntemlere Genel Bakış	41
7.2. Silindir Kapatma	42
7.2.1. Konvansiyonel Silindir Kapatma	42
7.2.2. Seçimli Silindir Kapatma	45
BÖLÜM 8. SONUÇ VE ÖNERİLER	47
KAYNAKLAR	49
EKLER	50
ÖZGEÇMİŞ	76

ÖZET

Bu çalışma taşıtın yakıt tüketimi ve egzost emisyonlarının belirlenmesi amacıyla gerçekleştirilmiştir. Yani temel olarak iki ana bölümden oluşmaktadır. Günümüzde, yakıt tüketiminin dünyanın içinde bulunduğu enerji çıkmazındaki payı düşünüldüğünde birinci ana bölüm olan yakıt tüketimi belirlenmesinin önemi anlaşılabılır. Aynı zamanda ulaşım (otomotiv) sektöründen kaynaklanan atık gazların çevre üzerindeki ciddi tehditleri de ikinci ana bölüm olan egzost emisyonlarının tesbitindeki önemi ortaya koymaktadır.

Çalışmanın başlangıcında taşıtın yakıt tüketimi ve emisyon değerlerinin bulunmasındaki temeli oluşturan taşıt hareket dirençleri anlatılmıştır. Dirençlerin biraraya getirilmesi ile de tahriğin ana denklemine ulaşılmıştır.

Üçüncü bölümde, daha önce tesbit edilen direnç kuvvetlerinden faydalanarak taşıtın güç - moment gereksinimi hesaplanmıştır. Bu şekilde teorik olarak yakıt tüketiminin bulunması gösterilmiştir.

Dördüncü bölümde çalışmada uygulanan şehir çevrimi ve diğer ülkelerde geçerli bazı çevrimler kısaca tanıtılmıştır.

Çalışmanın temelini oluşturan beş ve altıncı bölümlerde sırasıyla yakıt tüketimi ve egzost emisyonlarının belirlenmesi için yapılan bilgisayar simülasyonları açıklanmış, kullanılan simülasyon yöntemleri irdelenmiştir.

Yedinci bölümde, silindir kapatma yöntemi başta olmak üzere bazı tüketim ve emisyon değerlerini iyileştirici tedbirlerden bahsedilmiştir.

Gerçekleştirilen bilgisayar programı ve kabuller eklerde belirtilmiştir.

SUMMARY

DETERMINATION OF EXHAUST EMISSIONS AND FUEL CONSUMPTION USING COMPUTER SIMULATION

One of the problems threatening the world is energy crisis. Such high consumption of available energy sources might require alternative energy sources. However, it seems difficult to replace liquid fuels by new ones, especially in automotive industry. Therefore, ways to reduce the fuel consumption are being investigated together with the alternative fuel - improving studies.

At this stage, the determination of fuel consumption in vehicles is important. Fuel consumption, which changes with motor characteristics and engine design, can be optimized by altering these characteristics. In these study fuel consumption of a representative vehicle had been simulated on a computer using fuel consumption maps. The fuel can be determined by changing some motor and vehicle characteristics.

In recent years, the need for fuel conservation and increase in fuel costs have led to greater emphasis on research methods of reducing fuel consumption. Experiments to measure the fuel consumption and also the exhaust emissions over particular road routes require careful control and it is difficult to isolate random effects of wear and traffic.

Numerous time consuming tests would have to be performed to identify fuel consumption changes caused by variation of the many parameter involved. On the other hand, if a computer simulation model could be shown to represent the major factors affecting fuel consumption, a powerful analytical tool would have been created.

Exhaust emission levels are to be measured as well as fuel consumption when the transportation sector is considered. When the effect of vehicles on the air pollution is considered, the importance of emissions control can be realized.

Motor and vehicle parameters have a dramatic effect on the exhaust emission content. Therefore actual emission measurements and chemical analysis of emission gases Leads to more accurate results. We, however, tried to simulate on a computer exhaust emissions under the raw conditions.

Most new cars have to undergo the standard tests to determine their exhaust emission levels and the results of these tests are recorded in official exhaust emission certificates.

The first step in determining the fuel consumption and exhaust emissions is to find out power requirements of the engine under the given conditions, which intern rely on effective forces and vehicle resistances to movement.

Power requirement can be calculated by determining the above mentioned resistances. The sum of slope, aerodynamic, rolling and acceleration resistance forces gives the total resistance force acting on the vehicle. Reducing these forces is of a vital importance to decrease the fuel consumption and also exhaust emissions of a vehicle.

These resistances, both the ones that we used in our study and the others that we neglected are explained in Section 2. We only considered rolling resistance as wheel resistances and some driving resistances regarding the urban cycle that we used.

In Section 3, we made use theoretically the results of Section 2 to compute movement and power requirements of the vehicle as well as fuel consumption.

Fuel and energy consumption can be found by subtracting the total efficiency from the effective work.

In Section 4, various urban cycles had been explained. The cars, tested, have to be run in and must have been driven at least 3000 km before testing cycle. For comparative purposes, all results are from tests conducted with leaded fuel. The constant speed tests involve three different strategy.

90 km/h (56 mph) constant speed test :

The constant speed test at 90 km/h (56 mph) is intended to be representative of open road driving. It may be carried out in a laboratory or on a test track (under strictly controlled road and weather conditions).

120 km/h (56 mph) constant speed test :

This test has to be carried out on cars with a maximum design speed of at least 130 km/h, and so not all cars have been tested at this speed.

Urban test cycle :

The urban test cycle is carried out in a laboratory where equipment simulates the loads experienced under normal driving conditions and the standard patterns of urban driving. The car is driven from a fully warmed up start and is taken through a cycle of acceleration and idling.

Here are some urban test cycles :

ECE/EC : The ECE/EC test cycle uses synthetically - generated driving curve. It very nearly describes driving behaviour in inner-city traffic.

The actual driving tests begins after a cold start and 40 seconds preliminary running. The test cycle is driven through for times without pause.

Japanese Test Cycle : The total test is composed of two test cycles with differing, synthetically generated driving curves. The 11 mode cycle is run through four times after cold starting. The 10 mode cycle is run through six times as a hot test, whereby only the last five cycle are measured.

US Test Cycle FTP 72 and 75 : The driving curve of the test cycle FTP 72 is composed of speed changes actually measured on the streets of Los Angeles during morning rush-hour traffic.

After the car have been conditioned (12 hours at 20°C...30°C) the vehicle is started and run through test cycle without pause.

Driving for the FTP 75 test cycle is made up of the curve for the FTP 72 test cycle and additional hot test.

None of them would be used in this study but sack of a cycle in Turkey traffic concentrated us ECE/EC because of acceptance by authorized.

After getting the data maps of the engine, there is a big problem modeling this maps. In Section 5, some simulation methods to compute fuel consumption is explained. However we used only Lagrange and Linear interpolation since they provided the most precise and quick solution respectively. Alternative methods are also discussed.

In Section 6, similar methods as explained in Section 5, are used to simulate the exhaust emissions of the engine under given engine parameters.

Attempts to reduce exhaust emissions and fuel consumption in otto and diesel engines are briefly explained in Section 7. These attempts are, in general, focused on cylinder cut-off methods.

The fuel consumption maps of the engines used in programs have been taken from a special MTZ journal. Some of data were read from this map and entered to computer to have been used in simulation.

Characteristic data of car can be easily entered by the input-output menu. It caused us to obtain how the car parameters affect the fuel consumption and exhaust emissions of car and what the efficient of engine on the car.

The simulation software had been developed using Quick Basic programming language running on a personal computer. Details and list of the program can be seen at Appendix B.

The assumptions of simulation are also explained at Appendix A.



ŞEKİL LİSTESİ

- Şekil 2.1. Lastik tabanında basınç dağılımı.
Şekil 2.2. Basit pnömatik tekerlek modeli.
Şekil 2.3. Kalıcı şekil değiştirme'den doğan ilave yuvarlanma direnci.
Şekil 2.4. Binek otosu yuvarlanma direnci katsayıları.
Şekil 2.5. f_R katsayıları ve bu katsayıların normal basınçtan kaymalara göre değişimi.
Şekil 2.6. F_s / b oranının çeşitli su yükseklikleri için hıza bağımlılığı.
Şekil 2.7. Toe - In direncinin oluşumu.
Şekil 2.8. Kaymalı ve rulmanlı yatakların sürtünme katsayıları ve seyir hızına bağımlılıkları.
Şekil 2.9. Yokuş direnci.
Şekil 2.10. λ sayısının moment dönüştürücü çevrim oranları ile dağılımı.
Şekil 2.11. a. Hava akış çizgileri.
b. Basınç ve sürtünme kuvvetleri.
Şekil 2.12. Bazı taşıt şekilleri için c_w değerleri.
Şekil 3.1. Sabit özgül yakıt tüketimi eğrileri ile bir motorun güç - devir sayısı karakteristiği.
Şekil 4.1. Avrupa (ECE) şehir çevrimi.
Şekil 4.2. FTP 72 otoban şehir çevrimi.
Şekil 4.3. FTP 72 şehir içi seyir çevrimi.
Şekil 4.4. FTP 75 şehir çevrimi.
Şekil 4.5. Mod 11 çevrimi.
Şekil 4.6. Mod 10 çevrimi.
Şekil 4.7. Mod 10 - 15 çevrimi.
Şekil 4.8. Yenileştirilmiş Avrupa şehir çevrimi.
Şekil 5.1. Benzinli ve dizel taşıtlara ait örnek yumurta eğrileri.
Şekil 5.2. 1.6 lt. 4V Opel Corsa motorunun 1.6 lt. 2V motorla karşılaştırılması.
Şekil 5.3. 1.6 lt. ve 2.0 lt. motorların karşılaştırılması.
Şekil 5.4. Opel Corsa 1.6 lt. 4V motora ait yumurta eğrileri.
Şekil 5.5. 1.6 lt. ve 2.0 lt. motorlarda özgül yakıt tüketimlerinin aldığı en iyi değerler.
Şekil 5.6. Kısmi yük şartlarında Opel 1. grup motorlarının özgül yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması.

- Şekil 6.1.* 2.0 lt, 4V bir taşıta ait örnek emisyon yumurta eğrileri.
- Şekil 6.2.* Özgöl iş üzerine çizilmiş kaba CO emisyonu.
- Şekil 6.3.* Özgöl iş üzerine çizilmiş kaba HC emisyonu.
- Şekil 6.4.* Özgöl iş üzerine çizilmiş kaba NO_x emisyonu.
- Şekil 7.1.* Mitsubishi 1.6 lt. motoru için 4-2 silindir işlemi.
- Şekil 7.2.* Otto motoru yumurta eğrileri.
- Şekil 7.3.* Kamaralı dizel motoru yumurta eğrileri.
- Şekil 7.4.* Doğrudan püskürtmeli dizel motoru yumurta eğrileri.
- Şekil 7.5.* Silindir kapatma sonucunda oluşan yakıt tüketimi azalması.
- Şekil 7.6.* Artan özgöl iş ile yakıt tüketiminin azalması.

TABLO LİSTESİ

- Tablo 2.1.* Yuvarlanma direnci katsayıları.
- Tablo 2.1.* Çeşitli taşıtlar için A enine kesit alanı değerleri.
- Tablo 4.1.* Avrupa (ECE) şehir çevrimi.
- Tablo 5.1.* Opel Corsa 1.6 lt. 4V motora ait performans, tüketimi ve taşıt değerleri.

SEMBOLLER

<i>Sembol</i>	<i>Birim</i>	<i>Anlam</i>
A	m ²	Kesit alanı
B	lt	Yakıt miktarı
B/L	1/100 km	Yakıt sarfiyatı
b	g/s	Zamana bağlı yakıt sarfiyatı
b _m	g/kWh	Özgül yakıt sarfiyatı
c _w	-	Rüzgar direnci katsayısı c _x (τ _L = 0)
c _x	-	Rüzgar direnci katsayısı
e	m	Lastik-zemin temas bölgesi ortası ile tekerlek yönünün etki noktası arasındaki mesafe
F _B	N	İvme direnci
F _K	N	Viraj direnci
F _L	N	Rüzgar direnci (Aerodinamik direnç)
F _S	N	Sürüklenme direnci
F _{St}	N	Yokuş direnci
F _{vs}	N	Toe - In direnci
F _x	N	Tekerlek (aks) çevre kuvveti
F _y	N	Tekerlek yan kuvveti
F _z	N	Tekerlek (aks) yükü
f _R	-	Yuvarlanma direnci katsayısı
f _{vs}	-	Toe - In katsayısı
G	N	Toplam ağırlık
g	m/s ²	Yerçekimi ivmesi
h	m	Ağırlık merkezinin yüksekliği
i	-	Çevrim oranı
J _R	kg.m ²	Tekerlek ile aynı devirde dönen elemanların atalet momenti
J _M	kg.m ²	Motor ile aynı devirde dönen elemanların atalet momenti
J _A	kg.m ²	Diferansiyel ile aynı devirde dönen elemanların atalet momenti
L	m	Kat edilen yol
M	N.m	Moment
M _m	N.m	Motor momenti
M _R	N.m	Tekerlek momenti
m	kg	Toplam kütle

<i>Sembol</i>	<i>Birim</i>	<i>Anlam</i>
n	1/dak	Devir sayısı
n_m	1/dak	Motor devir sayısı
n_R	1/dak	Tekerlek devir sayısı
P	kW	Güç
P_m	kW	Motor gücü
P_R	kW	Tekerlekteki güç
R	m	Dinamik tekerlek yarıçapı (kayma varken)
R_0	m	Dinamik tekerlek yarıçapı (kayma = 0)
r	m	Statik tekerlek yarıçapı
T	s	Seyir süresi
v	m/s	Seyir hızı
v_r	m/s	Rüzgar hücum hızı
v_w	m/s	Rüzgar hızı
W	J	İş
x''	m/s ²	Seyir yönünde ivme
Z	N	Toplam çeki kuvveti
α	°, rad	Yol eğimi
η	-	Verim
η_m	-	Motor verimi
η_k	-	Dönüştürücüler toplam verimi
λ	-	Dönen kütlelerin ivmelenmeye etki faktörü
μ	-	Kuvvet bağlantı katsayısı
μ_g	-	Kayma katsayısı
μ_h	-	Tutunma katsayısı
ρ	kg/m ³	Hava yoğunluğu
τ	°, rad	Hücum açısı
ψ	°, rad	Açısal yol

1. BÖLÜM

GİRİŞ

Dünyayı bekleyen en ciddi tehlikelerin başında enerji krizi gelmektedir. Enerji sarfiyatının bu şekilde sürmesi halinde yakın gelecekte alternatif enerji kaynaklarının sağlanması kaçınılmazdır. Ancak bu gün için , özellikle ulaşım sektöründe sıvı yakıtlar ile boy ölçüşebilecek yakıtların gündeme gelmesi güç gözükmektedir. Dolayısıyla alternatif yakıt geliştirme çalışmalarının yanında mevcut tüketimi azaltmanın yolları da aranmaktadır.

Taşıtlarda yakıt tüketiminin belirlenmesi bu aşamada büyük önem kazanmaktadır. Motor karakteristiklerine ve taşıt tasarımına bağlı olarak değişen yakıt tüketimi değerleri , bu karakteristikler ile oynanarak optimal değerlere getirilebilmektedir. Bu çalışmada örnek bir taşıtın yakıt tüketim yumurta eğrilerinden faydalanılarak, bir bilgisayar simülasyonu yardımıyla bu taşıta ait tüketim değerleri hesaplanmıştır. Motor ve taşıt karakteristiklerinin değiştirilmesi ile yakıt tüketiminin değişimi görülebilir.

Ulaşım sektöründe yakıt tüketiminin yanısıra egzost emisyon değerlerinin belirlenmesi de aynı ölçüde gereklidir. Günümüzde ulaşım araçlarının hava kirliliğinin yükselmesindeki payı düşünülürse emisyon kontrolünün ve sınırlamasının önemi de ortaya çıkmaktadır. Motor ve taşıt parametrelerinin emisyon değerleri üzerine etkisi çok büyüktür. Bu nedenle emisyon ölçümlerinin, toplanan egzost gazları üzerinde kimyasal analiz yöntemleri ile gerçekleştirilmesi daha uygun sonuçlar vermektedir. Bu çalışmada ise, belirli kabuller altında uygulanan bir bilgisayar simülasyonu ile kaba emisyon değerlerinin tayini gerçekleştirilmiştir.

2. BÖLÜM

TAŞIT HAREKET DİRENÇLERİNİN HESAPLANMASI

Çalışmanın ana konusu olan yakıt tüketiminin belirlenmesi ve dolayısıyla emisyon değerlerine geçiş yapılabilmesi için, öncelikle motorun o şartlardaki güç gereksiniminin belirlenmesi gerekmektedir. Bu da uygun şehir çevrimi esnasında taşıta etkiyen ve taşıt hareket dirençleri olarak adlandırılan bazı kuvvetlerin tesbiti ile mümkündür. Bu dirençler belirlendikten sonra taşıtın bunları yenebilmesi için ihtiyaç duyduğu güç değeri hesaplanabilir. Yakıt tüketiminin hesabı için gerekli olan hareket dirençleri, bu çalışmada kullanılan seyir çevriminde ihmal edilenler de dahil olarak bu bölümde kısaca tanıtılacaktır.

2.1. TEKERLEK DİRENÇLERİ

Karayolları taşıtlarında pnömatik tekerlek , gidip gelme hareketli içten yanma motorların yanında, hatta onlardan daha fazla, en karakteristik parçadır. Bu nedenle taşıtın seyir stabilitesine etkisi büyüktür. Tekerlek yuvarlanırken, lastik ve zemin deformasyonundan, yatak sürtünmelerinden, hava direncinden v.s. türlü tekerlek dirençleri meydana gelir.

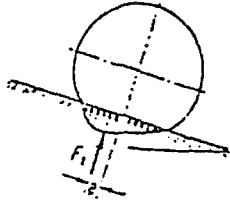
Bu dirençleri yuvarlanma direnci, su öteleme direnci, Toe-In direnci, yatak ve ilk hareket dirençleri olarak gruplara ayırmak mümkündür. Her ne kadar bilgisayar programında yalnızca yuvarlanma direnci ele alınmışsa da diğer dirençlere kısaca göz atmak yerinde olacaktır.

2.1.1. Yuvarlanma Direnci (F_r) :

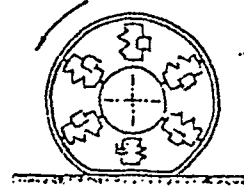
Yuvarlanma direnci tekerlek dirençleri arasında en çok tanınan ve pratik olarak her zaman mevcut olanıdır.

Üzerine bir tahrik veya fren momenti uygulanmayan bir tekerlekte yuvarlanma direncinin oluşumunu görmek kolaydır. Bunun için tekerleğin radyal yönde yay ve daşpot elemancıklardan oluştuğunu varsayabiliriz. Temas bölgesine giren elemancıklardaki daşpotlar basıncı arttırırken temas bölgesini terkeden daşpotlar basıncı azaltır. Bunun

sonucu olarak zemindeki basınç bileşeni temas bölgesi merkezinden bir - e- mesafesi kadar kayar ve tekerlek basıncı ile bir kuvvet çifti meydana getirir. Bu durumda bir tekerleği harekette tutmak için merkezine bir kuvvet uygulanırsa, buna karşı zeminden de bir tepki olur ve bu şekilde oluşan kuvvet çifti bir evvelkini dengeler.



Şekil 2.1. Lastik tabanında basınç dağılımı



Şekil 2.2. Basit pnömatik tekerlek modeli

Lastik tabanındaki bu asimetric basınç dağılımı yuvarlanma direncine sebep olur. Düz bir zeminde, sabit hızda, üzerinde tahrik ve fren kuvveti bulunmayan bir tekerlek için denge denklemleri :

$$\ddot{X} = 0, \ddot{\phi}_r = 0, M_r = 0 \quad (2.1)$$

$$F_x = X \quad (2.2)$$

$$-F_x = F_z \cdot (e / r) \quad (2.3)$$

$$f_r = e / r \quad (2.4)$$

$$F_r = - F_x \quad (2.5)$$

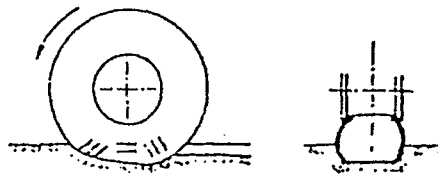
X	: Yatak kuvveti	(N),
$\ddot{\phi}_r$	: Açısal ivme	(rad / s ²),
F _x	: Yatay kuvvet bileşeni	(N),
F _z	: Aks yükü	(N),
F _r	: Yuvarlanma direnci	(N),
e	: Bileşke basınç kuvvetinin tekerlek eksenine mesafesi	(m),
r	: Tekerlek statik yarıçapı	(m),
f _r	: Yuvarlanma direnci katsayısı	(boyutsuz)

e / r oranına yuvarlanma direnci katsayısı denir. Tablo 2.1.' de yuvarlanma direnci katsayısının zemin ve lastik özelliklerine bağlı olarak aldığı değerler görülmektedir.

Tablo 2.1. Yuvarlanma direnci katsayıları.

Yol kaplaması	f_r
Pnömatik lastik :	
Büyük parke taşı	0.015
Küçük parke taşı	0.015
Beton, asfalt	0.015
Çakıl, kırma taş	0.02
Stabilize	0.025
Toprak yol	0.05
Tarla zemini	0.1 0.35
Özel profilli lastik :	
Tarla zemini	0.14 0.12
Zincirli lastik :	
Tarla zemini	0.07 0.12
Demiryolu tekerleği :	
Ray üzerinde	0.001 0.002

Bir de yumuşak zemin üzerinde lastiklerin bir miktar zemine batarak hareketinde ilave bir direnç vardır. (Şekil 2.3)

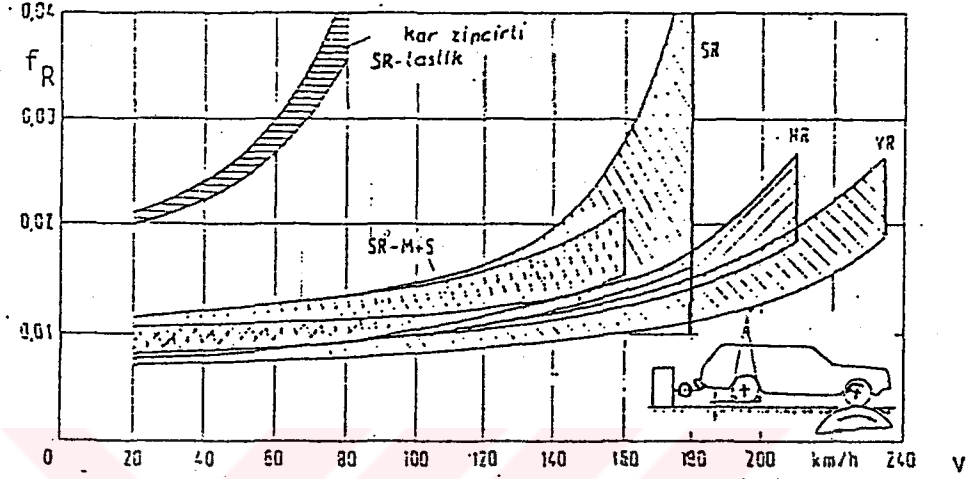


Şekil 2.3. Kalıcı şekil değiştirmeden doğan ilave yuvarlanma direnci.

Burada zeminde kalıcı bir deformasyon olur. Bu sebepten sıkı zemin üzerindeki çok daha büyük bir direnç oluşur.

Lastikte ve zeminde elastik deformasyonlar ne kadar çok olursa, sönümleri ne kadar çok olursa ve zeminde kalıcı deformasyon ne kadar çok olursa, yuvarlanma direnci o kadar büyük olur.

Yüksek hızlara çıkılabilecek sert zeminlerde, dolayısıyla yol üzerinde yuvarlanma direnci katsayısı hız ve kuvvet ile orantılı olarak artar. (Şekil 2.4.)



Şekil 2.4. Binek otosu lastiği yuvarlanma direnci katsayıları.

(12" ve 16" jantlı lastikler içindir.)

S : 180 km/h 'a kadar hızlar için

H : 210 km/h 'a kadar hızlar için

V : 210 km/h 'dan fazla hızlar için

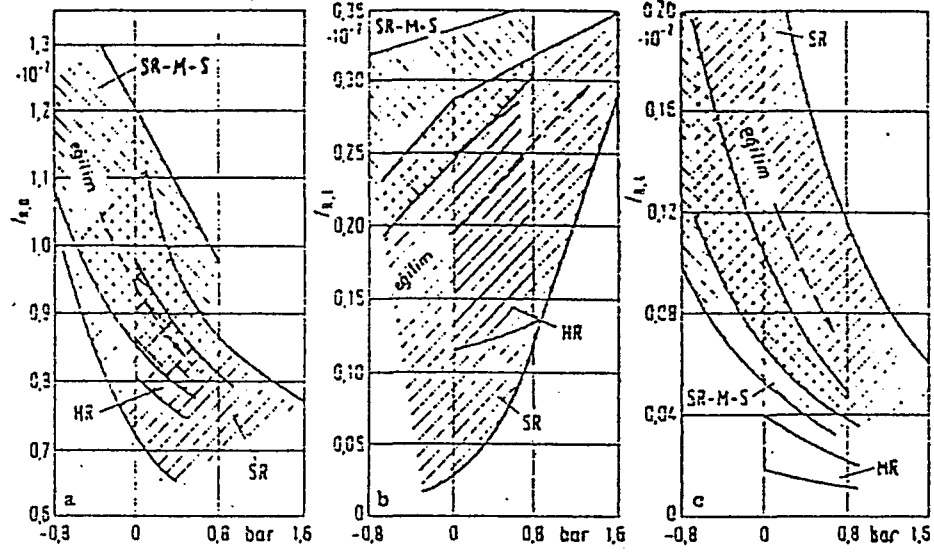
R : Radyal lastik

M+S : Çamur ve kar lastiği

Binek otosu lastikleri için hızla bağımlılık aşağıdaki denklemle yaklaşık olarak ifade edilebilir.

$$f_R = f_{R,0} + f_{R,1} \cdot (v/100) + f_{R,4} \cdot (v/100)^4 \quad (2.6)$$

Buradaki f_R katsayıları, v (km/h) olmak üzere, Şekil 2.5. 'den alınabilir. Düşük hızlarda, yuvarlanma direnci katsayısı, $f_R \equiv f_{R,0}$ olmakta ve genellikle 0.01 değerinin altında kalmaktadır. Yani yuvarlanma direnci f_R , F_Z tekerlek yükünün %1 'i olarak ortaya çıkmaktadır. $f_{R,0}$ ve $f_{R,4}$ katsayıları artan lastik hava basıncı ile küçülmektedir. Bunun sebebi artan iç basınçla, lastik deformasyonunun azalmasıdır.



Şekil 2.5. f_R katsayıları ve bu katsayıların normal basınçtan kaymalara göre değişimi.

2.1.2. Su Öteleme Direnci (F_S) :

Islak zeminde tekerlek önündeki suyu sürüklerken, ötelenen su, hacmiyle orantılı olarak bir F_S su öteleme direnci oluşur. Ötelenen su hacmi ise, seyir hızına (V), lastik genişliğine (b) ve su film yüksekliğinin meydana getirdiği alana bağlıdır.

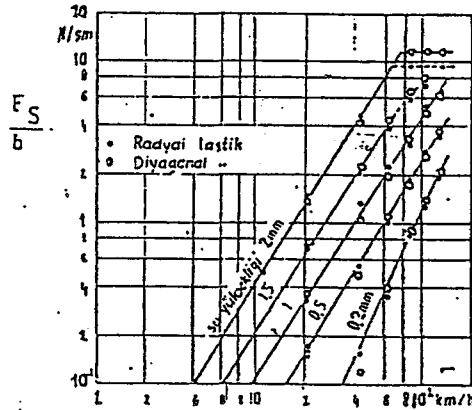
$$F_S = b \cdot V^n \quad (2.7)$$

b : Lastik genişliği (m)

V : Taşıt hızı (m/s)

n : 1.6 (0.5 mm su yüksekliği göze alınarak)

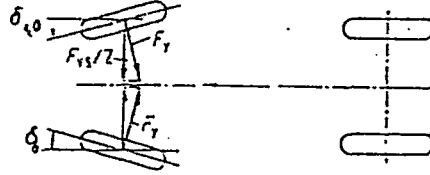
Daha yüksek su yüksekliğinde ve hızlarda bu direnç hızdan bağımsız kalır ve lastik su üzerinde yüzmeye başlar (Aquaplaning).



Şekil 2.6. F_S / b oranının çeşitli su yükseklikleri için hızla bağımlılığı.

2.1.3. Toe - In Direnci (F_{vs}) :

Taştın konstrüktif olarak, aynı akstaki tekerleklerinin birbirine paralel olmaması, düz seyirde taşıta karşı bir direnç oluşturur. İsteyerek yaptırılan bu kapanık konum taşıtın ön tekerleklerindeki Toe-In açısıdır.



Şekil 2.7. Toe - In direncinin oluşumu.

Ön tekerleklerin yaptıkları δ_v açıları F_y yan kuvvetlerini doğururlar. Bunların seyir istikametinin ters yönündeki izdüşümleri Toe - In direncini oluşturur. Bu durum yalnızca ön aks için söz konusudur.

$$F_{vs} = 2 \cdot F_y \cdot \sin \delta_v \quad (2.8)$$

$\delta_v \cong 20^\circ$ gibi ufak bir değer olduğundan $\sin \delta_v \cong \delta_v$ yazılabilir.

$$F_y = c_\alpha \cdot \delta_v \text{ olarak} \quad (2.9)$$

$$F_{vs} = 2 \cdot c_\alpha \cdot \delta_v^2 \quad (2.10)$$

ilgili aks yüküne bölmekle ($2F_z$) Toe-In direnci katsayısı (f_{vs}) :

$$f_{vs} = F_{vs} / 2 \cdot F_z = (c_\alpha / F_z) \cdot \delta_v^2 \quad (2.11)$$

olarak tanımlanabilir. Burada :

F_{vs} : Toe - In direnci (N),

f_{vs} : Toe - In direnç katsayısı,

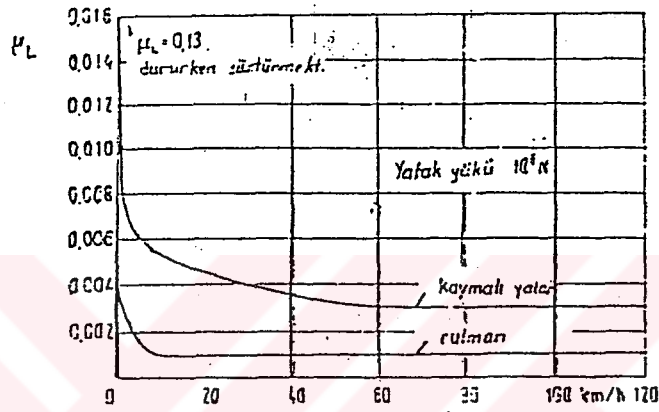
c_α : Diyagonal hareket katsayısı,

δ_v : Toe - In açısı,

F_y : Yan kuvvet (N).

2.1.4. Yatak ve İlk Hareket Direnci :

Yatak direnci, yuvarlanma direnci $F_R = f_R \cdot F_Z$ 'nin yanında ihmal edilebilir. Yatak sürtünmesi yuvarlanma yönü tersine bir moment doğurur ve bir direnç oluşturur. Yalnızca kaymalı yataklarda, ilk harekette yatak direnci, yuvarlanma direncinden daha büyük değerler alabilir. Bu nedenle çök sı kalkış yapması gereken taşıtlarda kaymalı yatak kullanılmasından kaçılmakta, aksine rulmanlı yataklar tercih edilmektedir. Şekil 2.8.'de μ_L sürtünme katsayısı, seyir hızı üzerine çizilmiştir. Belli bir hızdan sonra yatak sürtünmesi sabit kalmaktadır.



Şekil 2.8. Kaymalı ve rulmanlı yatakların sürtünme katsayıları ve seyir hızına bağımlılıkları.

Şekilden okunan :

$$\mu_L (\text{kaymalı yatak}) = 0.0004$$

$$\mu_L (\text{rulmanlı yatak}) = 0.0001$$

değerleri ile ,

$$r_L / r = 1 / 7 \text{ ve } f_R = 0.01 \text{ için toplam direnç şöyle bulunur :}$$

r_L : rulman çapı olmak üzere ,

$$-(F_X / F_Z)_{\text{kaymalı}} = 0.01 + 0.0004 = 0.0104$$

$$-(F_X / F_Z)_{\text{rulman}} = 0.01 + 0.0001 = 0.0101$$

Bu sonuçlara göre belirli hızların üzerinde kaymalı ve rulmanlı yataklar arasındaki fark önemsizdir ve yatak dirençleri ihmal edilebilir.

Ancak düşük hızlarda, ilk harekette yataklar arasındaki fark oldukça büyüktür :

$$-(F_X / F_Z)_{\text{kaymalı}} = 0.01 + 0.019 = 0.029$$

$$-(F_X / F_Z)_{\text{rulman}} = 0.01 + 0.0005 = 0.0105$$

2.1.5. Diğer Tekerlek Dirençleri :

Viraj halinde tekerlekte ortaya çıkan büyük F_y yan kuvvetlerinden dolayı, F_K viraj direnci oluşur. Bu direnç santrifüj ivmenin karesiyle, dolayısıyla hızın dördüncü kuvveti ile artar.

Başka bir tekerlek direnci de pürüzlü zeminde hareketten doğar. Burada taşıtın salınımlarından dolayı, lastikler statik çökmenin üzerine dinamik kuvvetlerin de etkisinde kalırlar. Lastiğin sönüm elemanlarındaki ısı dönüşümü artar ve dolayısıyla da yuvarlanma direnci de artar. Aynı zamanda taşıtın yaprak yaylarında da ısıya dönüşen mekanik enerji kaybı olur. Bu da direncin artması demektir. Gene de genel taşıt kayıpları düşünüldüğünde lastiklerdeki sönüm kayıpları ihmal edilebilir.

Başka bir direnç olarak tekerleklerin hava direnci göz önüne alınabilir (F_K).

2.1.6. Toplam Tekerlek Direnci :

Önceki bölümlerde bahsedilen tüm tekerlek dirençlerinin toplamına $F_{R,\text{toplam}}$ dersek :

$$F_{R,\text{toplam}} = F_R + F_S + -(F_X / F_Z) + F_{VS} + F_K \quad (2.12)$$

Sayısal hesaplara dayanılarak, kuru sert zeminde düz seyir halinde toplam tekerlek direnci, pratikte yuvarlanma direncine eşittir. İlerdeki bilgisayar programında da bu durum göz önüne alınmıştır.

$$F_{R,\text{toplam}} \cong F_R = f_R \cdot F_Z \quad (2.13)$$

Burada F_Z toplam aks yükü değeri için taşıt ağırlığı kullanılırsa :

$$F_{R,\text{toplam}} \cong F_R = f_R \cdot G \quad (2.14)$$

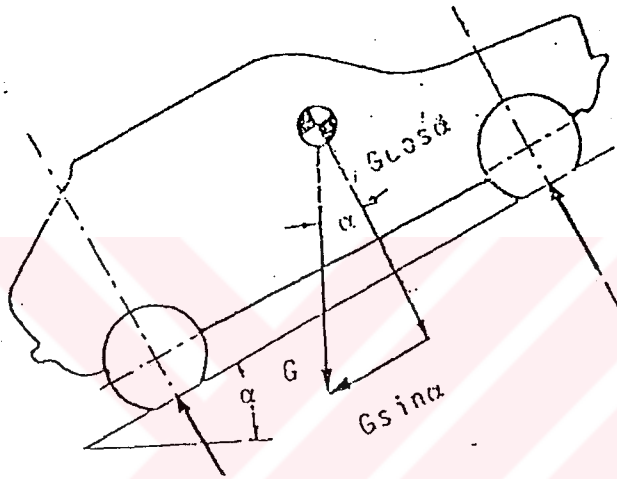
[1],[2]

2.2. SEYİR DİRENÇLERİ

2.2.1. Yokuş Direnci (F_{st}) :

Eğik bir düzlemde hareket eden taşıttaki Şekil 2.9.'da görülen " $G \cdot \sin \alpha$ " ifadesi yokuş direnci olarak ifade edilir.

$$F_{st} = G \cdot \sin \alpha \quad (2.15)$$



Şekil 2.9. Yokuş Direnci.

Bu ifade, α açısının ufak olması sebebiyle, büyük bir yaklaşımla " $\sin \alpha$ " yerine " $\tan \alpha$ " ve de dolayısıyla ona eşit olan " p " değeri konularak, daha manalı bir hale getirilir. " p " yokuş olarak tanımlanır.

$$\sin \alpha = \tan \alpha = p \quad (2.16)$$

$$F_{st} = G \cdot p \quad (2.17)$$

Bu yaklaşımla yapılacak hata , % 30 'luk ($p = 0.30$) bir yokuşta % 5 ' den az olacaktır ($\alpha = 17^\circ$).

Yakıt tüketimi belirlenmesi için uygulanan çevrim düzeneğinde eğim sıfır olduğundan simülasyon'da yokuş direnci söz konusu değildir.

2.2.2. İvme Direnci (F_B) :

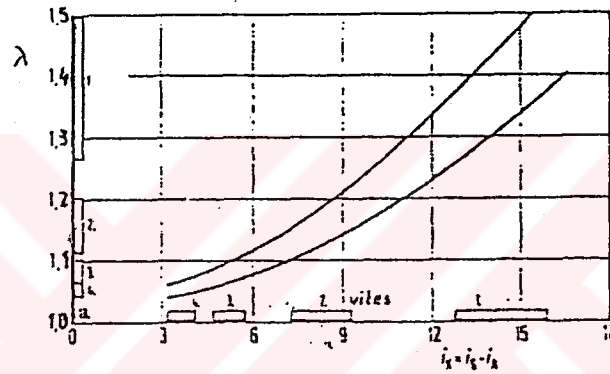
Bir taşıt en basit halde dahi , öteleme hareketi yapan bir katı cisim olmayıp, birbirinden farklı hızlarda hareket eden parçalardan oluşur. Yani ivme direnci ifadesi, taşıt kütlelerinin seyir istikametinde ivmelenmesi ve de dönen elemanların ivmelenmelerinden ortaya çıkar.

Basitleştirilmiş şekli ile ivme direnci ifadesi :

$$F_B = \lambda \cdot m \cdot \ddot{x} = \lambda \cdot G \cdot \ddot{x} / g \quad (2.18)$$

λ : Döner kütlelerin, toplam kütleyle ilave getirdiği direnç oranı

$\ddot{x}$: Aracın ivmesi (m / s^2)

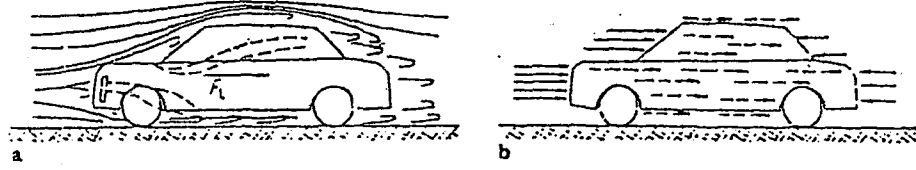


Şekil 2.10. λ sayısının moment dönüştürücü çevrim oranları ile dağılımı.

2.2.3. Aerodinamik Direnç (F_L) :

Bir karayolları taşıtı hava ortamı içinde bulunduğu için hava tarafından üzerine bir kuvvet alanı uygulanır. Bu kuvvet alanının oluşmasına neden hava ile taşıtın birbirlerine göre izafi hareketleridir. - burada statik basınç göz önüne alınmaz - , yani aerodinamik kuvvetler düşünülürken sadece taşıtın hareketi değil, aynı zamanda hava hareketleri de dikkate alınmalıdır.

Şekil 2.11.'de bir kara taşıtının maruz kaldığı hava akış çizgilri gösterilmiştir. Burada bir kısım havanın taşıtın altından ve taşıt içi havalandırma kanallarından geçtiği görülmektedir. Bu içten geçen hava, toplam akış kayıplarının yaklaşık % 10 'u kadardır. Dış akışlardan doğan kayıplar basınç direnci ve sürtünme direncinden ortaya çıkar.



Şekil 2.11. a. Hava akış çizgileri , b. Basınç ve sürtünme kuvvetleri

Akış kayıplarının toplamı, taşıt hareket aksına ters istikamette etkiyen rüzgar direncini meydana getirir (F_L).

$$F_L = c_x \cdot A \cdot (\rho / 2) \cdot V_r^2 \quad (2.19)$$

F_L : Aerodinamik direnç (N),

c_x : Aerodinamik direnç katsayısı,

A : Taşıt enine kesit alanı (m^2),

ρ : Hava özgül yoğunluğu (kg / m^3),

V_r : Bağlı rüzgar hızı (akış hızının bileşkesi) (m / s),

$$\vec{V}_r = \vec{V} + \vec{V}_w \quad (2.20)$$

V : Sürücü tarafından belirlenen taşıt hızı (m / s),

V_w : Rüzgar hızı (ortalama olarak $4.7 m / s$ alınabilir),

$$\rho = 348.7 \cdot b / (273.2 + \theta) \quad (2.21)$$

b : Hava basıncı (ortalama olarak 1.0133 bar),

θ : Hava sıcaklığı ($^{\circ}C$),

A enine kesit alanı değerleri Tablo 2.2. 'den alınabilir.

b : Taşıtın en büyük genişliği (m),

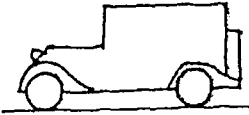
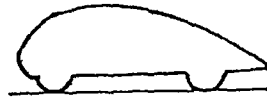
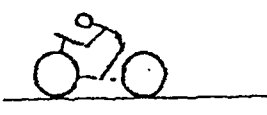
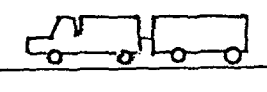
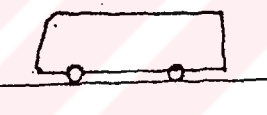
h : Taşıtın en büyük yüksekliği (m) olmak üzere ,

Tablo 2.2. Çeşitli taşıtlar için A enine kesit alanı değerleri.

	<i>Binek otosu</i>	<i>Kamyon, römorklu kamyon, tır</i>	<i>Motorsiklet</i>
$A (m^2) \pm \text{sapma}$	1.87 ± 0.13	8.3 9.7	0.73 0.82
$A / b \cdot h$	0.87 ± 0.02	0.93 0.97	

F_L rüzgar direnci ve dolayısıyla " c_x " rüzgar direnci katsayısı, τ_L olarak adlandırılan rüzgar hücum açısına bağlıdır. $\tau_L = 0$ özel durumu için daha çok tanınan " c_w " boyutsuz katsayısı kullanılır.

$$c_w = c_x (\tau_L = 0) \quad (2.22)$$

	Keskin köşeli kutu (1925) $c_w = 0,6 \dots 0,7$		En uygun şekil $c_w = 0,15 \dots 0,2$
	Yuvarlak köşeli (1930) $c_w = 0,5 \dots 0,6$		Motosiklet $c_w = 0,6 \dots 0,7$
	Ponton, bugünkü şekil $c_w = 0,4 \dots 0,55$		Kamyon, katar $c_w = 0,8 \dots 1,5$
	Eğik arka $c_w = 0,3 \dots 0,4$		Otobüs $c_w = 0,6 \dots 0,7$
	Aerodinamik şekil $c_w = 0,20 \dots 0,25$		

Şekil 2.12. Bazı taşıt şekilleri için c_w değerleri.

[1],[2]

2.3. TOPLAM DİRENÇ

Önceki bölümlerde adı geçen tüm direnç kuvvetlerini biraraya getirdiğimizde taşıtın çeki kuvveti denklemi elde edilir. Bu denkleme tahriğin ana denklemi de denilir.

$$Z = F_R + F_L + F_{st} + F_B \quad (2.23)$$

Dirençler (2.23) ifadesinde yerlerine konulursa :

$$Z = f_R \cdot G + c_x \cdot A \cdot \rho / 2 \cdot V_r^2 + G \cdot (p + \lambda \cdot x / g) \quad (2.24)$$

denklemi elde edilir.

[1]

3.BÖLÜM

TAŞITIN MOMENT - GÜÇ GEREKSİNİMİ VE YAKIT TÜKETİMİNİN BELİRLENMESİ

3.1. TAŞITIN MOMENT GEREKSİNİMİ

(2.24) denklemini göz önüne alındığında , söz konusu dirençlerden yuvarlanma direnci (F_R) ve aerodinamik direncin (F_L) her zaman taşıta etki eden dirençler olduğu görülmektedir. Düz zeminde, ki yakıt tüketimi ve emisyon ölçüm deneylerinin uygulandığı örnek şehir çevrimi bu şartı sağlar, $p = 0$ olarak yokuş direnci (F_{st}) denklem dışıdır. Sabit hızda hareket için ise ivme direnci (F_B) doğal olarak sözkonusu değildir. Yavaşlama durumunda ivme direncinin denkleme kazandıracak negatif etki ilerideki simülasyon bölümünde açıklanacağı üzere belirli kabuller altında ihmal edilebilir (Bu esnada motor güç yutmaktadır). Deneyin yapıldığı ortam rüzgarsız kabul edilebilir, yani $V_r = V$ ve $c_x = c_w$ alınır (Bkz. denklem 2.20).

Pozitif ivmelenme ve yokuş çıkma sırasında :

$$p + \lambda \cdot x / g > 0 \quad \text{olarak} \quad (3.1)$$

bu dirençler ilave olacaktır ve dolayısıyla daha büyük Z çeki kuvvetine ve tahrik momentine gerek duyulacaktır.

Tek akstan tahrikte, gerekli moment yalnız tahrik aksından etkiyecektir. Tahrik edilmeyen akslarda yatak sürtünme momentlerinin ihmal edilmesi ile moment değerleri sıfır kabul edilebilir.

Sonuç olarak tekerleklerdeki kaymanın ihmal ile :

$$Z = M_R / r = f_R \cdot G + c_x \cdot A \cdot \rho / 2 \cdot V_r^2 + G \cdot (p + \lambda \cdot x / g) \quad (3.2)$$

M_R : Akstaki moment (N.m),

r : Statik tekerlek yarıçapı (m),

Z : Çeki kuvveti (N).

3.2. TAŞITIN GÜÇ GEREKSİNİMİ

Toplam tekerleklerle indirgenmiş güç, momentlerin açısal hızlarıyla çarpımının toplamına eşittir. Tekerleklerin açısal hızları yerine, statik tekerlek çapları ile ifade genişletilir ve "V" seyir hızı ifadeye katılırsa , tek akstan tahrik hali için :

$$P_R = M_R \cdot \varphi' \quad (3.3)$$

$$V = R \cdot \varphi' \quad (3.4)$$

$$P_R = [(M_R / r) \cdot (r / R)] \cdot V \quad (3.5)$$

(3.2) denklemini göz önüne alınırsa :

$$P_R = Z \cdot (r / R) \cdot V \quad (3.6)$$

P_R : Akstaki güç (kW),

φ' : Tekerlek açısal hızı (rad /s),

R : Dinamik tekerlek çapı (m)

Tekerlekte kayma ihmal edildiğinde statik ve dinamik çapları eşit kabul edebiliriz ($r / R \cong 1$), böylece ifade basitleşir.

$$P_R = Z \cdot V \quad (3.7)$$

(3.2) ifadesindeki "Z" yerine konulursa :

$$P_R = f_R \cdot G \cdot V + c_x \cdot A \cdot (\rho/2) \cdot V_r^2 \cdot V + G \cdot (p + \lambda \cdot \ddot{x} / g) \cdot V \quad (3.8)$$

Rüzgarsız durumda $V_r = V$ olarak düzenleme yapılırsa :

$$P_R = c_w \cdot A \cdot (\rho/2) \cdot V^3 + G \cdot (f_R + p + \lambda \cdot \ddot{x} / g) \cdot G \cdot V \quad (3.9)$$

Böylece ifade son şeklini alır. Aerodinamik direncin hızın üçüncü kuvvetiyle, yokuş ve ivme dirençlerinin ise hızla lineer değişim gösterdikleri denklemden açıkça görülmektedir.

3.3. TAŞITIN YAKIT TÜKETİMİ

Bir taşıtın enerji sarfıyatı ve dolayısıyla yakıt tüketimi , seyir dirençlerini belli bir mesafe katederek yenmek için yaptığı işten, toplam verim düşülerek bulunur.

Simülasyon' a geçilmeden önce bu bölümde teorik olarak içten yanmalı motorun yakıt tüketimi hesaplanacaktır.

Tahrik tekerleklerindeki iş W_R , P_R güçlerinin T süresi üzerinde entegre edilmesi ile bulunur.

$$W_R = \int_0^T P_R \cdot dt \quad (3.10)$$

(3.1) denkleminde $P_R \cong Z \cdot V$

Aynı zamanda iş ile yakıt miktarı arasındaki ifade :

$$W_R = \eta_m \cdot \eta_k \cdot B \cdot H_u \quad (3.11)$$

W_R : Tahrik tekerleklerindeki iş (Joule),

η_m : İçten yanmalı motorun ortalama verimi,

η_k : Tahrik donanımı toplam verimi (motor çıkışı - tekerlek arası),

B : Yakıt miktarı (Lt),

H_u : Yakıtın alt ısı değeri (J / Lt).

(3.10) ve (3.11) ifadeleri birleştirilirse ve her iki taraf katedilen yola oranlanırsa :

$$\frac{B}{L} = \frac{Z}{\eta_m \cdot \eta_k \cdot H_u} = \frac{1}{L} \int_0^T Z \cdot V \cdot dt \quad (3.12)$$

Sabit hız için ($V = \text{sbt.}$) ivme direnci (F_B) sıfır değeri alır. Böylece η_m verimi sabit iken :

$$\frac{B}{L} = \frac{Z}{\eta_m \cdot \eta_k \cdot H_u} = \frac{F_R + F_L + F_{St}}{\eta_m \cdot \eta_k \cdot H_u} \quad (3.13)$$

Görüldüğü gibi bu denkleme göre yakıt sarfiyatının düşük olması için, motor ve aktarma organları verimlerinin yüksek, hareket dirençlerinin düşük olması gerekir.

Unutulmaması gereken bir nokta da motorun η_m veriminin sabit olmayışıdır. η_m verimi yüke ve devir sayısına bağlıdır. Bu nedenle dizel veya benzinli motorların yakıt tüketimi ortalama efektif güç ve motor devri üzerine çizilen sabit özgül yakıt tüketimi eğrileri yardımıyla hesaplanır. Özgül yakıt tüketimi ile (b_m) B/L arasındaki ilişki :

$$\frac{B}{L} = 10^{-1} \times \frac{b_m}{\rho_K} \times \frac{P_R}{V} \quad (3.14)$$

şeklindedir. Burada :

B / L : 100 km 'deki tüketim (lt /100 km),

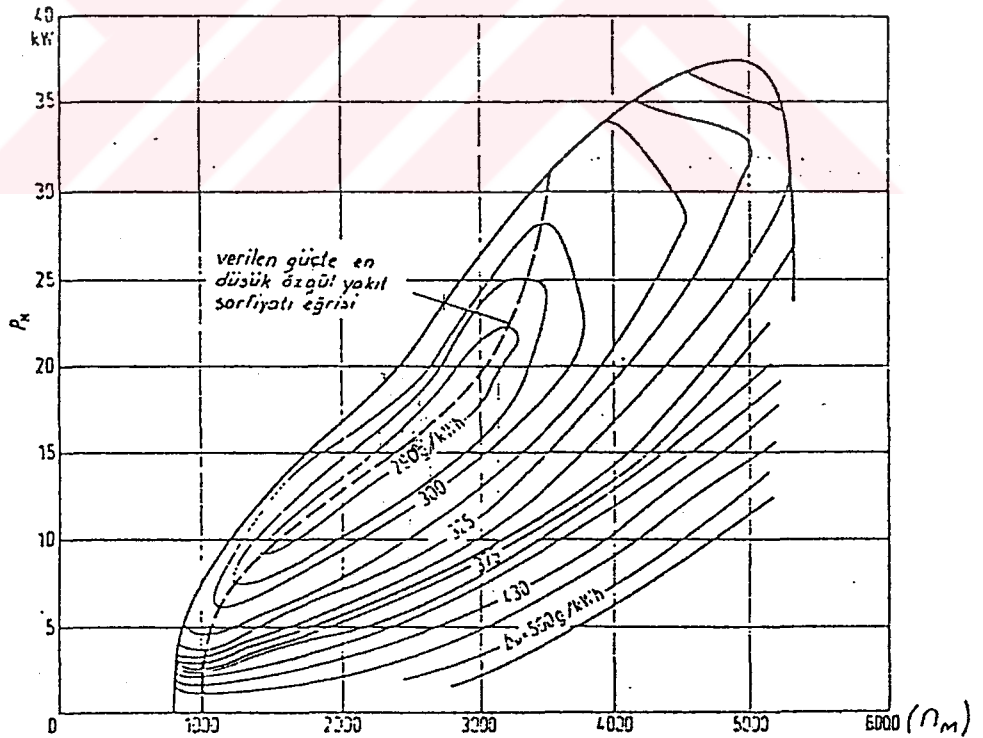
b_m : Özgül yakıt tüketimi (g /kWh),

P_R : Tekerleklerdeki güç gereksinimi (kW),

V : Taşıt hızı (m/s)

ρ_K : Yakıt yoğunluğu (g /cm³)

Aşağıdaki şekilde P_m motor gücü motor devir sayısı η_m üzerine çizilmiştir :



Şekil 3.1. Sabit özgül yakıt tüketimi eğrileri ile bir motorun güç - devir sayısı karakteristiği.

Tüketim eğrileri ile güç - hız eğrilerinin kesişme noktaları yakıt tüketimini verir. Zamana bağlı özgül yakıt tüketimi eğrisini $b(t)$, T zamanında entegre edersek ve L yoluna bölersek, toplam gerçek yakıt sarfiyatını buluruz.

$$\frac{B}{L} = \frac{1}{L \cdot \rho_K} \times \int_0^T b \cdot dt \quad (3.15)$$

Taşıtın yakıt tüketiminin belirlenmesi için öncelikle aracın belirli bir süre içerisinde belirli bir yolu katetmesi gerekir. Aynı zamanda taşıtın seyir halinde kaçınıcı viteste, ne kadar süreyle gittiği bilinmelidir. Uygulamada şehir çevrimi diye adlandırılan ve ve tüketimi belirlenecek araca uygulanan çevrimler ile taşıtın, sabit hızdan başka, şehir içi tüketim değerlerine en yakın tüketim verileri belirlenebilir.

Bu çalışmada örnek taşıtın tüketim değerleri hesaplanırken , taşıta ECE Avrupa şehir çevrimi uygulanmıştır. Bu çevrim ve diğer bazı ülkelerde kullanılan bazı şehir çevrimlerine örnekler dördüncü bölümde açıklanmıştır.

[1]

4. BÖLÜM

YAKIT TÜKETİMİ VE EMİSYON DEĞERLERİNİN BELİRLENMESİ İÇİN UYGULANAN ŞEHİR ÇEVİRİMLERİ

4.1. AVRUPA ŞEHİR ÇEVİRİMİ

Otomobiller için düşünülmüş olan Avrupa şehir çevrimi; ECE (Economic Commission of Europe) R15, EWG 70/220, TS 5648 numaralı Avrupa Toğluluğu ve Türk Standartları ile tanımlanmıştır. Dizel veya benzin motorlu taşıtlardan çevreye olan egzost emisyonunu tespit etmeyi amaçlayan bu standartların çevrim esasları ve test yöntemi bu standartların çevrim esasları ve test yöntemi aynı zamanda yakıt tüketimi ve emisyon değerlerinin tesbiti için de kullanılmaktadır.

Çevrimde taşıtın ilk üç vitesi kullanılmakta ve çevrim toplam 195 saniye sürmektedir. Bu çevrimde hızın lineer olarak artması veya azalması sözkonusu olduğundan ivme değerleri de sabittir. Bu ivme değerleri ile aracın hızı ve katettiği yol hesaplanabilir.

Avrupa şehir çevrimi genelde otomobillere uygulanabilir özelliktedir. Verilen hız, ivme ve vites kademelerine göre bir büyük taşıtın (kamyon vs.). Çünkü motor ve/veya dişli kutusu yüksek ivme değerlerinde, çalışma aralığı dışında çalışmaya zorlanmakta, bu da ya motorun isli çalışmasına ya da taşıtın istenen çevrim şartını sağlayamamasına neden olmaktadır.

Şekil 4.1. 'de ve Tablo 4.1. 'de Avrupa şehir çevrimine göre taşıtın hangi seyir durumlarını sağlaması gerektiği belirtilmiştir.

Tablo 4.1. 'de aynı zamanda taşıtın hangi seyir şartında ne kadar sürüleceği, toplam test mesafesi, faz başına düşen hız, ivme, yol değerleri görülebilir.

Tablo 4.1. Avrupa (ECE) şehir çevrimi

SURUŞ SEKLİ	FAZ ADIMI	İVME (m/s^2)	HIZ (km/h)	OPERASYON SURESİ (s)	FAZ SURESİ (s)	TOPLAM SURE (s)	AKTARMA ELEMANI DURUMU
Boşta çalışma	1	---	---	11	11	11	6svb+5sk
Hızlanma	2	1.04	0-15	4	4	15	1
Sabit hız	3	---	15	8	8	23	1
Yavaşlama	4	-0.69	15-10	2	2	25	1
Yavaşlama-ka		-0.92	10-0	3	3	28	k1
Boşta çalışma	5	---	---	21	21	49	16svb+5sk
Hızlanma		0.83	0-15	5		54	1
Vites değişme	6	---	--	2	12	56	
Hızlanma		0.94	15-32	5		61	2
Sabit hız	7	---	32	24	24	85	2
Yavaşlama	8	-0.75	32-10	8	11	93	2
Yavaşlama-ka		-0.92	10-0	3		96	k2
Boşta çalışma	9	---	---	21	3	117	16svb+5sk
Hızlanma		0.83	0-15	5		122	1
Vites değişme		---	---	2		124	
Hızlanma	10	0.62	15-35	9	26	133	2
Vites değişme		---	---	2		135	
Hızlanma		---	35-50	8		143	3
Sabit hız	11	---	50	12	3	155	3
Yavaşlama	12	---	50-35	8	3	163	3
Sabit hız	13	---	35	13	3	176	3
Vites değişme		---	--	2		178	
Yavaşlama	14	-0.86	32-10	7	12	185	2
Yavaşlama-ka		-0.92	10-0	3		188	k2
Boşta çalışma	15	---	---	7	3	195	7s vb

vb : Vites boşta, kavrama kapalıdır (debriyaja basılmamıştır).

k : Vites dişlisi takılı ancak kavrama açıktır.

4.2. A.B.D (EPA) ŞEHİR ÇEVİRİMLERİ

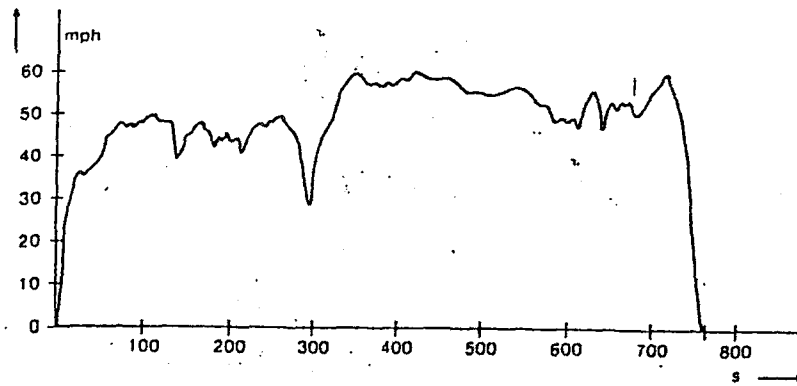
Değişik ülkelerde uygulanan şehir çevrimleri birbirlerine göre farklılık göstermektedir. Yıllar boyunca üreticiler ve diğer çeşitli kuruluşlar kullanıcının seyir şartlarını temsil ettiklerine inandıkları birçok seyir çevrimi oluşturmuşlardır. En uygunun da birkaç çevrimi birden uygulamak olduğu gözlemlenmiştir (Şehir içi, şehir dışı ve otoban çevrimleri gibi). Çevrimlerden elde edilen sonuçları birbirleri ile karşılaştırmak, çevrimler arası farklılıklardan dolayı mümkün olmamaktadır. EPA (Enviromental Protection Agency) seyir çevrimleri A.B.D. Kaliforniya 'daki gerçek şehir çevrimlerinin simülasyonu ile oluşturulmuştur.

Gerçek seyir şartları günden güne değiştikçe kullanılan seyir çevrimlerine yeni düzenlemeler getirilmesi kaçınılmaz olmaktadır.

4.2.1. FTP 72 Şehir Çevrimleri :

FTP (Federal Test Procedure) 72 çevrimleri otoban çevrimi ve şehir içi çevrimi olmak üzere iki adet farklı çevrimden ibarettir. Çevrim Meksika, Avustralya, İsveç ve İsviçre'de halen uygulanmaktadır.

Otoban seyir çevrimi (Şekil 4.2.) şehir dışı ve şehirler arası muhtelif yollardaki seyir şartlarının benzeştirilmesi için kullanılmaktadır. Bu test; rejim sıcaklığına ulaşmış bir taşıt kullanılarak, çok kısa süreli boşta çalışma ve testin bitimi dışında duruş içermeden bitirilir.



Şekil 4.2. FTP 72 Otoban seyir çevrimi.

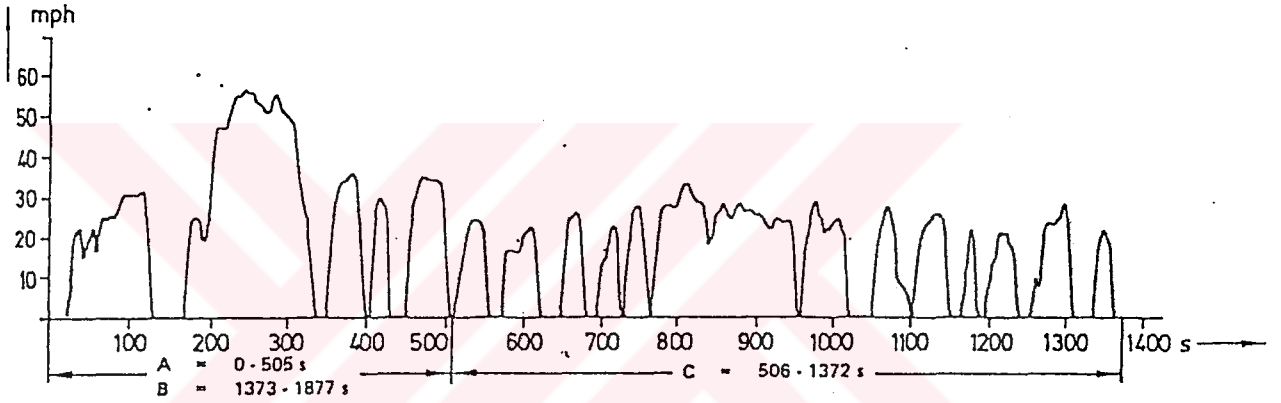
FTP 72 otoban seyir çevriminin karakteristikleri :

Test çevrim uzunluğu : 10.22 mil
 Toplam test uzunluğu : 20.44 mil
 Toplam test süresi : 1545 s
 Çevrim süresi : 765 s
 Ortalama çevrim hızı : 48.1 mph (77.4 km/h)
 Maksimum hız : 59.9 mph (96.4 km/h)

422. ve 423. saniyelerde.

Çevrim iki kere gerçekleşmektedir. İlki ön şartlandırmadır, ikincisinde tüketim ve emisyon ölçümleri yapılabilir.

Şehir içi yakıt tüketimini ve emisyon değerlerini belirlemede kullanılan çevrim ise ortalama 32 km/h taşıt hızı ve dur kalklardan oluşan bir çevrimi benzeştirmek için kullanılır.



Şekil 4.3. FTP 72 Şehir içi seyir çevrimi.

FTP 72 şehir içi çevriminin karakteristikleri :

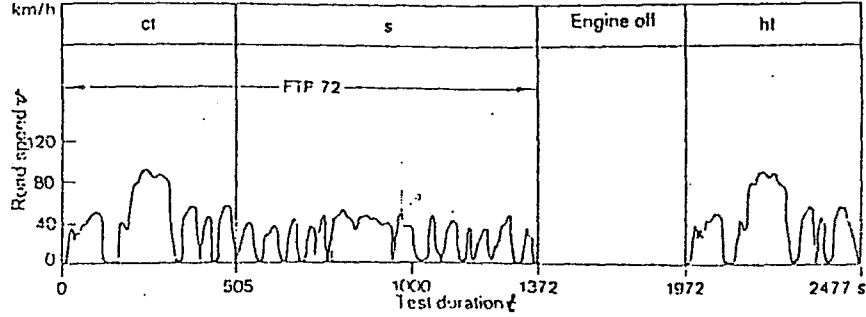
Test çevrim uzunluğu : 7.5 mil
 Toplam test uzunluğu : 11.1 mil
 Toplam test süresi : 2447 s ($\approx$ 41.5 dak.)
 Çevrim süresi : 1372 s
 Ortalama çevrim hızı : 19.68 mph (31.67 km/h)
 Maksimum hız : 56.7 mph (91.2 km/h)

240. saniyede.

0 - 505 s : Soğuk çalışma bölgesi
 1373 - 1877 s : Sıcak çalışma bölgesi
 506 - 1372 s : Dengelenmiş durum

4.2.2. FTP 75 Şehir Çevrimi :

Bu çevrimin FTP 72 'den farkı, ek olarak belirli bir süre sonra sıcak çalışmaya geçiş şartlarını sağlamayı amaçlayan bir bölüm içermesidir. FTP 72 'den alınan kısım ikiye ayrılmıştır. İlki (0-505 s) arasındaki geçiş fazı, ikincisi ise (506-1372 s) arasındaki daimi rejim fazıdır.



Şekil 4.4. FTP 75 Seyir çevrimi

FTP 75 şehir içi çevriminin karakteristikleri :

Toplam test uzunluğu : 11.1 mil
 Ortalama çevrim hızı : 21.2 mph (34.10 km/h)
 Maksimum hız : 56.7 mph (91.2 km/h)
 Boşta çalışma : % 18

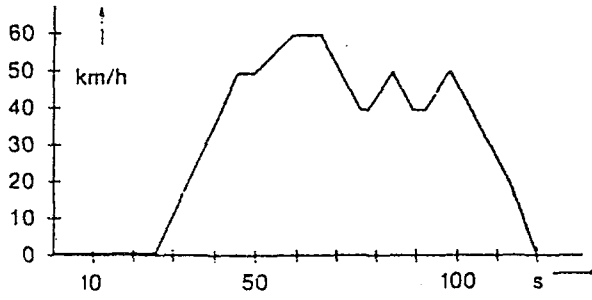
4.3. JAPON ŞEHİR ÇEVİRİMLERİ

Ölçümler değişik üç çevrimin farklı iki şekilde birarada uygulanması ile gerçekleştirilir.

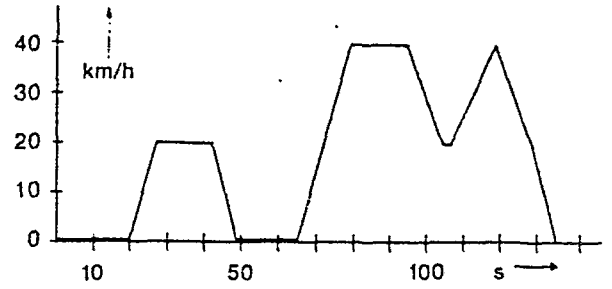
Bunlardan ilkinde Mod 11 denilen çevrim dört kez olmak üzere soğuk taşıta uygulanır. Daha sonra Mod 10 sıcak testi taşıta altı kez uygulanır. Son beş uygulama dikkate alınır. Mod 10 çevrimi taşıtın rejim hali şartlarını gerçeklemek amacıyla kullanılır.

Diğer alternatif de Mod 10-15 diye adlandırılır. Burada üç kez tekrarlanan Mod 10'un ardından bir kez Mod 15 denilen çevrimin uygulanması ile ölçüm yapılır.

Bu üç çevrimin grafikleri ve karakteristikleri aşağıda verilmiştir:



Şekil 4.5. Mod 11 çevrimi



Şekil 4.6. Mod 10 çevrimi

Mod 11 seyir çevriminin karakteristikleri :

Test çevrim uzunluğu : 1.021 km

Çevrim sayısı / test : 4

Toplam test uzunluğu : 4.084 km

Çevrim süresi : 120 s

Ortalama çevrim hızı : 30.6 km/h

Maksimum hız : 60 km/h

Mod 10 seyir çevriminin karakteristikleri :

Test çevrim uzunluğu : 0.664 km

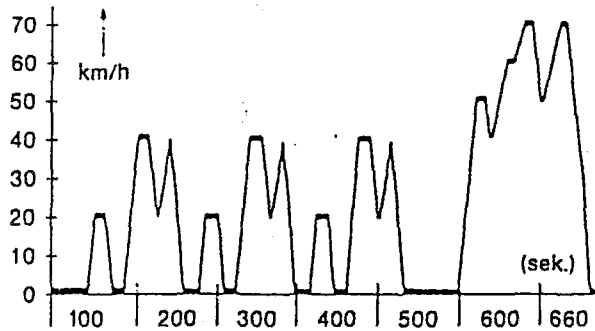
Çevrim sayısı / test : 6

Toplam test uzunluğu : 3.98 km

Çevrim süresi : 135 s

Ortalama çevrim hızı : 17.7 km/h

Maksimum hız : 40 km/h



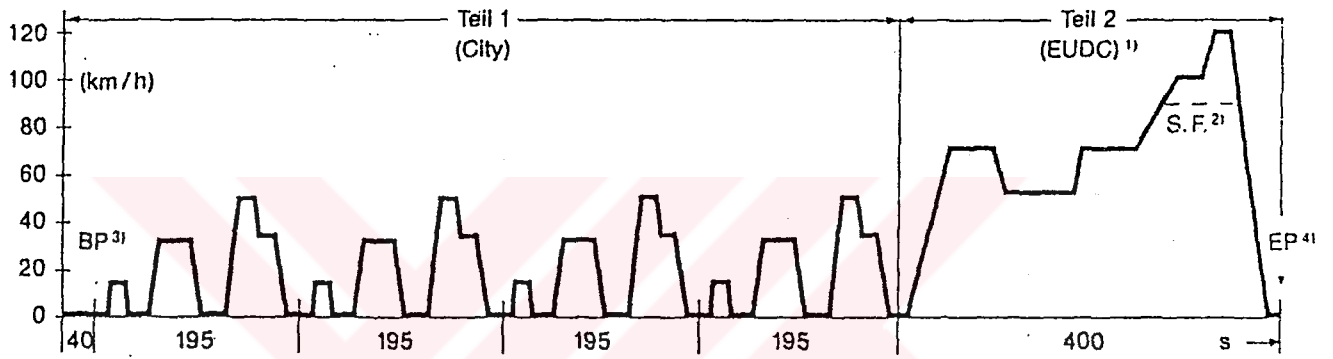
Şekil 4.7. Mod 10-15 çevrimi

Mod 10-15 seyir çevriminin karakteristikleri :

Çevrim sayısı / test : 1
 Toplam test süresi : 660 s
 Test uzunluğu : 4.16 km
 Ortalama çevrim hızı : 22.7 km/h
 Maksimum hız : 70 km/h

4.4. YENİLEŞTİRİLMİŞ AVRUPA ŞEHİR ÇEVİRİMİ

2500 kg 'dan düşük ağırlıklı taşıtlar için 31.12.1992 tarihinde itibaren uygulamaya konulmuştur. İki bölümden oluşur. Birinci bölüm şehir çevrimi, ikincisi ise ilave şehir çevrimidir.



Şekil 4.8. Yenileştirilmiş Avrupa şehir çevrimi.

Yenileştirilmiş Avrupa seyir çevriminin karakteristikleri :

Toplam test süresi : 1220 s
 Test uzunluğu : 11.007 km¹ (10.646 km)*
 Ortalama çevrim hızı : 32.5 km/h (31.4 km/h)*
 Maksimum hız : 120 km/h (90 km/h)*

* Zayıf motorlu araçlar için ($V_{max} \leq 130$ km/h)

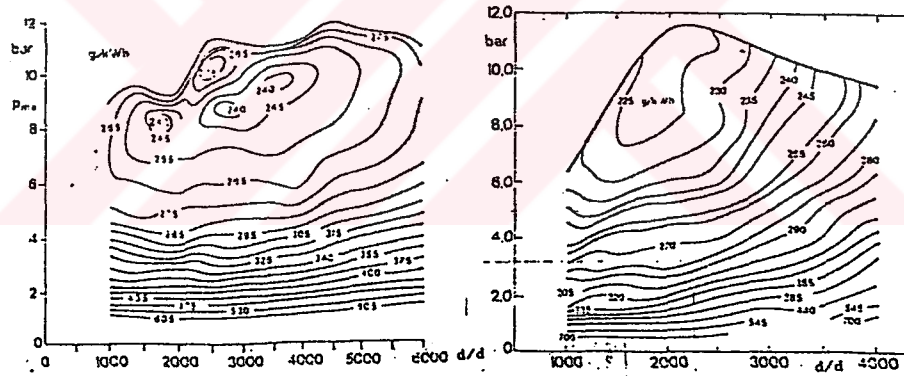
5.BÖLÜM

YAKIT TÜKETİMİNİN BİLGİSAYAR SİMÜLASYONU İLE HESAPLANMASI

5.1. SİMÜLASYONUN AÇIKLANMASI

Bundan önceki bölümlerde aracın yakıt tüketimi hesaplamalarının teorik kısmı göz önüne alınmıştı. Bu bölümde ise örnek bir taşıtın sabit hızda ve bir önceki bölümde anlatılan ECE Avrupa şehir çevrimindeki yakıt tüketim değerlerinin bir bilgisayar programı yardımı ile nasıl tayin edildiği anlatılacaktır.

Taşıtların özgül yakıt tüketim değerleri, her bir taşıt için farklı olan, motorun devir sayısı ve ortalama efektif güç (veya basınç) değerlerine göre çizilen ve yumurta eğrileri olarak adlandırılan eğriler yardımıyla belirlenir. Literatür 'de yumurta eğrilerine tüketim tanım alanları da denilmektedir (Bkz. Şekil 3.1.). Ayrıca Şekil 5.1. 'de örnek yumurta eğrileri görülmektedir.



Şekil 5.1. Benzinli ve dizel taşıtlara ait örnek yumurta eğrileri.

Tüketim hesaplarına başlamak için öncelikle örnek bir taşıta ait yumurta eğrisinin bulunması gerekmektedir. Bu çalışma 'da Opel Corsa serisinin yeni nesil 1.6lt. ,4V motoruna ait yumurta eğrisi kullanılmıştır. Yumurta eğrisi üzerindeki özgül yakıt tüketimi değerleri, efektif güç ve devir sayısına bağlı olarak her zaman lineer bir değişim göstermemektedir. Bu nedenle bu eğrinin bilgisayara en yakın şekliyle tanıtılması gerekir. Bu çalışma da bu amaç için Lagrange interpolasyon yöntemi ve Lineer interpolasyon birarada uygulanmıştır. Ancak diğer

interpolasyon yöntemleri de isteğe bağlı olarak kullanılabilir. Çalışmada kullanılan yöntemler ve bazı alternatif yöntemler bir sonraki bölümde açıklanmıştır.

Diğer taraftan ECE şehir çevriminde taşıtın yakıt tüketiminin belirlenebilmesi için bu çevrimin hız - vites ilişkilerinin bilgisayara tanıtılması gerekmektedir. Bu amaçla Şekil 4.1. 'de görülen grafik bilgisayar tarafından oluşturulmuştur. Grafiği oluşturma işlemi data dosyaları yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Böylece çevrimin her anındaki hız ve ivme değerleri bulunur. Araca ait vites, defransiyel çevrim oranlarının hesaba katılmasıyla buradan tekerlek ve dolayısıyla motor devir sayılarına geçilebilir.

Denklem 3.9. 'dan hatırlanacağı üzere direnç toplamlarından tekerleklerle iletilen güç, transmisyon veriminin devreye girmesi ile de motorun ihtiyaç duyduğu güç hesaplanır. Daha sonra bulunan bu güç değeri (Watt), yumurta eğrisinde düşey ekseninde yer aralan özgül iş değerine (J/cm^3) dönüştürülür (motor devrine bağlı olarak).

$$N_e = W_e \cdot V_H \cdot (n_m / 2) \cdot (1 / 60) \quad (5.1)$$

N_e : Efektif güç (Watt)

W_e : Özgül iş (J / cm^3)

V_H : Silindir hacmi (cm^3)

n_m : Motor devri (d / d)

Bulunan güç ve devir değerleri Lagrange interpolasyonunu gerçekleştiren alt programa gönderilerek tüketim sonucu alınır. Sonuçlar çevrim boyunca her adımda alınıp toplanarak toplam tüketim değerine ulaşılır. Aşağıda tüketim hesaplayan program parçasığı görülmektedir.

$W = V / R$

$NR = W * 30 / PI$

$NM = NR * CI(Q) * DIF$

IF NM < 650 THEN NM = 650

$NE = (FR * G * V) + (CW * A * (RO / 2) * (V ^ 3)) + ((G * LAMDA * A(Q) * V) / GE) \rightarrow$ Bkz. Denklem 3.9.

$NE = NE / TV$

$GUC = NE * 60 / NM * 2 / 1598: N = NM$

GOSUB 1000

$YAKIT = YAKIT * NE / 1000 / 3600$

Burada :

V : Taşıt hızı (m /s),
W : Taşıt açısal hızı (rd /s) ,
NR : Tekerlek devir sayısı (d /d),
CI : Vites oranları,
DIF : Defransiyel oranı,
GUC : Özgül iş (J /cm³)

NM : Motor devir sayısı (d /d),
NE : Motor gücü (W),
TV : Transmisyon verimi,

NOT : Hesaplamalar yapılırken göz önüne alınan kabuller programdan önce açıklanacaktır.

[1]

5.2. İNTERPOLASYON YÖNTEMLERİ

5.2.1. Lagrange Yaklaşımı :

Fonksiyonun bilinmeyen bir değerinin, aynı fonksiyona ait başka değerlerin kullanılmasıyla tahmini olarak hesaplanmasına interpolasyon denir. Lineer interpolasyon yaklaşımı iki noktadan geçen doğru üzerine kurulmuştur. (x_0, y_0) ve (x_1, y_1) noktaları arasındaki eğim :

$$m = (y_1 - y_0) / (x_1 - x_0) \quad (5.2)$$

ve doğru denklemi

$$y = y_0 + m (x - x_0) \quad \text{şeklini alır.} \quad (5.3)$$

(5.2) ve (5.3) denklemlerinin düzenlenmesi ile,

$$y = P(x) = y_0 + (y_1 - y_0) \frac{x - x_0}{x_1 - x_0} \quad (5.4)$$

formülü elde edilir.

(5.4) formülünün genişletilmesi ile varılan sonuç, derecesi ≤ 1 olan bir polinomdur. $P(x)$ polinomunda x yerine sırasıyla x_0 ve x_1 değerleri konulduğunda y_0 ve y_1 değerleri bulunur.

$$P(x_0) = y_0 + (y_1 - y_0) \cdot 0 = y_0$$

$$P(x_1) = y_0 + (y_1 - y_0) \cdot 1 = y_1 \quad (5.5)$$

Fransız matematikçi Lagrange bu polinoma varmak için biraz değişik bir metot kullanmıştır. Lagrange'a göre (5.5) polinomu;

$$y = P_1(x) = y_0 \frac{x-x_1}{x_0-x_1} + y_1 \frac{x-x_0}{x_1-x_0} \quad (5.6)$$

(5.5) denkleminin sağ tarafındaki her terim bir lineer faktör içerir. Bundan dolayı sonuç derecesi ≤ 1 olan bir polinomdur. (5.6)'deki katsayılar yeniden yazılırsa :

$$L_{1,0}(x) = \frac{x-x_1}{x_0-x_1} \quad \text{ve} \quad L_{1,1}(x) = \frac{x-x_0}{x_1-x_0} \quad (5.7)$$

elde edilir.

Bu hesaplamalara göre :

$$L_{1,0}(x_0) = 1, \quad L_{1,0}(x_1) = 0$$

$$L_{1,1}(x_0) = 0, \quad L_{1,1}(x_1) = 1$$

olur ve bu yüzden (5.6)'deki $P_1(x)$ polinomu aşağıdaki iki noktadan da geçer.

$$P_1(x_0) = y_0 + y_1 \cdot 0 = y_0 \quad \text{ve} \quad P_1(x_1) = y_0 \cdot 0 + y_1 = y_1 \quad (5.8)$$

$L_{1,0}(x)$ ve $L_{1,1}(x)$ terimleri x_0 ve x_1 noktaları için yazılmış Lagrange sabitleridir. Bu sabitlerin kullanılması ile (5.7) denklemi :

$$P_1(x) = \sum_{k=0}^1 y_k L_{1,k}(x) \quad (5.9)$$

şeklinde özetlenebilir.

y_k ordinat 'ının $y_k = f(x_k)$ formülü ile hesaplandığını düşünelim. Eğer $P_1(x)$, $[x_0, x_1]$ aralığında $f(x)$ fonksiyonun aldığı değer tahmininde kullanılıyorsa yöntemin adı *interpolasyon*dur. Eğer $x < x_0$ (yada $x_1 < x$) ise aynı durum *extrapolasyon* adını alır.

(5.9) denkleminin genelleştirilmiş hali $N+1$ noktadan geçen $[(x_0, y_0), (x_1, y_1), \dots, (x_N, y_N)]$ N 'inci dereceden bir polinomdur.

$$P_N(x) = \sum_{k=0}^N y_k L_{N,k}(x), \quad (5.10)$$

Burada $L_{N,k}(x)$ Lagrange sabiti aşağıdaki şekildedir :

$$L_{N,k}(x) = \frac{(x-x_0).....(x-x_{k-1})(x-x_{k+1})....(x-x_N)}{(x_k-x_0).....(x_k-x_{k-1})(x_k-x_{k+1})....(x_k-x_N)} \quad (5.11)$$

Görüldüğü gibi (5.11) denkleminin sağ tarafında $(x - x_k)$ ve $(x_k - x_k)$ bulunmamaktadır. Bu durum denklemin aşağıdaki şekle gelmesini olanaklı kılar :

$$L_{N,k}(x) = \frac{\prod_{\substack{j=0 \\ j \neq k}}^N (x-x_j)}{\prod_{\substack{j=0 \\ j \neq k}}^N (x_k-x_j)} \quad (5.12)$$

Bu denklemde $(x - x_k)$ lineer faktörlerinin sonucu hesapta yer almaktadır, fakat $(x_k - x_k)$ faktörü ihmal edilmiştir. Benzer bir uygulama aşağıda gözükmemektedir :

Direkt bir hesaplama ile her sabit k değeri için $L_{N,k}(x)$ Lagrange sabitinin :

$$\begin{aligned} j = k \text{ iken } L_{N,k}(x_j) &= 1 & \text{ve} \\ j \neq k \text{ iken } L_{N,k}(x_j) &= 0 \end{aligned} \quad (5.13)$$

özelliklerine sahip olduğu görülür.

Bu değerlerin (5.10) denkleminde yerlerine konulması ile $y = P_N(x)$ polinom eğrisinin (x_j, y_j) noktasından geçtiği görülür.

$$\begin{aligned} P_N(x_j) &= y_0 L_{N,0}(x_j) + + y_j L_{N,j}(x_j) + + y_N L_{N,N}(x_j) \\ &= y_1 \cdot 0 + + y_j \cdot 1 + + y_N \cdot 0 = y_j \end{aligned} \quad (5.14)$$

(5.10) denklemi genişletildiğinde sonuçların (5.6) denklemine yakın olduğu söylenebilir.

Örnek olarak $(x_0, y_0), (x_1, y_1), (x_2, y_2)$ gibi üç nokta için ikinci dereceden Lagrange interpolasyonu :

$$P_2(x) = y_0 \frac{(x-x_1)(x-x_2)}{(x_0-x_1)(x_0-x_2)} + y_1 \frac{(x-x_0)(x-x_2)}{(x_1-x_0)(x_1-x_2)} + y_2 \frac{(x-x_0)(x-x_1)}{(x_2-x_0)(x_2-x_1)} \quad (5.15)$$

$(x_0, y_0), (x_1, y_1), (x_2, y_2), (x_3, y_3)$ gibi dört nokta için üçüncü dereceden Lagrange interpolasyonu :

$$P_3(x) = y_0 \frac{(x-x_1)(x-x_2)(x-x_3)}{(x_0-x_1)(x_0-x_2)(x_0-x_3)} + y_1 \frac{(x-x_0)(x-x_2)(x-x_3)}{(x_1-x_0)(x_1-x_2)(x_1-x_3)} \\ + y_2 \frac{(x-x_0)(x-x_1)(x-x_3)}{(x_2-x_0)(x_2-x_1)(x_2-x_3)} + y_3 \frac{(x-x_0)(x-x_1)(x-x_2)}{(x_3-x_0)(x_3-x_1)(x_3-x_2)} \quad (5.16)$$

olarak yazılabilir.

5.2.2. Newton Polinomları :

Kimi zaman $P_1(x), P_2(x), \dots, P_N(x)$ gibi birkaç yaklaşık polinomun bulunması ve içlerinden en uygun olanının seçilmesi yararlı bir yöntemdir. Eğer Lagrange polinomları bu amaç için kullanılırsa $P_{N1}(x)$ ve $P_N(x)$ polinomlarının arasında sağlam bir ilişki kurulması zordur. Çünkü Lagrange interpolasyonunda her polinomun birbirlerinden bağımsız bir şekilde oluşturulması gerekir ve bu durumda Lagrange interpolasyonu çok fazla hesap yapılmasını gerektirebilir.

Newton polinomları bu amaç için kullanılır.

$$P_1(x) = a_0 + a_1(x - x_0), \quad (5.17)$$

$$P_2(x) = a_0 + a_1(x - x_0) + a_2(x - x_0)(x - x_1), \quad (5.18)$$

$$P_3(x) = a_0 + a_1(x - x_0) + a_2(x - x_0)(x - x_1) + a_3(x - x_0)(x - x_1)(x - x_2), \quad (5.19)$$

$$\begin{aligned} P_N(x) = & a_0 + a_1(x - x_0) + a_2(x - x_0)(x - x_1) + a_3(x - x_0)(x - x_1)(x - x_2) \\ & + a_4(x - x_0)(x - x_1)(x - x_2)(x - x_3) + \dots \\ & + a_N(x - x_0)\dots\dots\dots(x - x_{N-1}). \end{aligned} \quad (5.20)$$

Bu durumda $P_N(x)$ polinomu $P_{N-1}(x)$ 'den dolayı bulunabilir :

$$P_N(x) = P_{N-1}(x) + a_N(x - x_0)(x - x_1)(x - x_2)\dots\dots(x - x_{N-1}). \quad (5.21)$$

5.20 denkleminde görülen polinoma *N merkezli* ($x_0, x_1, \dots, x_{N-1}$) Newton polinomu adı verilir. Bu polinom $a_N(x - x_0)(x - x_1)(x - x_2) \dots\dots\dots (x - x_{N-1})$ 'e kadar lineer faktörlerin çarpımlarının toplamını içerir. Böylece $P_N(x)$, derecesi $\leq N$ olan bir polinom olur.

[4]

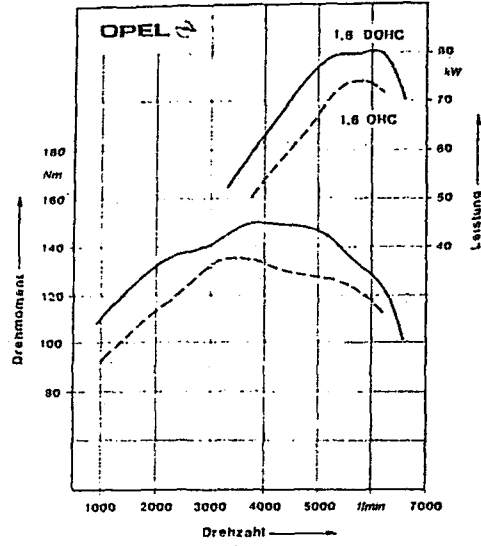
5.3. ÖRNEK TAŞITIN ÖZELLİKLERİ

5.3.1. Taşıta ait yumurta eğrileri, tüketim özellikleri :

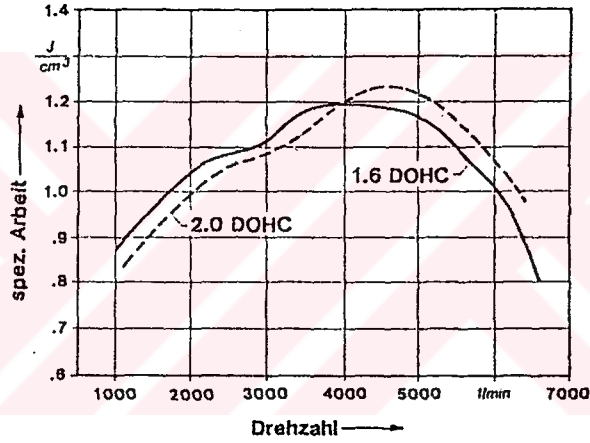
Yakıt tüketimi belirlenecek taşıta ait hesaplamaların gerçekleştirilmesi için başta yumurta eğrisi olmak üzere bazı taşıta özgü özelliklerinin ve karakteristiklerin bilinmesi gerekir. Bunun için de öncelikle örnek bir taşıt seçilmelidir.

Bu çalışmada seçilen taşıt "*Opel Corsa*" olup model yeni 1.6 lt, 4V serisi motora sahiptir. Bu motora ait devir sayısına bağlı güç-moment davranışı Şekil 5.2. 'de 2V 'li bir motorla karşılaştırmalı olarak görülmektedir.

Şekilden görüldüğü gibi 4V motor geniş bir devir sayısı bölgesinde %15-20 civarında , 2V motora nazaran daha üstün değerler vermektedir. Karşılaştırma 1.6 lt ile 2.0 lt motorlar arasında yapıldığında ayırım daha iyi farkedilmektedir (Şekil 5.3). Burada büyük motor yüksek devirlerde üstünken alçak devirlerde küçük (1.6 lt) motorun üstünlüğü göze çarpmaktadır. Yine aynı şekilde görüldüğü gibi düşük devirlerdeki görünüşü yükseltmek için yüksek devirlerden fedakarlık edilmelidir.



Şekil 5.2. 1.6 lt, 4V Opel Corsa motorunun 1.6 lt, 2V motorla karşılaştırılması.



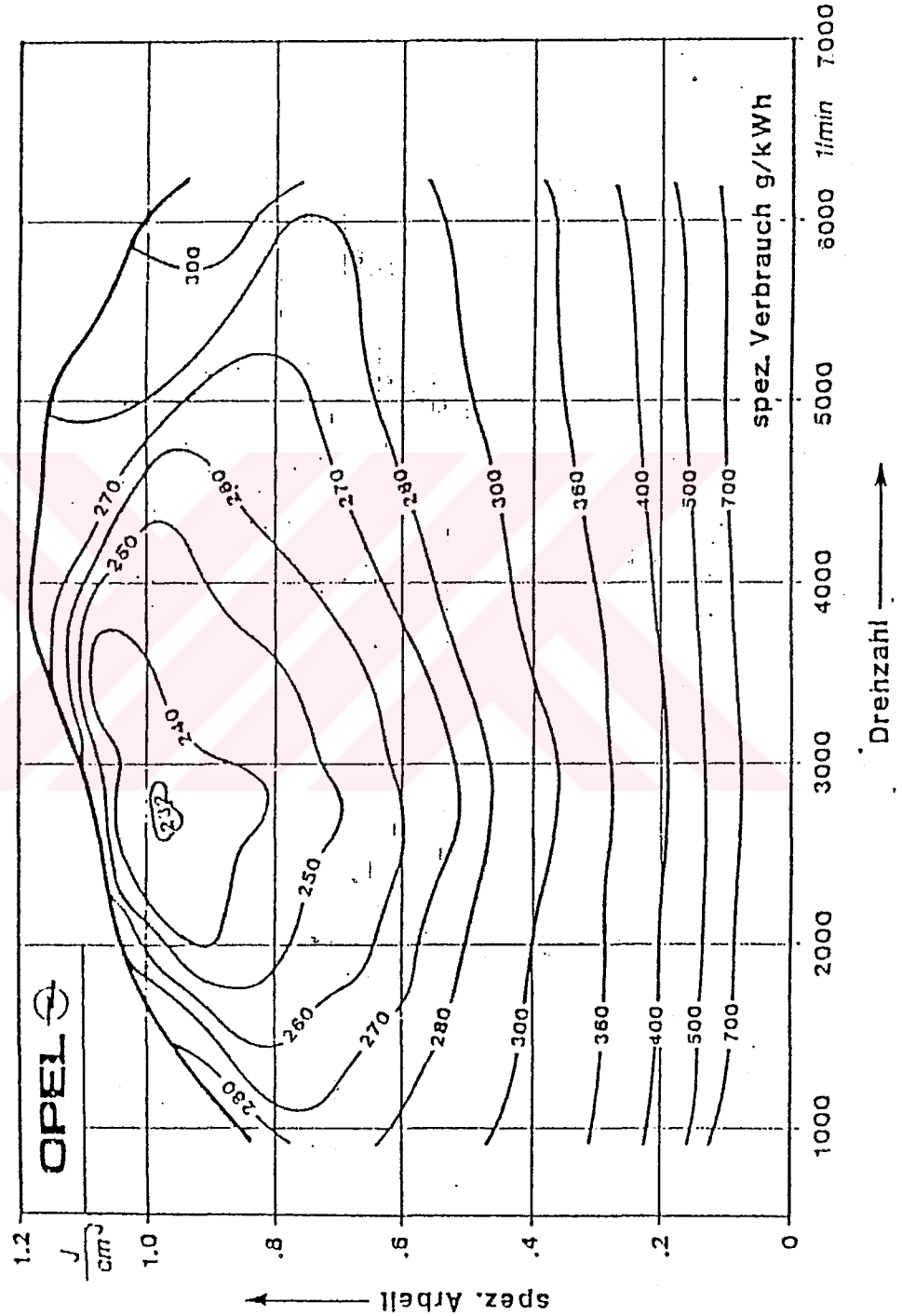
Şekil 5.3. 1.6 lt ve 2.0 lt motorların karşılaştırılması.

Motorun verimini gösteren tüketim tanım alanları (yumurta eğrileri) Şekil 5.4. 'de verilmiştir. Yakıt tüketiminin hesaplanmasında bu eğrilerin önemi çok büyüktür. Çünkü simulasyon bu eğriler dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir. Eğrilere bakıldığında 250 g / kWh özgül yakıt tüketimine karşı gelen geniş bir bölge, 2000 - 4000 d / d 'lık bir kesimde yüksek bir özgül iş (J / cm^3) bölgesinde görülmektedir.

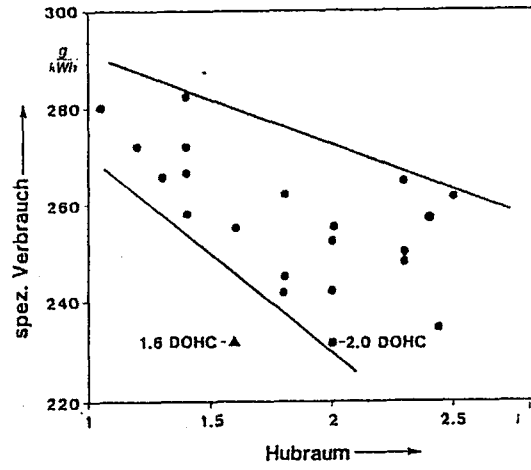
Aynı zamanda tanım sahasının en iyi değeri olan 232 g / kWh özgül tüketimi serinin 2.0 lt 'lik motorundan daha üstün değerler vermektedir.

Şekil 5.5 'de ise tanım alanlarının (yumurta eğrileri) ölçümle elde edilen en iyi değerleri 2V ve 4V motorlar için silindir hacmine bağlı olarak verilmiştir. Burada 4V motorun üstünlüğü açıktır.

Silindir hacminin büyümesinin yakıt tüketimini azaltıcı yönde etkidiği yine Şekil 5.5 'den açıkça görülmektedir.

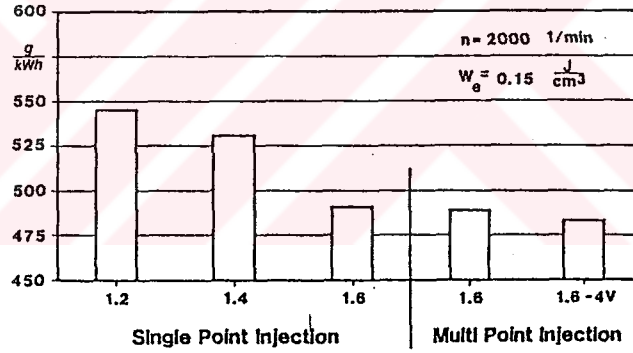


Şekil 5.4. Opel Corsa 1.6 lt, 4V motora ait yumurta eğrileri.



Şekil 5.5. 1.6 lt ve 2.0 lt motorlarda özgül yakıt tüketimlerinin aldığı en iyi değerler.

Şekil 5.6. 'de ise Opel 'in 1.grup motorlarının kısmi yük altındaki özgül tüketimleri gözükmemektedir. Motorlar arası mukayese buradan açıkça yapılabilir. Silindir hacminin büyümesi tüketimi azaltıcı etki yapmaktadır.



Şekil 5.6. Kısmi yük şartlarında Opel 1.grup motorlarının özgül yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması.

5.3.2. Taşıt karakteristikleri :

Çalışmaya konu olan motor Opel ailesinin Corsa grubunda kullanılmaktadır ve 1993 yılından beri piyasadadır. Tablo 5.1. 'deki taşıt verilerine göre kullanıcı daha uzun sürelerde yüksek viteslerde kalabilir. Motor şehir içi sürüş için daha uygundur.

Tablo 5.1. Opel Corsa 1.6 lt, 4V motora ait performans, yakıt tüketimi ve taşıt değerleri.

Maksimum hız	195 km / h
<u>İvme zamanları</u>	
0 - 100 km / h	9.5 s
40 - 100 km / h , 4.vites	13.0 s
80 - 120 km / h , 5.vites	13.0 s
<u>Yakıt tüketimleri</u>	
Şehir çevrimi	9.1 lt / 100 km
90 km / h	5.4 lt / 100 km
120 km / h	7.2 lt / 100 km
Euromix	7.2 lt / 100 km
Taşıt ağırlığı	945 kg
$c_w \times A$	0.347 x 1.88 m ²
Lastikler	185 / 60 R14
Defransiyel oranı	3.74
<u>Vites oranları</u>	
1.Vites	3.73
2.Vites	2.13
3.Vites	1.41
4.Vites	1.12
5.Vites	0.89
Geri Vites	3.31

Motora ait karakteristikler ise aşağıda verilmiştir :

Silindir hacmi	: 1598 cm ³
Silindir çapı	: 79.0 mm
Strok	: 81.5 mm
Silindir mesafesi	: 86.0 mm
Devir sayısına bağlı nominal güç	: 80 kW (6000 d/d 'da)
Devir sayısına bağlı max. moment	: 150 Nm (3800 d/d 'da)

6.BÖLÜM

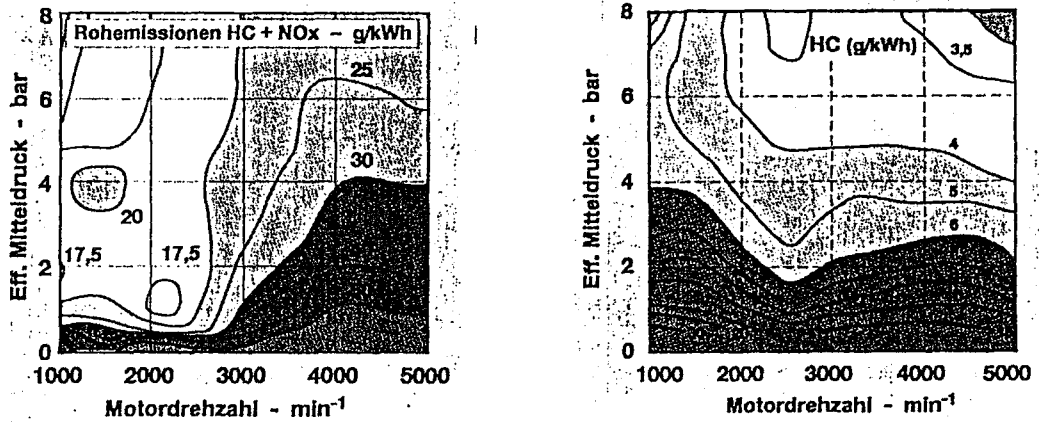
EMİSYON DEĞERLERİNİN BİLGİSAYAR SİMÜLASYONU YARDIMIYLA BELİRLENMESİ

6.1. SİMÜLASYONA GİRİŞ

Taşıtın egzost emisyon değerlerinin belirlenmesi, günümüzde yakıt tüketimi belirlenmesi kadar önem taşımaktadır. Çevre kirliliğinin ulaştığı tehlike verici boyut, başta otomotiv sektörü olmak üzere tüm sanayi kollarını bu yönde araştırmalar yapmaya yöneltmiştir. Egzost emisyonlarının belirlenmesi işte bu noktada önem kazanmaktadır.

Yanma sonucu açığa çıkan CO , HC, ve NO_x emisyonlarının belirlenmesi günümüzde daha çok kimyasal analizler yardımıyla gerçekleşmektedir. Ancak bu çalışmada yakıt tüketiminin yanında bu emisyonların kabaca bulunması için bir bilgisayar simülasyonu yapılmıştır.

İçten yanmalı motorlar, aynı özgül yakıt tüketiminin belirlendiği yumurta eğrileri gibi, egzost emisyonlarının da belirlenebileceği , CO, HC ve NO_x bileşenleri için yumurta eğrilerine sahiptirler. Bu eğriler her motorun kendisine özgüdür. Şekil 6.1 'de 2.0 lt, 4V bir motor ve değişik yanma sistemleri için için örnek emisyon yumurta eğrileri görülmektedir.



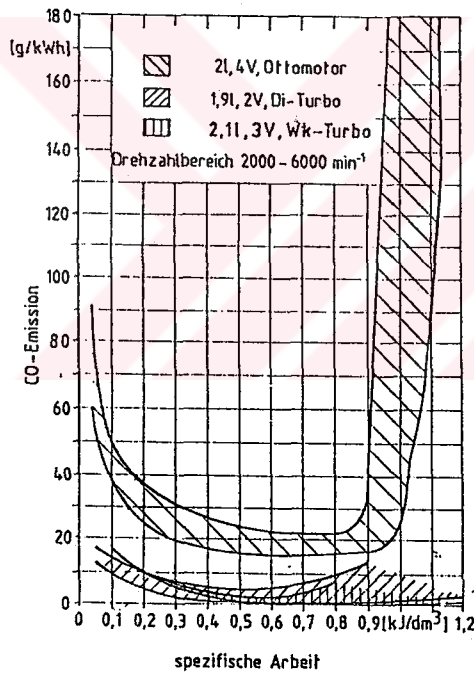
Şekil 6.1. 2.0 lt, 4V bir taşıta ait örnek emisyon yumurta eğrileri.

Bu eğriler motorun devir sayısına ve efektif ortalama basınç (veye güç) değerlerine göre çizilmiştir. Bu eğrilerin herhangi bir interpolasyon yöntemi ile bilgisayara tanıtılması ile motor karakteristiklerine bağlı olarak emisyon değerleri bulunabilir. Ancak Şekil 6.1 'den de görüleceği gibi bu eğriler çoğunlukla non-lineer bir eğilim gösterirler ve simülasyonları istenilen neticeyi veremeyebilir. Bu nedenle bu çalışmada farklı bir yol izlenmiştir.

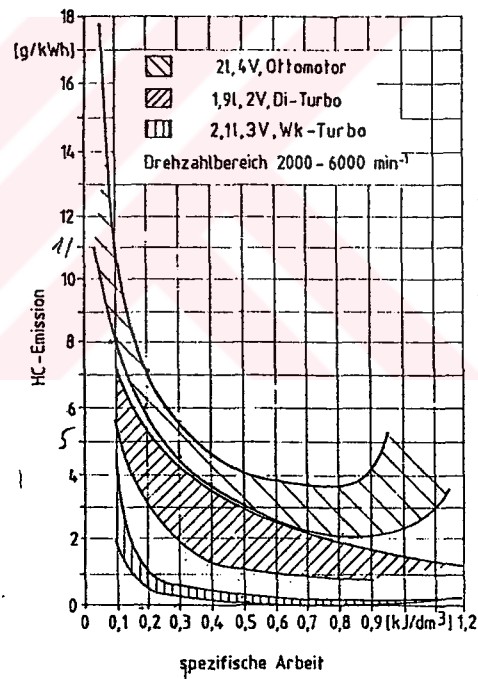
[6]

6.2. BİLGİSAYAR SİMÜLASYONU

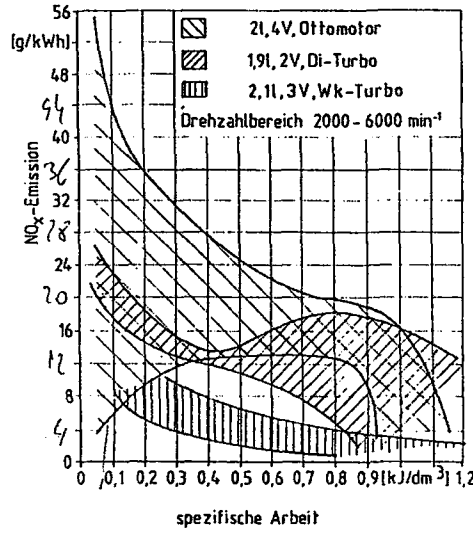
Aşağıda, 2.0 lt - 4V benzinli, 1.9 lt - 2V Dizel, 2.1 lt - 3V Turbo - dizel gibi değişik taşıtlar için kendilerine özgü emisyon yumurta eğrileri eğrilerinden faydalanarak özgül iş skalası üzerine devir sayısına bağlı olarak çizilmiş kaba CO, HC ve NO_x emisyon grafikleri gözükmemektedir. Çalışmadaki simülasyon bu eğrilerden faydalanarak yapılmıştır.



Şekil 6.2. Özgül iş üzerine çizilmiş kaba CO emisyonu



Şekil 6.3. Özgül iş üzerine çizilmiş kaba HC emisyonu



Şekil 6.4. Özgül iş üzerine çizilmiş kaba NO_x emisyonu

Grafiklerin üst tarafında 2.0 lt, 4V benzinli motora ait eğriler çizilmiştir. Bu eğriler yine Lagrange interpolasyon'undan faydalanılarak bilgisayara tantılmıştır. Devir sayısının etkisi de şehir çevrimi dataları dikkate alınarak simülasyona katılmıştır. Her saniyedeki devir ve özgül iş değerleri ilgili alt programa gönderilerek bu alt programdan o şartlardaki kaba emisyon değerleri alınmış ve çevrim boyunca toplanarak, aynı yakıt tüketiminde olduğu gibi, toplam emisyon değerleri bulunmuştur.

Kullanılan grafiklerdeki motorun 2.0 lt oluşunun yanında çalışmada kullanılan taşıtın 1.6 lt olması hesaplamalarda ihmal edilmiştir.

Taşıtın çevrimde rölanti ve yavaşlama durumlarında yalnızca CO emisyonu, grafiklerin haricinde taşıtın bu hallerde CO emisyonunun hacimsel olarak % 1 olduğu kabul edilerek yapılmıştır.

Sonuç olarak emisyonların belirlenmesinin yakıt tüketimlerinin yanında daha kaba olduğu açıktır. Motor karakteristiklerinin, silindir içi şartların emisyonlar üzerinde çok fazla etkimesi, bu konuda bir bilgisayar simülasyonu yapılmasını güçleştirmektedir. Ancak bu çalışmadaki gibi belirli kabul ve kısıtlamalar altında işlem gerçekleştirilebilir. Bu da pratikte taşıtların emisyonlarının tayini açısından uygun değildir. Bu nedenle bugün hala kimyasal analiz yöntemleri tercih edilmektedir.

7.BÖLÜM

YAKIT TÜKETİMİ VE EGZOST EMİSYONLARINI AZALTMAK İÇİN KULLANILAN YÖNTEMLER

7.1. YÖNTEMLERE GENEL BAKIŞ

Otto ve dizel motorlarında yakıt tüketimini ve emisyonları azaltmak için birçok girişim denenmektedir. Yapılan çalışmalar bu motorların yakıt tüketimlerinin %30 mertebelerinde azaltılabileceğinin göstermiştir.

Otto motorlarında yakıt tüketimindeki kazançlar ve egzost gazlarındaki düzeltmeler çok ventilli teknikler, devre dışı bırakılabilen emme boruları, döner kam milleri gibi yöntemler ile sağlanır. Bu yöntemleri sırayla listelemek gerekirse :

- Değişken ventil kontrolü,
- Termodinamik düzeltmeler,
- Doğrudan püskürtme,
- Optimum tüketimli turbo motorlar,
- Zayıf karışimli motorlar,
- Sürtünme azaltılması,
- Elektronik gaz pedalı,
- Silindir kapatma,

kullanılabilecek yöntemler olarak sayılabilir.

Dizel motorlarında ise aşağıdaki teknikler kullanılır:

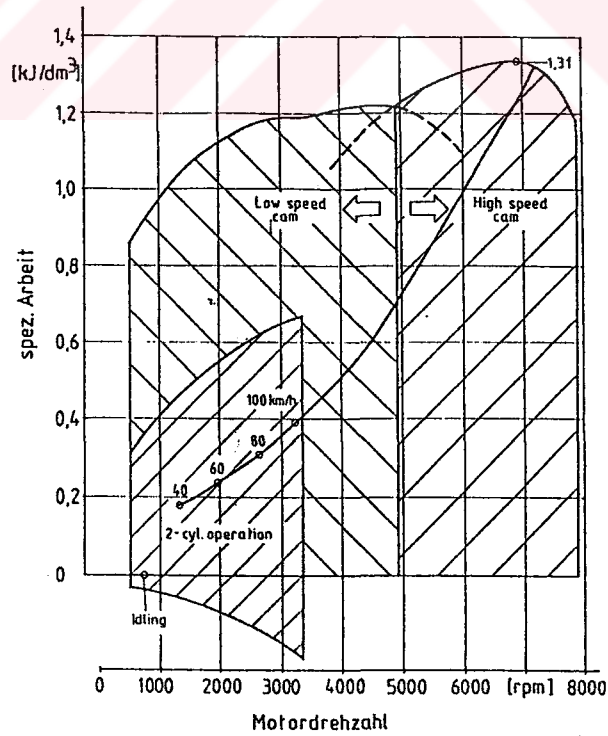
- Elektronik püskürtme,
- Elektronik gaz pedalı,
- Beslemeli direkt püskürtme ve besleme havası soğutulması,
- Havanın silindir içine türbülanslı girmesine dayanan 4V tekniği,
- Püskürtme basıncının yükseltilmesi,
- Püskürtmenin ilerleyişinin düzenlenmesi,
- İki kademeli püskürtme (kısmi ve tam yük için),
- Yükleme basıncının yükseltilmesi,
- Egzost turbo besleyicisinin değiştirilebilen türbin geometrisi,
- Sürtünmelerin azaltılması,
- Silindir kapatma.

Bu konuda, öncelikle, yakıt tüketiminin azaltılması ele alınacaktır. Tüketim değerlerine etkiyen en önemli tedbir gerek otto gerekse dizel motorları için silindir kapatmadır.

7.2. SİLİNDİR KAPATMA

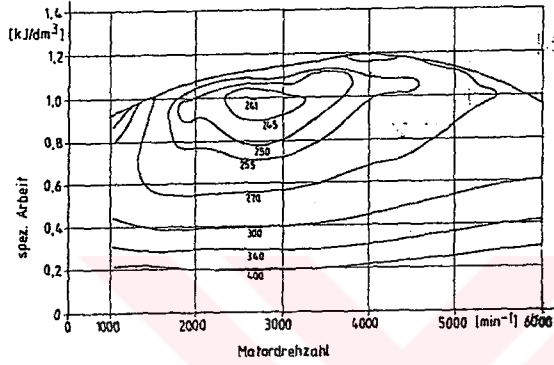
7.2.1. Konvansiyonel Silindir Kapatma:

Bu sistem kullanılan elektronik alıcılarda çıkan problemler nedeni ile artık kullanılmamaktadır. 1992 yılında Mitsubishi 1.6 lt. 4 silindirli yeni bir motor çıkartmıştır. Bu motor kısmi yükte ve düşük devirlerde iki silindire düşmektedir (Şekil 7.1). Bu motor, kamlarının yüksek ve alçak devirleri arasında değiştirilmesi ile 81 kWh/lt. 'lik özgül güç için en yüksek güce sahiptir (farklı devirler için farklı kam). Ancak söz konusu durum 7500 d/d gibi yüksek bir devirde gerçekleşmektedir ve gücü 129 kW 'dır. Aynı zamanda 7000 d/d 'daki 1.3 kJ/dm³ 'lük maksimum özgül iş dikkat çekmektedir. Yine 1992 yılında Toyota da 4 ve 6 zamanlı bir motor üzerinde çalışmıştır. 6 zamanlı çalışmada motora normal 4 zamandan sonra bir emme ve bir de temizleme zamanı daha ilave edilmiştir. Bu şekilde egzost gazlarının yanması için gazlar hava ile beslenmektedir.



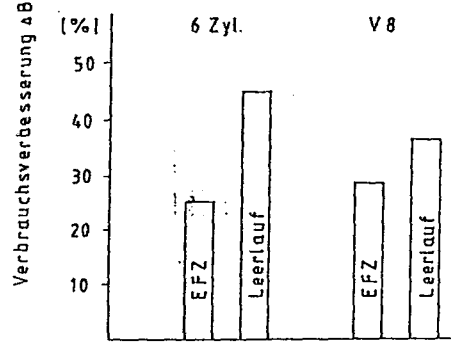
Şekil 7.1. Mitsubishi 1.6lt. motoru için 4-2 silindir işlemleri.

Silindir kapatmanın en önemli kullanım alanı yakıt tüketiminin düzenlenmesidir. Tüketimin azalması geri kalan silindirlerin daha yüksek bir özgül iş altında gerektirir. Bu da yakıt tüketimini azaltır. Şekil 7.2 'de 4 ventilli Otto motorunun, Şekil 7.3 'de turbo beslemeli kamaralı dizel motorunun, Şekil 7.4'de ise doğrudan püskürtmeli ve turbo beslemeli dizel motorunun yumurta eğrileri görülmektedir. Buradan anlaşılacağı gibi özgül yakıt tüketimleri tam yük altında kısmi yüke nazaran daha düşüktür.



motorunda %66, kameralı dizel motorunda %45, doğrudan püskürtmeli dizel motorunda %65 'lik tüketim yükselmesi görülür.

Otto motorunda kısmi yükte yüksek özgül yakıt tüketiminin nedeni yüksek basınç prosesinin veriminin düşüklüğü, yük değişimi işinin boğma işlemi sonucu yükselmesine (tam yükte %6, sıfır yükte %40) bağlıdır. 6 silindirli motorla yapılan bir deneyde üç silindirde ventil hareketi durdurularak şehir çevriminde %25.4 ve rölantide %45'lik bir tüketim düzelmesi görülmüştür (Şekil 7.5).



Şekil 7.5. Silindir kapatma sonucunda oluşan yakıt tüketimi azalması.

Ventil mekanizmasının devre dışı bırakılması ile dört silindiri kapatılan 8 silindirli bir motorda elde edilen tüketim düzelmeleri kısmi yük için şehir çevriminde %28 ve rölantide %36 'dır.

Bir otomobil filosuyla yapılan deneylerde 4 silindirden 2 silindire geçişte %20-30 'luk bir tüketim düzelmesi görülmüştür (Taksiler + Şehir trafiği).

Dizel motorlarında da kısmi yükte tüketim değerlerinin düşmesi dikkate değerdir. Fakat silindir kapatmayla elde edilen iyi tüketim değerleri bir çok sakıncayı beraberinde getirir. Bu sakıncalar:

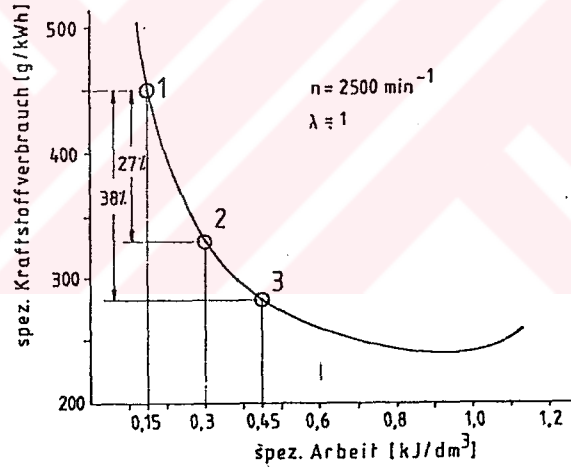
- Kütle ve hava sesi ile konfor kaybı.
- Konfor nedeni ile silindirler tek tek değil ancak gruplar halinde kapatılabilir.
- Yine aynı nedenlerle vites değiştirmelerdeki darbeleri önlemek için motor kontrolünde karmaşık girişimler yapılmalıdır.
- Kapatılan silindirler zamanla soğur ve yeniden devreye girdiklerinde yakıt tüketimi ve emisyonlar artar.
- Düşük güçlü bir motorda silindir kapatma ile yalnız tanım bölgesinin alt kısmı kullanılabilir.
- Otomatik şanzımanlarda olduğu gibi silindirler açılıp kapanırken itme halinde değişiklikler meydana gelebilir.

7.2.2. Seçimli Silindir Kapatma :

Bu yöntem konvansiyonel silindir kapatmanın sakıncalarını ortadan kaldırır. Yöntem 6 silindirli bir motorda püskürtmenin istenen bir algoritma dahilinde dağıtılarak tek tek silindirlere paylaştırılması olarak tanımlanabilir.

Hava fazlalık katsayısı $\lambda = 1$ 'e ayarlanmış motorlarda fakir karışimli motorlara nazaran püskürtmelerin yavaş yavaş azaltılması ancak hava emişinin kesilmesi ile sağlanabilir. Yani senkronize ventil çalışmasının durdurulması gerekir. Aksi halde hava fazlalık katsayısını ayarlayan sonda, hava fazlasını fark eder ve hala çalışan silindirleri çok zengin bir karışım ile besler. Ventillerin durdurulması gaz değişimi işini ortadan kaldırarak ayrıca bir avantaj sağlar, yakıt tüketimi azalır.

Çeşitli püskürtmelerin ve buna bağlı yanma havalarının boğulması ile (azaltılması) istenen bir yük için silindirler daha yüksek bir doldurma ile çalıştırılmalıdır (Şekil 7.6). Bu şekilde 4 ventilli modern bir Otto motorundaki yakıt tüketimi gözükmemektedir.



Şekil 7.6. Artan özgül iş ile yakıt tüketiminin azalması.

Bu şekilde özgül iş üzerine özgül yakıt tüketimi 2500 d/d bazında taşınmıştır. Sabit hızda çalışan bir araç için mümkün olabilecek özgül iş araç üçüncü viteste iken 0.15 kJ/dm^3 olsun (1.8 lt. motorda). Bu özgül iş için özgül yakıt sarfiyatı 450 g/kWh değerindedir (nokta 1). Örneğin her silindirde 2. ateşleme çalıştırılmaz ise (8 zamanlı motor gibi) çalışan silindirler özgül işin iki katı olan 0.3 kJ/dm^3 değerini vermek zorundadırlar (nokta 2). Böylece özgül yakıt tüketimi 330 g/kWh 'a kadar düşer, bu da %27 tüketim azalması demektir. Dikkat edilmesi

gereken nokta çalışmayan silindirlerin beraberce hareket etmek zorunda olmalarıdır (sürtünme kaybı). Bu işler için özgül sürtünme işini 0.05 kJ/dm^3 olarak düşünürsek tüketimden elde edilen kazanç %20 'ye kadar düşer ki bu da önemli bir değerdir.

Motor 12 zamanlı olarak çalıştırılrsa idi çalışan silindirlerin özgül işi 0.45 J/dm^3 'e kadar çıkartması gerekirdi (nokta 3). Bu şartlarda tüketim avantajı %38 olurdu. Yine sürtünme kayıpları hesaba dahil edilirse bu avantaj %35 'e düşer.

Tüketim avantajlarının yanında özgül işin yükselmesi ile CO, HC ve NO_x emisyon değerleri de düzelir. Bu düzelme çeşitli oranlarda hem otto hem de dizel motorları için geçerlidir.

[7]



8.BÖLÜM

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, bir bilgisayar programı yardımıyla örnek bir taşıtın yakıt tüketimi ve egzost emisyonlarının bulunması işlemi gerçekleştirilmiştir.

Yakıt tüketiminin bulunması temel olarak taşıtın hareket denklemlerinden faydalanılarak yapılmış ve teorik denklemler, taşıt karakteristikleri ile birlikte bilgisayara tanıtılmıştır. Taşıtın yakıt tüketim değerinin bulunması için uygulanan şehir çevrimi bilgisayarda oluşturulmuştur. Böylece hem bu şehir çevriminde hem de bazı sabit hızlarda (interpolasyon sınırlarının izin verdiği ölçüde) yakıt tüketimi değerleri belirlenmiştir.

Bu değerler örnek taşıtın katalog verileri ile karşılaştırıldığında aralarında çok büyük benzerlik görülmüştür. Böylece yakıt tüketimi simülasyonunun gerçeğe çok yakın olduğu söylenebilir. Bu yakınlık bilgisayara verilen taşıt (motor) karakteristikleri ve uygulanabilecek daha hassas bir simülasyonla arttırılabilir.

Tüketim ve emisyon hesaplarında, şehir çevriminde aracın yavaşlamalar sırasında rölanți şartlarında olduğu kabulü yapılmıştır. Çünkü araç bu sırada güç yutmaktadır ve teorik olarak motor güç vereceği yerde güç çekmektedir. Rölanți kabulü yerine aracın yavaşlama sırasındaki yakıt tüketimi ve emisyon değerleri bir deney ile bulunursa sonuç daha iyi olacaktır.

Çalışmanın ikinci ana başlığı ise emisyonların belirlenmesidir. Taşıtın emisyon değerleri, yakıt tüketimine nazaran çok daha fazla parametrenin etkisi altındadır ve bu durum hesaplamayı güçleştirmektedir. Bu nedenle çalışmada, bir literatürden alınan emisyon grafiklerinin dolaylı olarak simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Dolayısıyla sonuç deneysel bazdadır. İşlemi daha hassas hale getirmek için iki yöntem önerilebilir. Birinci olarak örnek taşıta ait emisyon yumurta eğrileri (emission maps) her bir kirletici emisyon için bulunmalıdır. Bu eğrilerin simülasyonu sonucu daha iyi bir sonuca varılabilir. İkinci bir alternatif ise silindir içi yanma parametreleri gibi emisyonlar üzerine etkiyen birçok verinin bilgisayara tanıtılmasıdır. Bu işlemin gerçekleştirilmesi verilerin birbirlerinden bağımsız ve lineer olmaması nedeniyle çok zordur.

Programın alıştırılması ile ekrana gelen menüden taşıt ve motora ait bazı parametreler değiştirilerek, bu değişikliğin sonuçlara etkisi görülebilir.

Programın ana işlevi direkt olarak taşıtın tüketim ve emisyon değerlerinin bulunmasından çok farklı taşıtlar arasında yorum yapılabilmesini sağlamaktır.

Programda ECE şehir çevrimini tanıtan dataların başka bir çevrime göre değiştirilmesi ile sonuçlar o çevrime dönüştürülebilir.

Çalışmada örnek bir taşıta ait yumurta eğrileri kullanılmıştır. Bu nedenle sonuçlar bu taşıta özgüdür. Taşıt modelinin değiştirilmesi yumurta eğrilerinin data dosyalarını ve simülasyonun boyutunu değiştirmeyi zorunlu kılar.



KAYNAKLAR

- [1] DOÇ. DR. GÜNEY A. , " Taşıtlarda Güç İletimi Ders Notları, İstanbul, 1989.
- [2] PROF. DR. ERZİ İ. , " Motorlu Taşıtlar Ders Notları " , İstanbul, 1975
- [3] TSE 5648 , " Benzin veya Dizel Motorlarından Kirletici Gazların Emisyonuna Göre Taşıtların Tip ve Kabul Deneyleri " , Ankara, 1978
- [4] MATHEWS JOHN H. , " Numerical Methods for Mathematics, Science and Engineering " , Prentice-Hall, Inc. ,1992
- [5] BREITWIESER K., HENSCHER J. , ARNOLD G. , " Der Neue Vierventilmotor mit 1.6 lt. Hubraum von Opel " , MTZ Motortechnische Zeitschrift, Vol 54, No 9, 1993
- [6] FRAIDL G., QUISSEK F. , " Verbrauchs optimierte Ottomotorkonzepte für zukünftige Emissionsszenarien " , MTZ Motortechnische Zeitschrift, Vol 54, No 4, 1993
- [7] BASSHUYSEN R. , " Zylinderabschaltung und Ausblenden einzelner Arbeitszyklen zur Kraftstoffersparnis und Schadstoffminderung " , MTZ Motortechnische Zeitschrift, Vol 54, No 5, 1993

EK A**SİMÜLASYON BOYUNCA YAPILAN KABULLER**

- Volümetrik verim η_v , tüm hesaplamalar boyunca %100 'dür.
- Motorun rölanti devri 650 d/d alınmıştır.
- Yakıt tüketimi ve emisyon hesaplamalarında taşıtın negatif ivmelenme hareketi sırasında (yavaşlama) motorun rölanti şartlarında olduğu kabul edilmiştir ve dolayısıyla rölanti durumundaki değerler hesaplarda kullanılmıştır.
- Taşıtın rölantideki ve yavaşlamalardaki yakıt tüketimi 0.2581 g / s kabul edilmiştir.
- Motora ait verim ifadeleri yumurta eğrileri vasıtasıyla hesaplara aktarılmıştır.
- ECE çevrimi boyunca yuvarlanma direnci katsayısının (f_R) hızla değişmediği kabul edilmiştir.
- Rüzgar hızı tüm hesaplamalarda ihmal edilmiştir.

EK B

**OPEL CORSA 1.6 LT. 4V BENZİNLİ MOTORUN YAKIT
TÜKETİMİNİ VE EMİSYONLARINI HESAPLAYAN
BİLGİSAYAR PROGRAMI**

SCREEN 12

REM ***** TAŞITA AİT YUMURTA EĞRİLERİNİN
REM VERİLERİNİN OKUNMASI *****

DIM WORK(12, 6), FUEL(12, 6), RPM(12)

FOR I = 0 TO 10
READ A
RPM(I) = A
FOR J = 0 TO 6
READ B: READ C
WORK(I, J) = B
FUEL(I, J) = C
NEXT J, I

REM ***** YUMURTA EĞRİLERİNE AİT VERİLER

DATA 1000,0.116, 700, 0.155, 500, 0.222, 400, 0.305, 360, 0.450,
300, 0.522, 290, 0.605, 280
DATA 1500,0.094, 700, 0.144, 500, 0.205, 400, 0.288, 360, 0.411,
300, 0.467, 290, 0.533, 280
DATA 2000,0.088, 700, 0.133, 500, 0.200, 400, 0.283, 360, 0.394,
300, 0.422, 290, 0.488, 280
DATA 2500,0.077, 700, 0.133, 500, 0.211, 400, 0.277, 360, 0.361,
300, 0.411, 290, 0.461, 280
DATA 2750,0.078, 700, 0.133, 500, 0.188, 400, 0.272, 360, 0.356,
300, 0.422, 290, 0.456, 280
DATA 3000,0.077, 700, 0.133, 500, 0.211, 400, 0.277, 360, 0.361,
300, 0.422, 290, 0.461, 280

```

DATA 3500,0.088, 700, 0.139, 500, 0.200, 400, 0.288, 360, 0.400,
    300, 0.444, 290, 0.505, 280
DATA 3750,0.089, 700, 0.144, 500, 0.211, 400, 0.294, 360, 0.417,
    300, 0.478, 290, 0.522, 280
DATA 4000,0.094, 700, 0.150, 500, 0.211, 400, 0.305, 360, 0.427,
    300, 0.489, 290, 0.544, 280
DATA 4500,0.100, 700, 0.155, 500, 0.228, 400, 0.328, 360, 0.444,
    300, 0.522, 290, 0.588, 280
DATA 5000,0.106, 700, 0.161, 500, 0.238, 400, 0.350, 360, 0.483,
    300, 0.556, 290, 0.639, 280

```

REM

```

REM ***** EMİSYON VERİLERİ ATANIYOR
*****

```

```

DIM ARBEIT(9), EM(9, 3, 16)
FOR I = 0 TO 8
  READ A
  ARBEIT(I) = A
  FOR K = 0 TO 2
    FOR J = 0 TO 1
      READ B
      EM(I, K, J) = B
    NEXT J, K, I
  NEXT I

```

```

REM ***** EMİSYON GRAFİKLERİNE AİT VERİLER
*****

```

```

DATA 0.05, 60, 90, 10, 18, 28, 56
DATA 0.1, 40, 50, 8, 11, 6, 44
DATA 0.2, 25, 37, 6, 7, 9.5, 36
DATA 0.3, 20, 31, 4.5, 5.6, 12, 32
DATA 0.4, 17, 28, 3.8, 4.7, 13, 28
DATA 0.5, 16, 24, 3, 4.1, 13.5, 25
DATA 0.6, 15.5, 23.5, 2.6, 3.9, 13.7, 22.5

```

DATA 0.7, 15.5, 23.2, 2.2, 3.7, 13.5, 21

DATA 0.8, 15.8, 23.2, 2.05, 3.65, 13, 20

REM

*

DIM A(26), B(26), T(26), CI(25), V(26)

REM **** PROGRAM BOYUNCA KULLANILAN SABİTLER ****

R = .263 ' Tekerlek yarıçapı

PI = 3.141592654#

FR = .015 ' Yuvarlanma direnç katsayısı

CW = .347 ' Aerodinamik direnç katsayısı

A = 1.88 ' Taşıt enine kesit alanı

B = 1.01333 ' Ortam hava basıncı

TE = 15 ' Ortam hava sıcaklığı

RO = (348.7 * B) / (273.2 + TE) ' Hava yoğunluğu

GE = 9.81 ' Yerçekimi ivmesi

DY = .785 ' Yakıt yoğunluğu

SCALEX1 = 2.8: SCALEY1 = 10

SCALEX2 = 2.8: SCALEY2 = .11

DIF = 3.73 ' Defransiyel oranı

G = 945 ' Taşıt ağırlığı

TV = 85 ' Transmisyon verimi

1

GOSUB MENU

COLOR 4

LOCATE 25, 10: PRINT "DEVAM ICIN (0) GIRINIZ.."

COLOR 7

LOCATE 22, 2: PRINT "DEĞİSTİRİLMEK İSTENEN SABİTİN
NO'SUNU GIRINIZ :";

SS: A\$ = INKEY\$: IF A\$ = "" THEN GOTO SS

NO = VAL(A\$)

IF ((NO > 9) OR (NO < 0)) THEN A\$ = "": GOTO SS

PRINT NO: FOR I = 1 TO 4000: NEXT

SELECT CASE NO

CASE IS = 0: GOTO BASLA

CASE IS = 1: INPUT " YENİ TEKERLEK YARIÇAPI [cm]"; R
GOTO 1

CASE IS = 2: INPUT " YENİ YUVARLANMA DİRENÇ
KATSAYISI (Fr) "; FR
GOTO 1

CASE IS = 3: INPUT " YENİ OTOMOBİL AĞIRLIĞI [Kg]"; G
GOTO 1

CASE IS = 4: INPUT " YENİ AERODİNAMİK DİRENÇ
KATSAYISI (CW)"; CW
GOTO 1

CASE IS = 5: INPUT " YENİ KESİT ALANI [m²]"; A
GOTO 1

CASE IS = 6: INPUT " YENİ ORTAM HAVA BASINCI [bar]";
B
GOTO 1

CASE IS = 7: INPUT " YENİ ORTAM HAVA SICAKLIĞI [°C]";
TE
GOTO 1

CASE IS = 8: INPUT " YENİ YERÇEKİMİ İVMESİ [m/s²]"; GE
GOTO 1

CASE IS = 9: INPUT " YENİ TRANSMİSYON VERİMİ [%]";
TV
GOTO 1

END SELECT

END

BASLA:

$G = G * 9.81$

$TV = TV / 100$

CLS

REM ***** ECE ŞEHİR ÇEVİRİMİ

FOR I = 1 TO 26

READ V(I)

NEXT I

```
DATA 0,0,15,15,10,0
DATA 0,15,15,32,32,10,0
DATA 0,15,15,35,35,50,50,35,35,32,10,0,0
```

```
FOR I = 1 TO 26
READ T(I)
NEXT I
DATA 0,11,15,23,25,28
DATA 49,54,56,61,85,93,96
DATA 117,122,124,133,135,143,155,163,176,178,185,188,195
```

```
REM ***** VİTES ORANLARI *****
```

```
FOR I = 1 TO 25
READ CI(I)
NEXT I
DATA 0,3.73,3.73,3.73,3.73,0: '6
DATA 3.73,0,2.13,2.13,2.13,2.13,0: '7
DATA 3.73,0,2.13,0,1.41,1.41,1.41,1.41,0,2.13,2.13,0: '12
```

```
FOR I = 1 TO 25
A(I) = ((V(I) - V(I + 1)) / (T(I) - T(I + 1))) / 3.6
B(I) = (-T(I) * (V(I) - V(I + 1)) / (T(I) - T(I + 1)) + V(I)) / 3.6
NEXT I
```

```
REM ***** ECE ÇEVİRİMİNE AİT V-T DİYAGRAMININ
REM TAYİNİ VE ÇİZDİRİLMESİ
*****
```

```
GOSUB Cerceve
Q = 30
P = 40
FOR I = 1 TO 25
FOR K = T(I) TO T(I + 1) STEP 1
Y = A(I) * K + B(I)
IF A(I) = 0 THEN LINE (22, Y * SCALEY1 + 40)-(28, Y *
SCALEY1 + 40), 12
LINE (Q, P)-(K * SCALEX1 + 30, Y * SCALEY1 + 40), 12
```

```

LOCATE 1, 40
COLOR 12
PRINT "V = ";
PRINT USING "##.##"; Y * 3.6;
PRINT " km/h"
Q = K * SCALEX1 + 30
P = Y * SCALEY1 + 40
NEXT K, I
LOCATE 1, 40: PRINT "

REM ***** MOTOR DEVRİ (Nm) - T DİYAGRAMININ
REM                      ÇİZDİRİLMESİ
*****

COLOR 3
Q = 30
P = 40 + 650 * SCALEY2
FOR I = 1 TO 25
FOR K = T(I) TO T(I + 1) STEP 1.5
Y = A(I) * K + B(I)
V = Y
W = V / R
NR = W * 30 / PI
NM = NR * CI(I) * DIF
SELECT CASE NM
CASE IS < 650
LOCATE 5, 5: PRINT "Nm = 650 d/d "
CASE ELSE
LOCATE 5, 5: PRINT "Nm = ";
PRINT USING "####.##"; NM;
PRINT " d/d"
END SELECT
SELECT CASE CI(I)
CASE IS = 0
LOCATE 5, 30: PRINT " RÖLANTI "
CASE ELSE
LOCATE 5, 30: PRINT "Çevrim Oranı ="; CI(I); " "
END SELECT

```

```

IF NM < 650 THEN NM = 650
LINE (Q, P)-(K * SCALEX2 + 30, NM * SCALEY2 + 40), 3
IF A(I) = 0 THEN
END IF
Q = K * SCALEX2 + 30
P = NM * SCALEY2 + 40
NEXT K, I
LOCATE 5, 30: PRINT "      "
LOCATE 5, 5: PRINT "      "

REM ***** ECE ÇEVİRİMİ SONUCU YAKIT
REM          TÜKETİMİNİN          BELİRLENMESİ
REM          *****

COLOR 15
DUMMY = 0
YAKITESKI = .2581024#
FOR Q = 1 TO 25
FOR GG = T(Q) TO T(Q + 1) STEP 1
SELECT CASE CI(Q)
CASE IS = 3.73: LAMDA = 1.4
CASE IS = 2.13: LAMDA = 1.15
CASE IS = 1.41: LAMDA = 1.08
CASE ELSE: LAMDA = 1
END SELECT
Y = A(Q) * GG + B(Q)
V = Y
W = V / R
NR = W * 30 / PI
NM = NR * CI(Q) * DIF
IF NM < 650 THEN NM = 650
NE = (FR * G * V) + (CW * A * (RO / 2) * (V ^ 3)) + ((G *
LAMDA * A(Q) * V) / GE)
NE = NE / TV
GÜC = NE * 60 / NM * 2 / 1598: N = NM
GOSUB 1000
YAKIT = YAKIT * NE / 1000 / 3600

```

```
IF ((V = 0) OR (A(Q) < 0) OR (NM = 650)) THEN YAKIT =
.2581024
```

```
COLOR 9
```

```
SELECT CASE A(Q)
```

```
    CASE IS < 0
```

```
        LOCATE 3, 40: PRINT " YAVASLAMA      "
```

```
        CASE ELSE: LOCATE 3, 40: PRINT "      "
```

```
END SELECT
```

```
SELECT CASE V
```

```
    CASE IS = 0
```

```
        LOCATE 2, 40: PRINT " RÖLANTI      "
```

```
        CASE ELSE: LOCATE 2, 40: PRINT "      "
```

```
END SELECT
```

```
COLOR 7
```

```
LOCATE 7, 10: PRINT " ANLIK TÜKETİM = ";
```

```
    PRINT USING "##.###"; YAKIT;
```

```
    PRINT " gr/s"
```

```
IF (DUMMY = 0) THEN Z = GG * 2.8 + 30: P = YAKIT * 300:
```

```
    DUMMY = -1
```

```
LINE (Z, P)-(GG * 2.8 + 30, YAKIT * 300), 15
```

```
Z = GG * 2.8 + 30: P = YAKIT * 300
```

```
TYAKIT = TYAKIT + (YAKIT + YAKITESKI) * (GG - FF) / 2
```

```
YAKITESKI = YAKIT
```

```
LOCATE 8, 10: PRINT "TOPLAM TÜKETİM = ";
```

```
    PRINT USING "##.###"; TYAKIT;
```

```
    PRINT " gr "
```

```
TYAKIT2 = TYAKIT / DY / 1000
```

```
LOCATE 8, 38: PRINT "(";
```

```
    PRINT USING "##.###"; TYAKIT2;
```

```
    PRINT " Lt)"
```

```
FF = GG
```

```
NEXT GG, Q
```

```
EEC = TYAKIT2 * 100 / 1.013
```

```
LOCATE 7, 10: PRINT "      "
```

```
LOCATE 3, 40: PRINT "      "
```

```
LOCATE 2, 40: PRINT "      "
```

```
LOCATE 1, 1: PRINT "DEVAM İÇİN BİR TUSA BASINIZ.."
DO: LOOP WHILE INKEY$ = ""
```

```
REM ***** SABIT HIZ YAKIT TUKETIMLERİ
*****
```

```
DIM SBTTUKETIM(2)
CLS
FOR Q = 1 TO 2
IF Q = 1 THEN
HIZ = 90
ELSE
HIZ = 100
END IF
V = HIZ / 3.6
W = V / R
NR = W * 30 / PI
NM = NR * 1.12 * DIF
NE = (FR * G * V) + (CW * A * (RO / 2) * (V ^ 3))
NE = NE / TV
GUC = NE * 60 / NM * 2 / 1598: N = NM
GOSUB 1000
YA = YAKIT
YAKIT = YAKIT * NE / 1000 / 3600 'gr/s
TYAKIT = YAKIT * 3240 'gr
SBTTUKETIM(Q) = TYAKIT / DY / 1000 'Lt
NEXT Q
GOSUB MENU2
COLOR 7
PRINT " ECE SEHIR ÇEVİRİMİNDE      :";
PRINT USING "##.##"; EEC;
PRINT " Lt TUKETIM (100 km güzergah)"
IF ((SBTTUKETIM(1) <= 3) AND (SBTTUKETIM(1) >= 11)) THEN
COLOR 4
PRINT "YUKARIDAKI VERILER İÇİN TUKETIM DEGERİ
SIMULASYON DISIDIR !"
BEEP
END
```

```

END IF
PRINT " 90 km/h 'LIK SABIT HIZDA  :";
PRINT USING "##.##"; SBTUKETIM(1);
PRINT " Lt TUKETIM (4.V - 100 km güzergah)"
PRINT " 100 km/h 'LIK SABIT HIZDA  :";
PRINT USING "##.##"; SBTUKETIM(2);
PRINT " Lt TUKETIM (4.V - 100 km güzergah)"
COLOR 4
LOCATE 26, 17: PRINT "Lütfen bekleyiniz .. "

```

```

REM      *****      EMISYONLARIN      HESABI
      *****

```

```

COLOR 7
FOR Q = 1 TO 25
FOR GG = T(Q) TO T(Q + 1) STEP 1
SELECT CASE CI(Q)
CASE IS = 3.73: LAMDA = 1.4
CASE IS = 2.13: LAMDA = 1.15
CASE IS = 1.41: LAMDA = 1.08
CASE ELSE: LAMDA = 1
END SELECT
Y = A(Q) * GG + B(Q)
V = Y
W = V / R
NR = W * 30 / PI
NM = NR * CI(Q) * DIF
IF NM < 650 THEN NM = 650
NE = (FR * G * V) + (CW * A * (RO / 2) * (V ^ 3)) + ((G *
LAMDA * A(Q) * V) / GE)
NE = NE / TV
POWER = NE * 60 / NM * 2 / 1598
DEVIR = NM

IF ((V = 0) OR (NM = 650) OR (A(Q) < 0)) THEN
POWER = .05
NE = 1000
END IF

```

```

TABLO = 0
GOSUB 5000
CO = EMISYON * NE / 1000 / 3600
IF ((V = 0) OR (NM = 650) OR (A(Q) < 0)) THEN CO = 0
TCO = TCO + (CO + COESKI) * (GG - FF) / 2
COESKI = CO

```

```

TABLO = 1
GOSUB 5000
HC = EMISYON * NE / 1000 / 3600
THC = THC + (HC + HCESKI) * (GG - FF) / 2
HCESKI = HC

```

```

TABLO = 2
GOSUB 5000
NO = EMISYON * NE / 1000 / 3600
TNO = TNO + (NO + NOESKI) * (GG - FF) / 2
NOESKI = NO

```

```

FF = GG
NEXT GG, Q

```

```

VCO = 650 * 1.598 / 4
MCO = VCO * .01
MCOROLANTI = 28 / 22.4 * MCO
MCOROLANTI = MCOROLANTI / 60 * 195 * 4

```

```

TCO = (TCO * 4) + MCOROLANTI
THC = THC * 4
TNO = TNO * 4

```

```

LOCATE 26, 17: PRINT "          "
LOCATE 26, 20: PRINT "-----"
LOCATE 25, 20
PRINT "EMISYONLAR :";
PRINT " CO = ";
PRINT USING "##.##"; TCO; : PRINT " gr"

```

```

LOCATE 26, 32: PRINT " HC = ";
PRINT USING "##.##"; THC; : PRINT " gr"
LOCATE 27, 32: PRINT " NOx =";
PRINT USING "##.##"; TNO; : PRINT " gr"

```

```

COLOR 3

```

```

LOCATE 28, 60: PRINT "***** DÖKÜM ALMAK İÇİN < P >
TUSUNA BASINIZ *****";
PP: A$ = INKEY$: IF A$ = "" THEN GOTO PP
IF (A$ = "P") OR (A$ = "p") THEN GOSUB PRINTER
END

```

```

REM

```

```

*****

```

```

ÇERÇEVE

```

```

*****

```

```

Cerceve:

```

```

WINDOW (0, 0)-(640, 480)
LINE (30, 40)-(576, 40), 7
LINE (30, 40)-(30, 400), 7
LINE (576, 40)-(576, 400), 7
LINE (576, 400)-(30, 400), 7
COLOR 7
LOCATE 28, 60: PRINT "->t(sn)"
COLOR 12
LOCATE 4, 1: PRINT "V(km/h)"
COLOR 3
LOCATE 4, 74: PRINT "Nm(d/d)"
COLOR 15
LOCATE 4, 35: PRINT "be(gr/s)"
RETURN
END

```

```

1000 REM ***** YAKIT TÜKETİMİNİ LAGRANGE
REM          İNTERPOLASYON YÖNTEMİ İLE HESAPLAYAN
ALT
REM
PROGRAM

```

```

*****

```

```

REM ***** BİRİNCİ EN YAKIN DEVİRİN BULUMASI
*****

```

```

INF = 99999
FOR I = 0 TO 10
MIN = ABS(N - RPM(I))
IF MIN < INF THEN INF = MIN: INDEX1 = I
NEXT I

```

```

REM ***** İKİNCİ EN YAKIN DEVİRİN BULUMASI
*****

```

```

INF = 99999
FOR J = 0 TO 10
IF J = INDEX1 THEN GOTO 100
MIN = ABS(N - RPM(J))
IF MIN < INF THEN INF = MIN: INDEX2 = J
100 NEXT J

```

```

REM ***** BİRİNCİ DEĞERE VE GİRİLEN GÜCE
REM          KARŞILIK      GELEN      YAKIT      TÜKETİMİ
*****

```

```

YAKIT1 = 0:
FOR K = 0 TO 6
TERM1 = FUEL(INDEX1, K)
FOR J = 0 TO 6
IF J <> K THEN TERM1 = TERM1 * (GUC - WORK(INDEX1, J)) /
(WORK(INDEX1, K) - WORK(INDEX1, J))
NEXT J
YAKIT1 = YAKIT1 + TERM1
NEXT K

```

```

REM ***** İKİNCİ DEĞERE VE GİRİLEN GÜCE
REM          KARŞILIK      GELEN      YAKIT      TÜKETİMİ
*****

```

```

YAKIT2 = 0
FOR K = 0 TO 6
  TERM2 = FUEL(INDEX2, K)
  FOR J = 0 TO 6
    IF J <> K THEN TERM2 = TERM2 * (GUC - WORK(INDEX2, J)) /
      (WORK(INDEX2, K) - WORK(INDEX2, J))
  NEXT J
  YAKIT2 = YAKIT2 + TERM2
NEXT K

```

```

REM      *****      LİNEER      İNTERPOLASYON
      *****

```

```

YAKIT = YAKIT1 + (YAKIT2 - YAKIT1) * (RPM(INDEX1) - N) /
  (RPM(INDEX1) - RPM(INDEX2))
RETURN

```

```

REM      *****      MENÜ
      *****

```

```

MENU:
CLS
COLOR 7
WINDOW (0, 0)-(640, 480)
LINE (95, 430)-(515, 430), 4
LINE (515, 430)-(515, 180), 4
LINE (515, 180)-(95, 180), 4
LINE (95, 180)-(95, 430), 4
LINE (95, 395)-(515, 395), 4
LINE (95, 225)-(515, 225), 4

```

```

LOCATE 5, 15: PRINT "***** OPEL Corsa GSI 1.6Lt 4V
      *****"

```

```

LOCATE 6, 15: PRINT

```

```

LOCATE 7, 15: PRINT "(1) TEKERLEK YARIÇAPI (185/60 R14):";
  PRINT USING "##.###"; R; : PRINT " [cm]"

```

```

LOCATE 8, 15: PRINT "(2) YUVARLANMA DİRENÇ KATSAYISI
  :";

```

```

  PRINT USING "##.###"; FR

```

```

LOCATE 9, 15: PRINT "(3) OTOMOBİL AĞIRLIĞI      :"; G; :
      PRINT "[Kg]  "
LOCATE 10, 15: PRINT "(4) AERODİNAMİK DIR.KATSAYISI -
      CW:";
      PRINT USING "##.###"; CW
LOCATE 11, 15: PRINT "(5) ENİNE KESİT ALANI      :"; A;
      "[m²]  "
LOCATE 12, 15: PRINT "(6) ORTAM HAVA BASINCI      :";
      PRINT USING "##.###"; B;
      PRINT " [bar]"
LOCATE 13, 15: PRINT "(7) ORTAM HAVA SICAKLIĞI    :";
      TE; "[°C]  "
LOCATE 14, 15: PRINT "(8) YERÇEKİMİ İVMESİ      :"; GE;
      "[m/s²]  "
LOCATE 15, 15: PRINT "(9) TRANSMİSYON VERİMİ      :
      %"; TV
LOCATE 16, 15: PRINT
LOCATE 18, 15: PRINT "(0) ***** MENÜDEN ÇIKIŞ *****
      "
RETURN

MENU2:
CLS
COLOR 7
WINDOW (0, 0)-(640, 480)
LINE (95, 430)-(510, 430), 4
LINE (510, 430)-(510, 225), 4
LINE (510, 225)-(95, 225), 4
LINE (95, 225)-(95, 430), 4
LINE (95, 395)-(510, 395), 4
LINE (95, 225)-(510, 225), 4

LOCATE 5, 15: PRINT "***** OPEL Corsa GSI 1.6Lt 4V
      *****"
LOCATE 6, 15: PRINT
LOCATE 7, 15: PRINT " TEKERLEK YARIÇAPI      :";
      PRINT USING "##.###"; R; : PRINT " [cm]"
LOCATE 8, 15: PRINT " YUVARLANMA DİRENÇ KATSAYISI :";

```

```

        PRINT USING "##.###"; FR
LOCATE 9, 15: PRINT " OTOMOBİL AGIRLIGI      :"; G / 9.81;
        "[Kg]  "
LOCATE 10, 15: PRINT " AERODINAMİK DİRENÇ KATSAYISI:";
        PRINT USING "##.###"; CW
LOCATE 11, 15: PRINT " ENİNE KESİT ALANI      :"; A; "[m²]
        "
LOCATE 12, 15: PRINT " ORTAM HAVA BASINCI      :";
        PRINT USING "##.###"; B;
        PRINT " [bar]  "
LOCATE 13, 15: PRINT " ORTAM HAVA SICAKLIĞI      :"; TE;
        "[°C]  "
LOCATE 14, 15: PRINT " YERÇEKİMİ İVMESİ        :"; GE;
        "[m/s²]  "
LOCATE 15, 15: PRINT " TRANSMİSYON VERİMİ      : %"; TV
        * 100
COLOR 7
LOCATE 19, 12: PRINT "  YUKARIDAKİ VERİLER İÇİN
        HESAPLANAN TÜKETİM DEĞERLERİ : "
LOCATE 20, 12: PRINT "-----
        -----"
RETURN

REM          ***** PRINTER
        *****

```

PRINTER:

```

LPRINT " ***** OPEL Corsa GSI 1.6Lt 4V *****"
LPRINT "-----"
LPRINT " TEKERLEK YARIÇAPI      :"; R; "[cm]  "
LPRINT " YUVARLANMA DİRENÇ KATSAYISI :"; FR
LPRINT " OTOMOBİL AGIRLIGI      :"; G / 9.81; "[Kg]  "
LPRINT " AERODINAMİK DİRENÇ KATSAYISI:"; CW
LPRINT " ENİNE KESİT ALANI      :"; A; "[m²]  "
LPRINT " ORTAM HAVA BASINCI      :"; B; "[bar]  "
LPRINT " ORTAM HAVA SICAKLIĞI      :"; TE; "[°C]  "
LPRINT " YERÇEKİMİ İVMESİ        :"; GE; "[m/s²]  "
LPRINT " TRANSMİSYON VERİMİ      : %"; TV * 100

```

```

LPRINT
LPRINT " YUKARIDAKI VERILER ICIN HESAPLANAN
      TUKETIM DEGERLERI : "
LPRINT "-----"
LPRINT " EEC SEHIR ÇEVİRİMİNDE      : ";
LPRINT USING "##.##"; EEC;
LPRINT " Lt TUKETIM (100 km güzergah)"
LPRINT " 90 km/h 'LIK SABIT HIZDA  : ";
LPRINT USING "##.##"; SBTUKETIM(1);
LPRINT " Lt TUKETIM (4.V - 100 km güzergah)"
LPRINT " 100 km/h 'LIK SABIT HIZDA  : ";
LPRINT USING "##.##"; SBTUKETIM(2);
LPRINT " Lt TUKETIM (4.V - 100 km güzergah)"
LPRINT
LPRINT " EMİSYONLAR : "
LPRINT "-----"
LPRINT " CO = ";
LPRINT USING "##.##"; TCO; : LPRINT " gr"
LPRINT " HC = ";
LPRINT USING "##.##"; THC; : LPRINT " gr"
LPRINT " NOx = ";
LPRINT USING "##.##"; TNO; : LPRINT " gr"
RETURN

```

```

5000 REM *** EMİSYONLARI HESAPLAYAN ALT PROGRAM
      ***

```

```

REM GİRENLER : POWER, TABLO, DEVİR
REM ÇIKANLAR : EMİSYON DEĞERLERİ

```

```

REM ***** BİRİNCİ EN YAKIN GÜÇ
      *****
INF = 99999
FOR I = 0 TO 8
  MIN = ABS(POWER - ARBEIT(I))
  IF MIN < INF THEN INF = MIN: INDEX1 = I
NEXT I

```

```

REM      ***** İKİNCİ EN YAKIN GÜÇ
      *****

```

```

INF = 99999

```

```

FOR J = 0 TO 8

```

```

IF J = INDEX1 THEN GOTO 500

```

```

MIN = ABS(POWER - ARBEIT(J))

```

```

IF MIN < INF THEN INF = MIN: INDEX2 = J

```

```

500 NEXT J

```

```

REM ***** BİRİNCİ DEĞERE VE GİRİLEN GÜCE

```

```

REM      KARŞILIK GELEN EMİSYON

```

```

      *****

```

```

EMİSYON1 = ((EM(INDEX1, TABLO, 1) - EM(INDEX1, TABLO,
0)) * (DEVİR - 2000) / 4000) + EM(INDEX1, TABLO, 0)

```

```

REM ***** İKİNCİ DEĞERE VE GİRİLEN GÜCE

```

```

REM      KARŞILIK GELEN EMİSYON

```

```

      *****

```

```

EMİSYON2 = ((EM(INDEX2, TABLO, 1) - EM(INDEX2, TABLO,
0)) * (DEVİR - 2000) / 4000) + EM(INDEX2, TABLO, 0)

```

```

REM      ***** LİNEER İNTERPOLASYON

```

```

      *****

```

```

EMİSYON = EMİSYON1 + (EMİSYON2 - EMİSYON1) *
      (ARBEIT(INDEX1) - POWER) / (ARBEIT(INDEX1) -
      ARBEIT(INDEX2))

```

```

RETURN

```

EK C

BİLGİSAYAR PROGRAM ÇIKTILARI

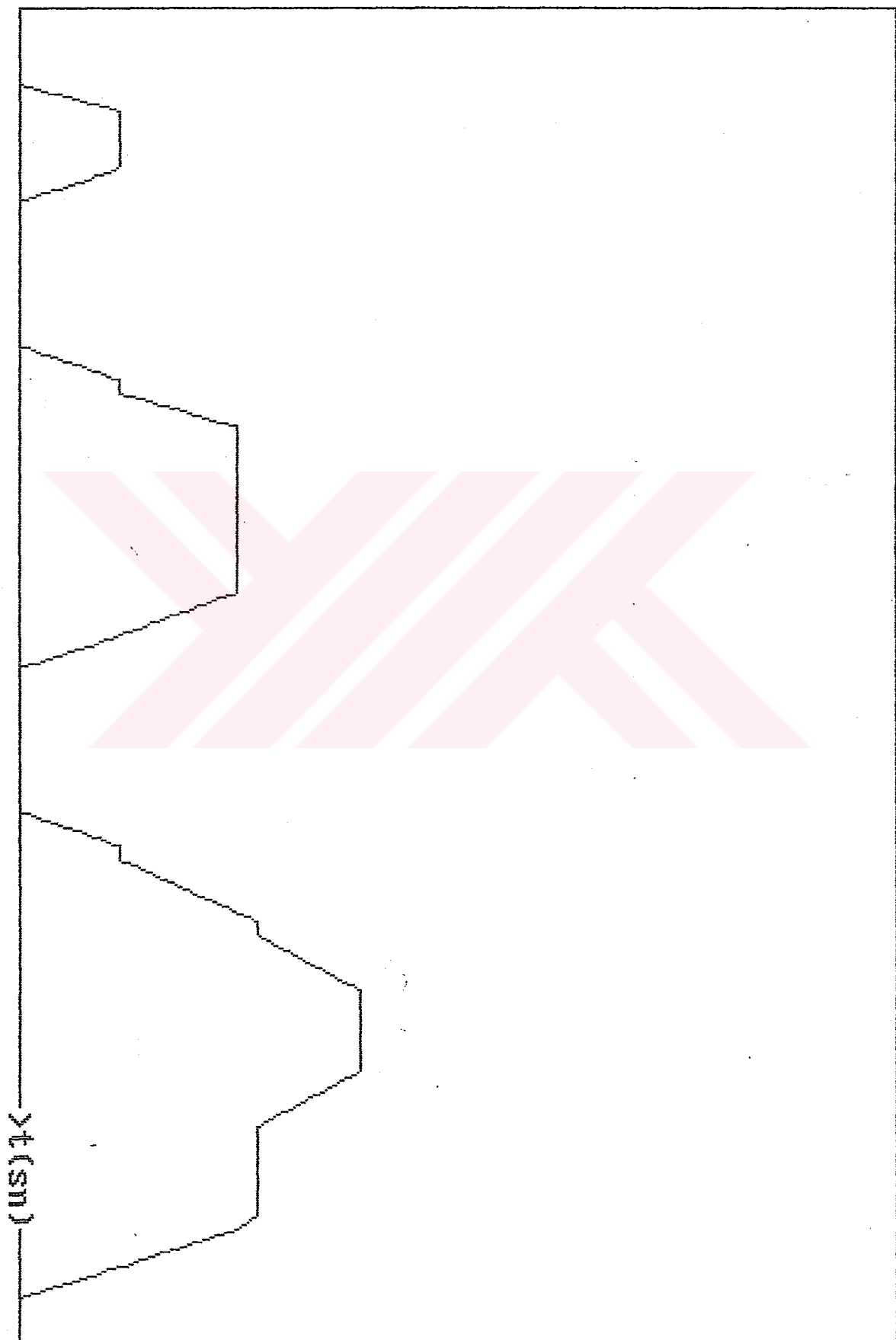


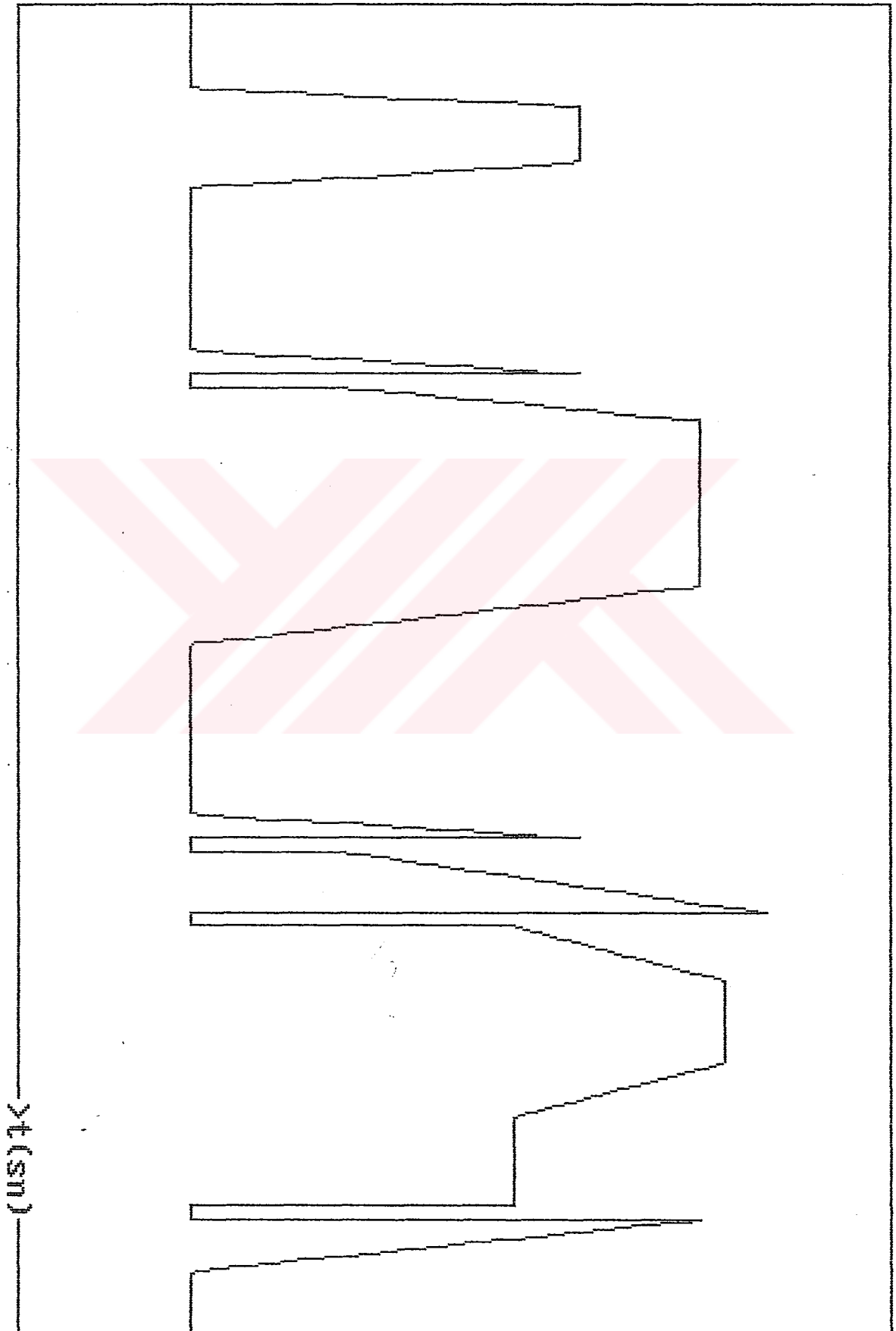
***** OPEL Corsa GSI 1.6Lt 4U *****	
(1) TEKERLEK YARIÇAPI (185/60 R14) :	0.263 [cm]
(2) YUVARLANMA DİRENÇ KATSAYISI :	0.015
(3) OTOMOBİL AĞIRLIĞI :	945 [kg]
(4) AERODİNAMİK DIR.KATSAYISI - C _W :	0.347
(5) ENİNE KESİT ALANI :	1.88 [m ²]
(6) ORTAM HAVA BASINCI :	1.01 [bar]
(7) ORTAM HAVA SICAKLIĞI :	15 [°C]
(8) YERÇEKİMİ KUVVETİ :	9.81 [m/s ²]
(9) TRANSMİSYON VERİMİ :	% 85
(0) ***** MENÜDEN ÇIKIŞ *****	

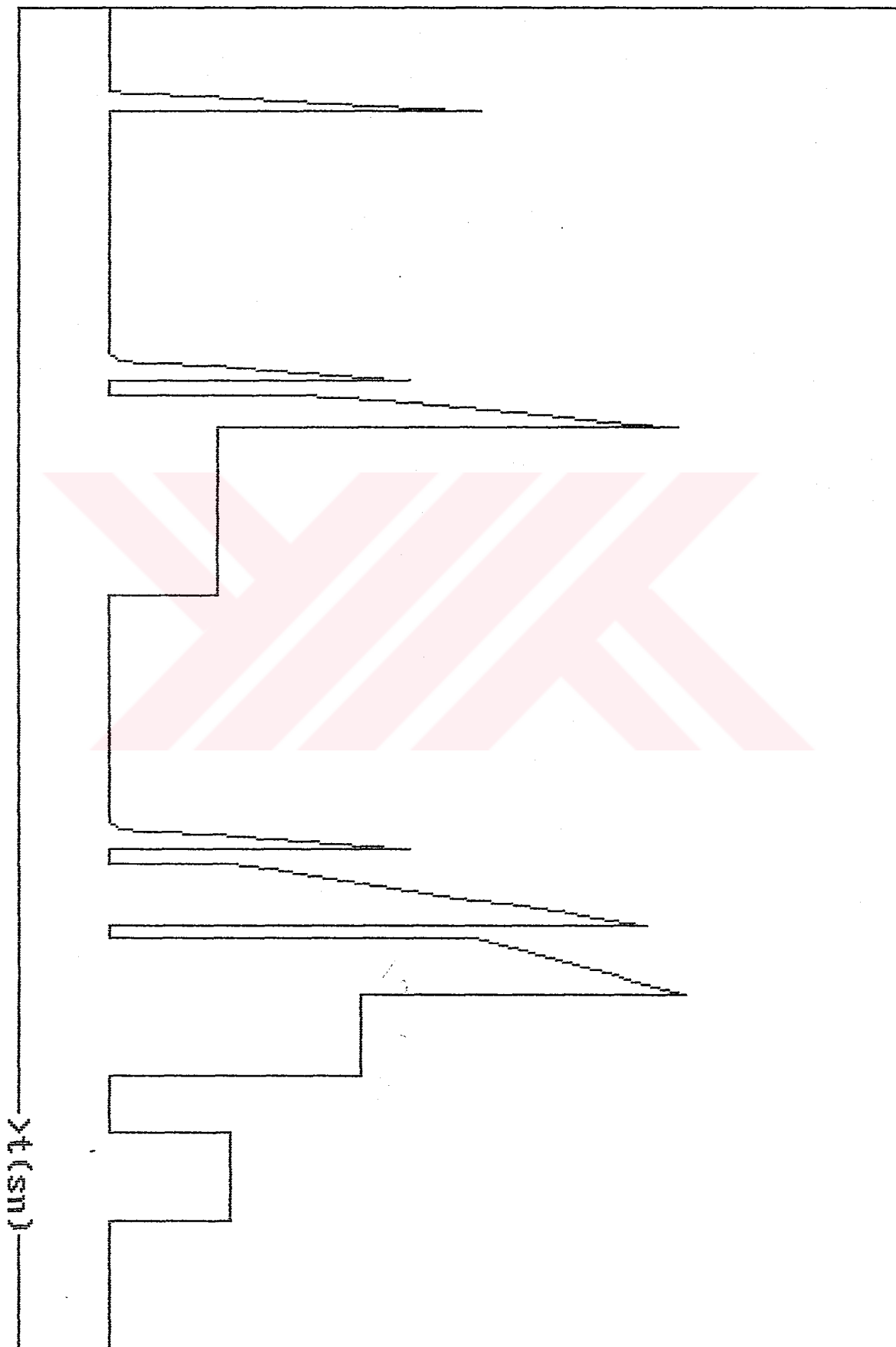
DEĞİSTİRİLMEK İSTENEN SABİTİN NO'SUNU GİRİNİZ :

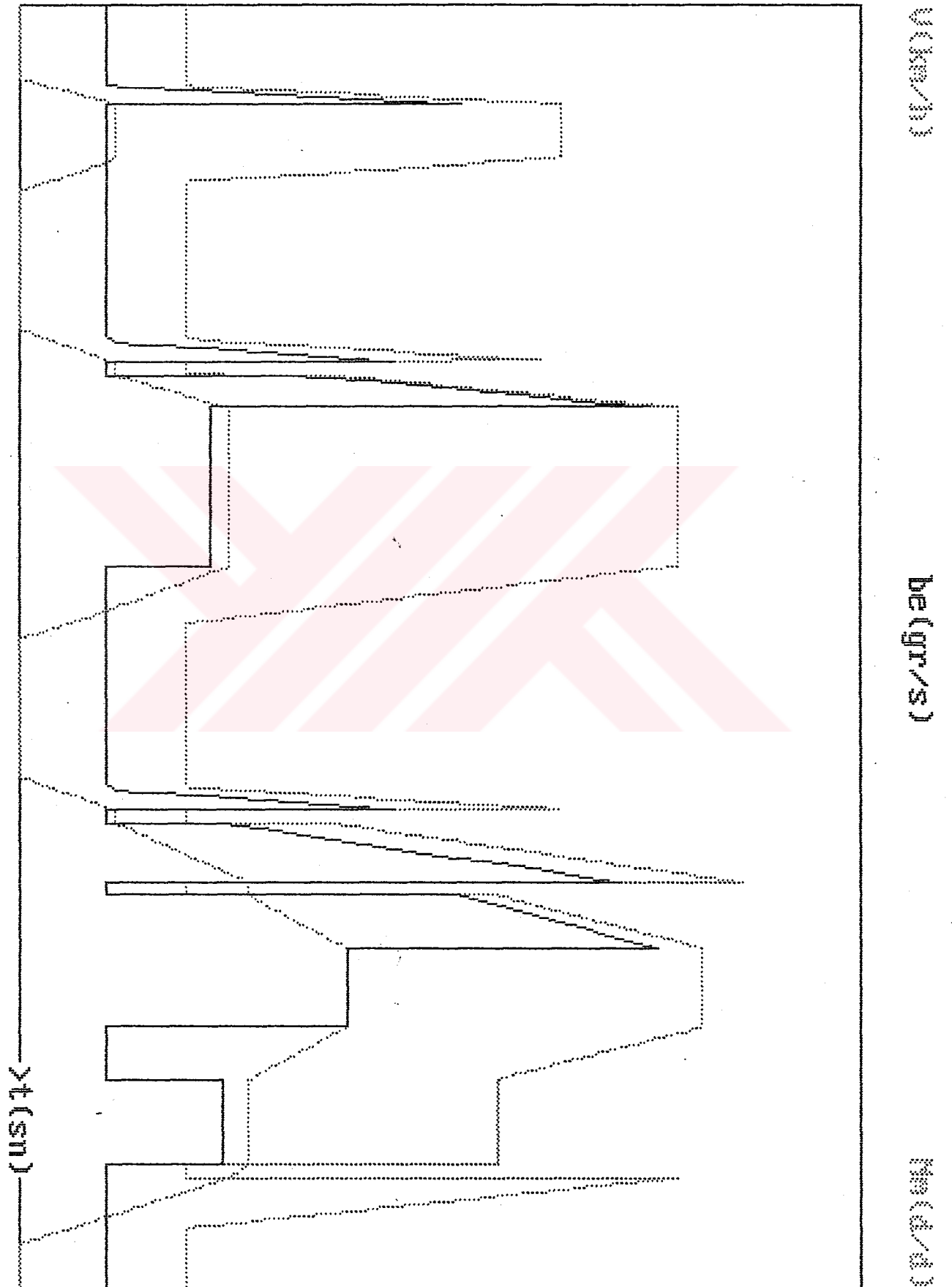
DEĞERİ İÇİN (0) GİRİNİZ..

UCLA



$M(d/d)$


$be(g/s)$ 



OPEL Corsa GSI 1.6Lt 4U

TEKERLEK YARIÇAPI	: 0.263 [cm]
YUVARLANMA DİRENÇ KATSAYISI	: 0.015
OTOMOBİL AĞIRLIĞI	: 945 [kg]
AERODİNAMİK DİRENÇ KATSAYISI	: 0.347
ENİNE KESİT ALANI	: 1.88 [m ²]
ORTAM HAVA BASINCI	: 1.01 [bar]
ORTAM HAVA SICAKLIĞI	: 15 [°C]
YERÇEKİMİ KUVVETİ	: 9.81 [m/s ²]
TRANSMİSYON VERİMİ	: % 85

YUKARIDAKİ VERİLER İÇİN HESAPLANAN TÜKETİM DEĞERLERİ :

EEC ŞEHİR ÇEVİRİMİNDE	: 9.29 Lt TÜKETİM (100 km güzeryah)
90 km/h 'LIK SABİT HIZDA	: 5.11 Lt TÜKETİM (4.0 – 100 km güzeryah)
100 km/h 'LIK SABİT HIZDA	: 6.34 Lt TÜKETİM (4.0 – 100 km güzeryah)

EMİSYONLAR :	CO = 54.20 gr
	HC = 2.58 gr
	NOx = 6.09 gr

***** DOKÜMAN ALINMA TARİHİ < P > TUSURM İMZA TARİHİ *****

ÖZGEÇMİŞ

Mak. Müh. Mahmut Kurtan ELGÜN

13 Haziran 1971 'de Üsküdar - İSTANBUL 'da doğdu. Orta öğrenimini Üsküdar Beylerbeyi Lisesi' nde tamamladı. 1987 yılında Yıldız Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü' ne girdi. Bölümün Isı - Proses kolundan 1991 yılında mezun oldu. 1992 yılında İ.T.Ü. Vakfı' nın İngilizce Master Hazırlık öğrenimini tamamlayarak aynı yıl İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Anabilim Dalı, Otomotiv Programı 'nda yüksek lisans öğrenimine başladı. Halen öğrenimine devam etmektedir.