

85009

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**T-MODEL ASKERİ ARACIN ŞASİSİNİN
MUKAVEMET VE ÖMÜR DEĞERLENDİRMELERİ**

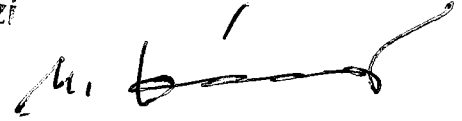
Makine Mühendisi Ethem Oğuz GÖRTAN

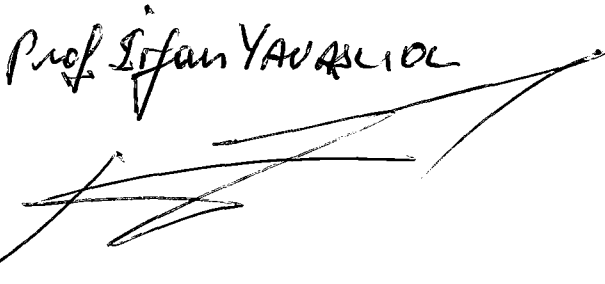
F.B.E. Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında
Hazırlanan

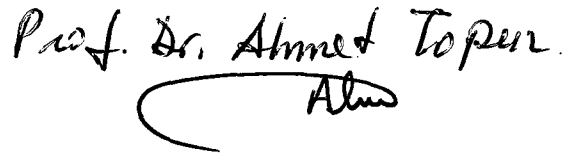
YÜKSEK LİSANS TEZİ

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

Tez Danışmanı : Prof. Necati TAHRALI

85009



Prof. İrfan YAVUZLU


Prof. Dr. Ahmet Toprak
Ahmet

İSTANBUL, 1999

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	i
ŞEKİL LİSTESİ.....	ii
ÖNSÖZ.....	iii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
1. GİRİŞ.....	1
2. ŞASİNİN MUKAVEMET HESAPLARI.....	2
2.1 Statik Zorlanmalar.....	2
2.1.1 Düz yolda statik durum.....	2
2.1.2 Meyilde statik durum.....	3
2.1.2.1 Aracın çıkış eğimde durma durumu.....	3
2.1.2.2 Aracın iniş eğimde durma durumu.....	5
2.2 Dinamik Durum.....	6
2.2.1 Düz yolda hızlanma durumu.....	6
2.2.2 Düz yolda yavaşlama durumu.....	7
2.2.3 Çıkış eğimde hızlanma durumu.....	9
2.2.4 Çıkış eğimde yavaşlama durumu.....	10
2.2.5 İniş eğimde hızlanma durumu.....	11
2.2.6 İniş eğimde yavaşlama durumu.....	13
2.3 Araç Tümsekten ve Çukurdan Geçerken Şasiye İletilen Kuvvetler...	14
3. EMNİYET KATSAYILARININ HESAPLANMASI.....	17
4. ÖMÜR HESAPLARINDA BİRİKİMLİ HASAR DEĞERLENDİRMELERİ.....	21
4.1 Genel Bilgiler.....	21
4.2 Palmgren-Miner Yöntemi İle Eşdeğer Ömür Hesapları.....	22
4.3 Palmgren-Miner Denklemleri.....	22
4.4 Süreli Mukavemet (Zaman Mukavemeti) Bölgesinde Ömür Değerinin Analitik Yoldan Hesaplanması.....	24
4.4.1 Eğilme Hali.....	24
4.4.2 Çekme Hali.....	27
4.4.3 Burulma Hali.....	29
5. VİRAJLARDAKİ EMNİYETLİ EN YÜKSEK HIZLAR.....	32
5.1 Değişik Yarıçaplı Virajlarda En Yüksek Hız Hesapları.....	33
6. HIZLARA GÖRE MERKEZKAÇ KUVVETİ TARAMASI.....	36
7. ÖMÜR HESAPLARI.....	48
8. SONUÇLAR.....	63
KAYNAKLAR.....	64
EKLER.....	65
Ek 1 Aracın fotoğrafları.....	66

Ek 2 Aracın ağırlık merkezi ölçümleri.....	70
ÖZGEÇMİŞ.....	72



SİMGE LİSTESİ

F_a	Atalet kuvveti
F_A	Aks mesnet tepki kuvveti
F_R	Tümsek veya çukur tepki kuvveti
F_m	Merkezkaç kuvveti
G	Aracın yüklü haldeki ağırlığı
I_x	U-profil için kesit atalet momenti
M_a	Atalet kuvvetinin tekerleğin yere temas noktasına göre oluşturduğu moment
M_e	Eğilme momenti
$M_{A/B}$	Tekerleğin yere temas noktalarına göre momentler
S	Emniyet katsayısı
V	Aracın hızı
W_x	U-profil için mukavemet momenti
σ_K	Kopma gerilmesi
σ_{DT}	Titreşimli zorlanma hali için sonsuz ömre ulaşılan gerilme değeri
σ_E	Eğilme gerilmesi
$\sigma_Ç$	Çekme gerilmesi
τ_B	Burulma gerilmesi



ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Aracın düz yolda durma durumu.....	2
Şekil 2.2 Düz yolda statik durumun moment diyagramı.....	3
Şekil 2.3 Aracın çıkış eğiminde durma durumu.....	4
Şekil 2.4 Çıkış eğiminde statik durumun moment diyagramı.....	4
Şekil 2.5 Aracın iniş eğiminde durma durumu.....	5
Şekil 2.6 İniş eğiminde statik durumun moment diyagramı.....	5
Şekil 2.7 Aracın düz yolda hızlanma durumu.....	6
Şekil 2.8 Düz yolda hızlanma durumunun moment diyagramı.....	7
Şekil 2.9 Aracın düz yolda yavaşlama durumu.....	7
Şekil 2.10 Düz yolda yavaşlama durumunun moment diyagramı.....	8
Şekil 2.11 Aracın çıkış eğiminde hızlanma durumu.....	9
Şekil 2.12 Çıkış eğiminde hızlanma durumunun moment diyagramı.....	9
Şekil 2.13 Aracın çıkış eğiminde yavaşlama durumu.....	10
Şekil 2.14 Çıkış eğiminde yavaşlama durumunun moment diyagramı.....	11
Şekil 2.15 Aracın iniş eğiminde hızlanma durumu.....	11
Şekil 2.16 İniş eğiminde hızlanma durumunun moment diyagramı.....	12
Şekil 2.17 Aracın iniş eğiminde yavaşlama durumu.....	13
Şekil 2.18 İniş eğiminde yavaşlama durumunun moment diyagramı.....	14
Şekil 2.19 Aracın tümsekten geçiş durumu.....	15
Şekil 3.1 Şasi kesidi.....	17
Şekil 4.1 Wöhler diyagramı.....	21
Şekil 4.2 Eğilme hali için Wöhler diyagramı.....	24
Şekil 4.3 Çekme hali için Wöhler diyagramı.....	27
Şekil 4.4 Burulma hali için Wöhler diyagramı.....	29
Şekil 6.1 Virajda etkili olan kuvvetler.....	47

ÖNSÖZ

K.K.Komutanlığı 1013.Ord.Ana Tamir Fabrikası'nda üretimi yapılanT-Model askeri aracın ömür değerlerinin bulunmasına yönelik bu çalışmada beni her durumda ve zorlukta azimle çalışmaya sevk eden hocam Sayın Prof.Necati TAHRALI'ya teşekkürlerimi sunarım.



ÖZET

Bir aracın şasisinin ömrü değişik gerilmelere maruz kaldığı için birikimli hasara göre hesaplanmalıdır.T-Model askeri aracın U-Profil şasisinin işletme ömrü birikimli hasar göz önünde bulundurularak incelenmiştir.

Bir makine elemanının işletme ömrünün tespit edilebilmesi için bilinmesi gereken ve aracın maruz kaldığı yüklenmeler, şasi serbest mesnetli bir kiriş gibi düşünülerek hesaplanmıştır. Şasinin maruz kaldığı gerilmelerden eğilme gerilmesi üzerinde durulmuştur. Aracın maruz kalabileceği eğilme momentleri ve gerilmeler elde edilmiştir.

Bu değerler elde edildikten sonra Palmgren-Miner yöntemi kullanılarak birikimli hasara göre ömür değerleri bulunmuş ve Wöhler diyagramları oluşturulmuştur.



ABSTRACT

The life of chasis of a vehicle should be evaluated according to cumulative failure, because the U-Profile chasis is effected by various stresses. Therefore the life analysis of T-Modell military vehicle was made according to cumulative failure.

The stresses which effect the chasis were calculated as chasis was assumed like a beam with one degree of freedom support. The bending stresses has priority one by evaluating the life in this work.

After receiving the stresses the life is calculated according to Palmgren-Miner Method. Then the Wöhler diagrams were drown.



1. GİRİŞ

Bu çalışmada T-Model askeri bir aracın U-Profilinden yapılan şasisinin çeşitli yol ve çalışma şartlarında birikimli hasara göre ömür değerleri üzerinde incelemeler yapılmıştır. Bu hesaplamalarda şasi serbest mesnetli bir kiriş olarak düşünülmüş ve şasinin sadece bir taraftaki profil elemanına gelen yükler gözönüne alınmıştır.

Buna bağlı olarak S (emniyet) katsayıları küçük olsa bile gerçek hesapların çerçeve modeli mukavemet hesabına göre incelenmesi durumunda emniyet katsayıları en elverişli değerleri gösterecektir.

Birikimli hasara göre ömür hesaplarında Palmgren-Miner denklemleri uygulanmıştır.

Bu vesile ile literatüre katkıda bulunulmuştur.



2. ŞASİNİN MUKAVEMET HESAPLARI

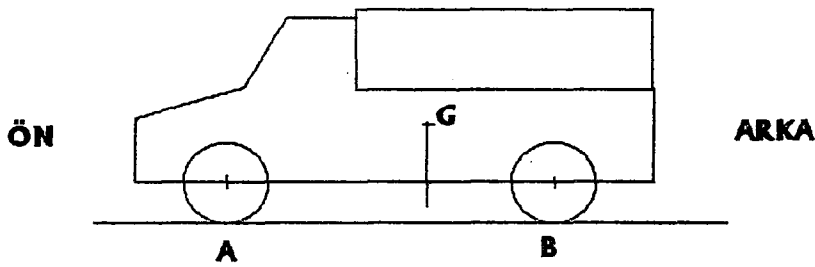
Aracın şasisi farklı durumlarda farklı şekilde zorlanacaktır. Bu farklı zorlanma durumları statik ve dinamik durumlar olarak iki ana gruba ayrılır. Bu projede de zorlanmalar bu iki ana başlık altında toplanmıştır.

Şasinin mukavemet hesapları yapılırken şasiye etkiyen kuvvetlerin yayılı yük olarak, belli bölümlerin (motor, şanzuman, askerler...) ağırlıklarının birbirlerinden bağımsız birçok tekil yük olarak ve aracın yüklü haldeki toplam ağırlığının aracın ağırlık merkezine sadece bir tekil yük olarak etki ettiği düşünülebilir. Gerilmelerin en yüksek çıkacağı, yani en tehlikeli durumları ortaya çıkaracağı için hesaplamalar aracın yüklü haldeki toplam ağırlığının aracın ağırlık merkezine etki ettiği modele göre yapılmıştır.

2.1 Statik Zorlanmalar

2.1.1 Düz yolda statik durum

Bu durum aracın yatay düzlemde hareketsiz bulunduğu durumdur. Bu halde oluşan kuvvetler aşağıdaki gibi oluşacaktır.



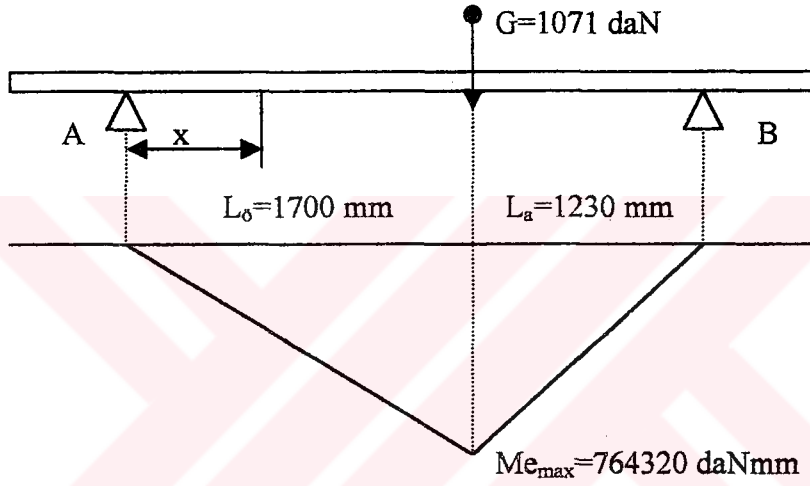
Şekil 2.1 Aracın düz yolda durma hali

$$\begin{aligned}\sum M_B &= 0 \\ G \cdot L_a &= F_A \cdot L \\ F_A &= \frac{G \cdot L_a}{L}\end{aligned}$$

Aracın şasisi gidiş yönü doğrultusundaki eksene göre simetrik olan iki adet U-Profil den oluşmaktadır. Elde edilen bu formülde hesaplar şasinin tek tarafı için yapılacaktır. Bu durumda şasinin tek tarafına aracın toplam ağırlığının yarısı etki edecektir. Bu yüzden $G=1071$ daN olarak hesaplara katılacaktır.

$$F_A = \frac{1071 \text{ daN} \cdot 1230 \text{ mm}}{2930 \text{ mm}} = 449,6 \text{ daN} \Rightarrow F_B = 621,4 \text{ daN}$$

Bu tepki kuvvetlerinin oluşturduğu momentler hesaplanacak olursa şu bağıntı ve şu sonuç bulunur :



Şekil 2.2 Düz yolda statik durumun moment diyagramı

$$Me = F_A \cdot x \tag{2.1}$$

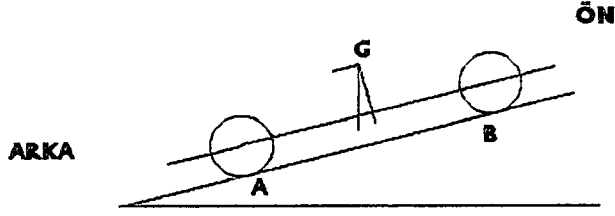
$$x = L_o \text{ konumunda :}$$

$$Me_{max} = 449,6 \text{ daN} \cdot 1700 \text{ mm} = 764320 \text{ daNmm}$$

2.1.2 Meyilde statik durum

2.1.2.1 Aracın çıkış eğimde durma durumu

Araç çıkış eğimde hareketsiz konumda iken aracın yine dolu olduğu düşünülmüş ve zeminde kayma olmadığı kabul edilmiştir. Aracın bu konumu Şekil 2.3'te görülebilir.



Şekil 2.3 Aracın çıkış eğiminde durma durumu

$$\sum M_B = 0$$

$$F_A \cdot L \cdot \cos \alpha + G \cdot \sin \alpha \cdot h^I - G \cdot \cos \alpha \cdot L_a = 0$$

$$F_A = \frac{G \cdot \cos \alpha \cdot L_a - G \cdot \sin \alpha \cdot h^I}{L \cdot \cos \alpha} \quad (2.2)$$

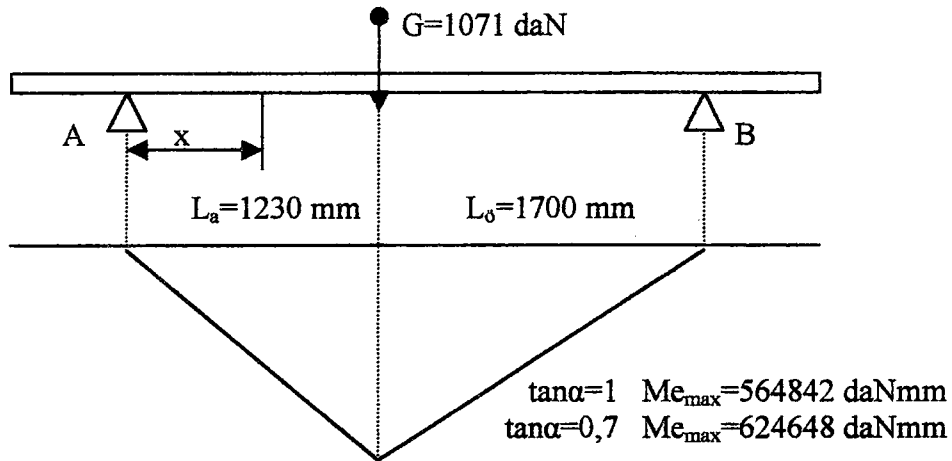
$$F_A = \frac{1071 \text{ daN} \cdot (1230 \text{ mm} \cdot \cos \alpha - 321 \text{ mm} \cdot \sin \alpha)}{2930 \text{ mm} \cdot \cos \alpha}$$

$$\tan \alpha = 1 \Rightarrow F_A = 332,26 \text{ daN} \Rightarrow Me = 332,26 \cdot 1700 = 564842 \text{ daNmm}$$

$$\tan \alpha = 0,7 \Rightarrow F_A = 367,44 \text{ daN} \Rightarrow Me = 367,44 \cdot 1700 = 624648 \text{ daNmm}$$

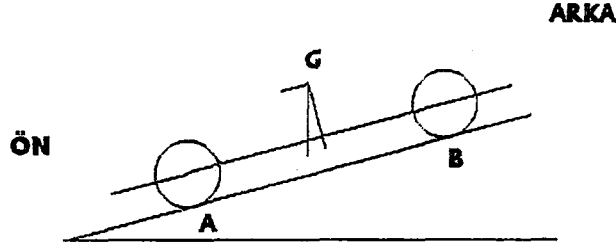
$$\text{NOT: } h^I + R_{ST} = h$$

$$h^I = h - R_{ST} = 696 \text{ mm} - 375 \text{ mm} = 321 \text{ mm} \quad (2.3)$$



Şekil 2.4 Çıkış eğiminde statik durumun moment diyagramı

2.1.2.2 Aracın iniş eğiminde durma durumu



Şekil 2.5 Aracın iniş eğiminde durma durumu

$$\sum M_B = 0$$

$$F_A \cdot L \cdot \cos \alpha + G \cdot \sin \alpha \cdot h^I - G \cdot \cos \alpha \cdot L_O = 0$$

$$F_A = \frac{G \cdot \cos \alpha \cdot L_O - G \cdot \sin \alpha \cdot h^I}{L \cdot \cos \alpha} \quad (2.4)$$

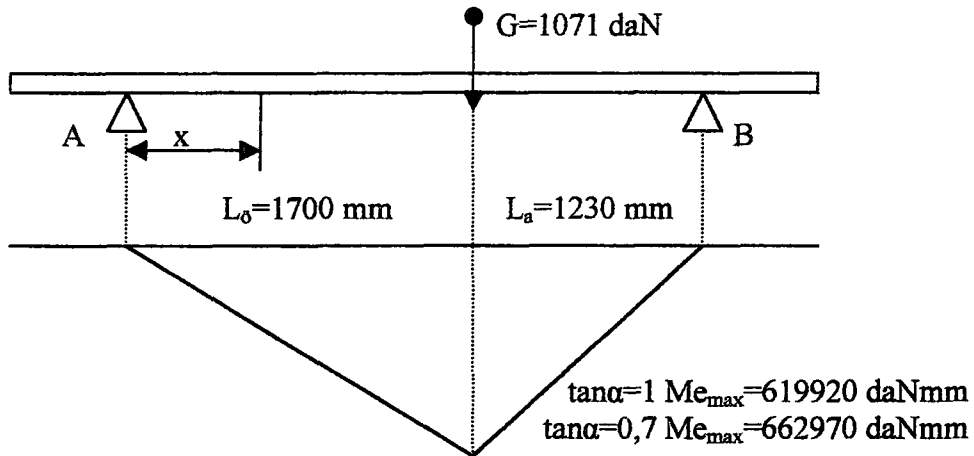
$$F_A = \frac{1071 \text{ daN} \cdot (1700 \text{ mm} \cdot \cos \alpha - 321 \text{ mm} \cdot \sin \alpha)}{2930 \text{ mm} \cdot \cos \alpha}$$

$$\tan \alpha = 1 \Rightarrow F_A = 504 \text{ daN} \Rightarrow M_{\max} = 504 \cdot 1230 = 619920 \text{ daNmm}$$

$$\tan \alpha = 0,7 \Rightarrow F_A = 539 \text{ daN} \Rightarrow M_{\max} = 539 \cdot 1700 = 662970 \text{ daNmm}$$

$$\text{NOT: } h^I + R_{ST} = h$$

$$h^I = h - R_{ST} = 696 \text{ mm} - 375 \text{ mm} = 321 \text{ mm}$$

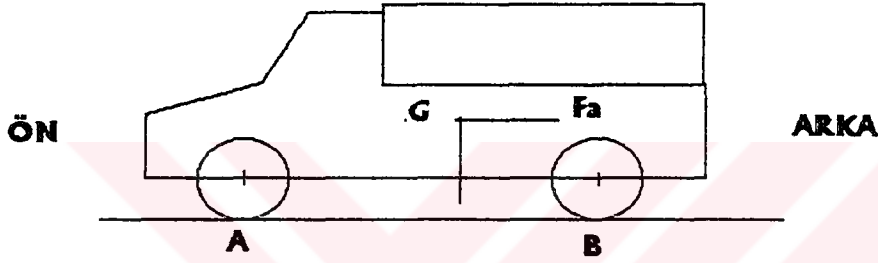


Şekil 2.6 İniş eğiminde statik durumun moment diyagramı

2.2 Dinamik Durum

2.2.1 Düz yolda hızlanma durumu

Yapılan ölçümlerde aracın 11 s'de 60 km/h hıza ulaşabildiği tespit edilmiştir. En büyük ivmeyi ve buna bağlı olarak da oluşacak en büyük atalet yükünü bulmak için bu değerlerle hesap yapılacaktır.



Şekil 2.7 Aracın düz yolda hızlanma durumu

$$F_a = m \cdot a \quad a = \frac{V}{t} = \frac{60}{11} \cdot \frac{\text{km/h}}{\text{s}} = 1,51 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_a = 1071 \text{kg} \cdot 1,51 \text{m/s}^2$$

$$F_a = 162,5 \text{daN} \quad \Rightarrow \quad M_a = 162,5 \text{ daN} \cdot 321 \text{ mm} = 52163 \text{ daNmm}$$

M_a : Atalet kuvvetinin doğurduğu eğilme momenti

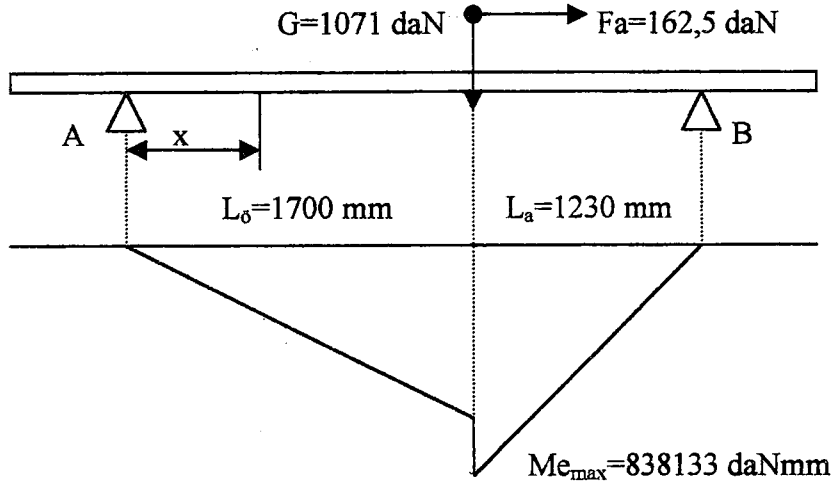
$$\sum M_A = 0$$

$$F_B = \frac{G \cdot L_O + h^I \cdot F_a}{L} \quad (2.5)$$

$$F_B = \frac{1071 \text{daN} \cdot 1700 \text{mm} + 321 \text{mm} \cdot 162,5 \text{daN}}{2930 \text{mm}} = 639 \text{daN}$$

$$M_e = 639 \text{daN} \cdot 1230 \text{mm} = 785970 \text{daNmm}$$

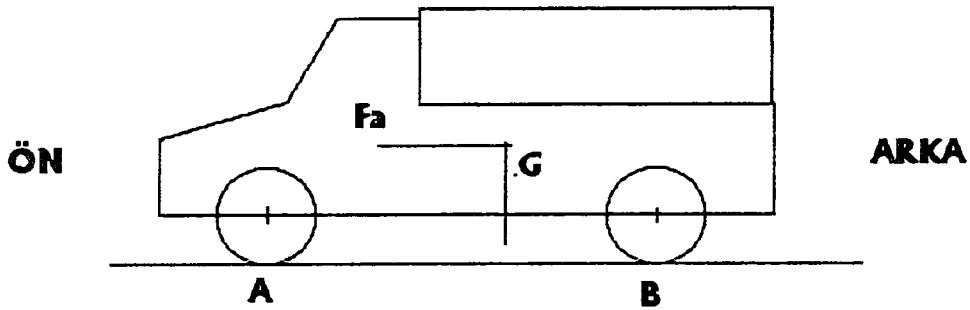
$$M_{e_{\max}} = M_e + M_a = 785970 \text{ daNmm} + 52163 \text{ daNmm} = 838133 \text{ daNmm} \quad (2.6)$$



Şekil 2.8 Düz yolda hızlanma durumunun moment diyagramı

2.2.2 Düz yolda yavaşlama durumu

Yapılan ölçümler sonucunda aracın 110 km/h hızdan 0 km/h'ye inişi 6 s sürmektedir. Fren yaparak yavaşlama durumunda oluşan ivme aracın tüm kütlelerinden kaynaklanan bir atalet kuvvetinin doğmasına sebep olacaktır. Bu kuvvet yukardaki durumda olduğu gibi ağırlık merkezine etki ettirilecektir.



Şekil 2.9 Aracın düz yolda yavaşlama durumu

$$F_a = m \cdot a \quad (2.7)$$

$$a = \frac{V}{t} = \frac{110 \cdot \frac{\text{km}}{\text{h}}}{6 \cdot \frac{\text{s}}{\text{s}}} = 5,09 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (2.8)$$

$$F_a = 1071 \text{kg} \cdot 5,09 \text{m/s}^2$$

$$F_a = 546 \text{ daN} \Rightarrow Ma = F_a \cdot h^I = 546 \text{ daN} \cdot 321 \text{ mm} = 175266 \text{ daNmm}$$

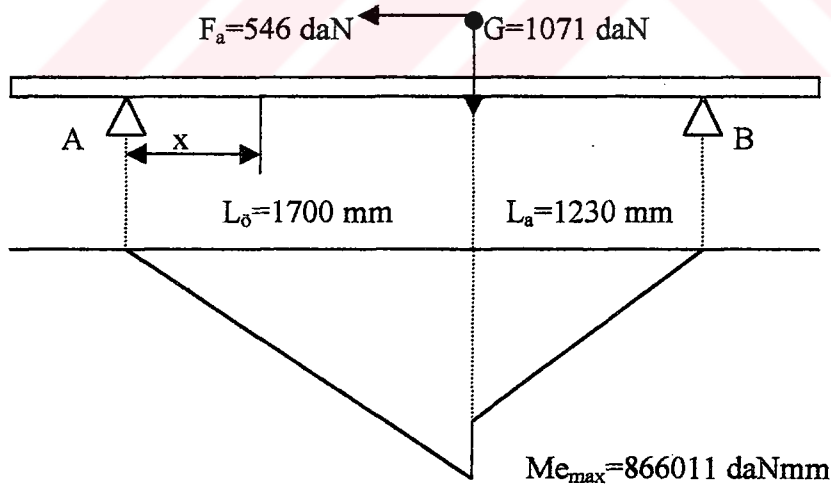
$$\sum M_B = 0$$

$$F_A = \frac{G \cdot L_a + F_a \cdot h^I}{L} \quad (2.9)$$

$$F_A = \frac{546 \text{ daN} \cdot 321 \text{ mm} + 1230 \text{ mm} \cdot 1071 \text{ daN}}{2930 \text{ mm}} = 509,4 \text{ daN}$$

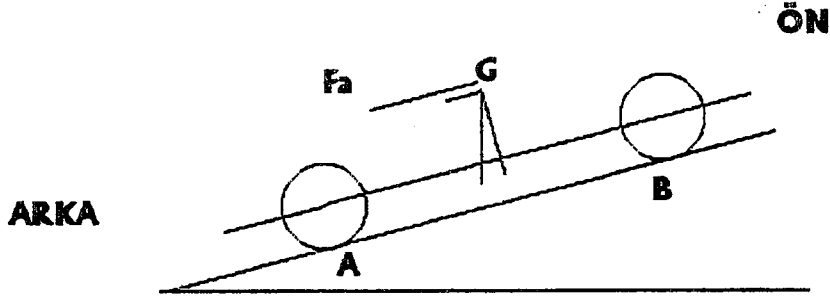
$$Me_{\max} = 509,4 \text{ daN} \cdot 1700 \text{ mm} = 866011 \text{ daNmm}$$

$$Me = Me - Ma = 866011 \text{ daNmm} - 175266 \text{ daNmm} = 690745 \text{ daNmm}$$



Şekil 2.10 Düz yolda yavaşlama durumunun moment diyagramı

2.2.3 Çıkış eğiminde hızlanma durumu



Şekil 2.11 Aracın çıkış eğiminde hızlanma durumu

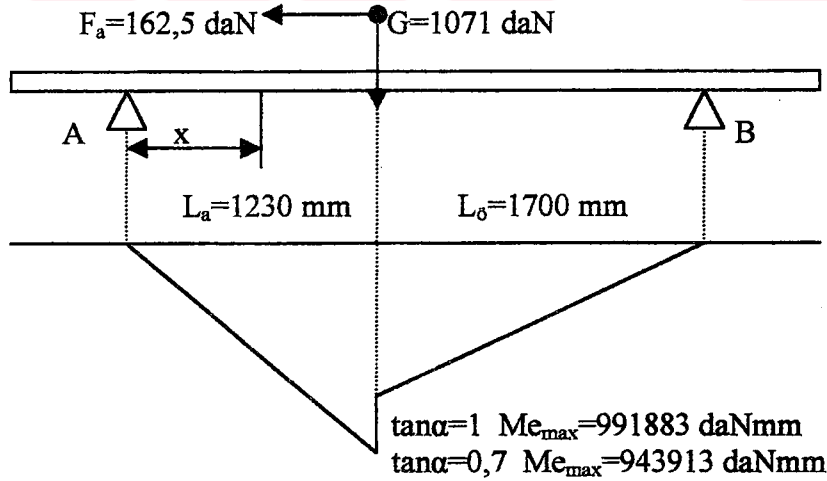
$$\sum M_A = 0$$

$$-F_B \cdot \cos \alpha \cdot L + G \cdot \sin \alpha \cdot h^I + F \cdot 321\text{mm} + G \cdot \cos \alpha \cdot L_G = 0$$

$$F_B = \frac{1071\text{daN} \cdot \sin \alpha \cdot 321\text{mm} + 162,5\text{daN} \cdot 321\text{mm} + 1071\text{daN} \cdot \cos \alpha \cdot 1700\text{mm}}{2930\text{mm} \cdot \cos \alpha}$$

$$\tan \alpha = 1 \Rightarrow F_B = 764\text{daN} \Rightarrow Me_{\max} = 1230\text{mm} \cdot 764\text{daN} = 939720\text{daNmm}$$

$$\tan \alpha = 0,7 \Rightarrow F_B = 725\text{daN} \Rightarrow Me_{\max} = 1230\text{mm} \cdot 725\text{daN} = 891750\text{daNmm}$$



Şekil 2.12 Çıkış eğiminde hızlanma durumunun moment diyagramı

h^I değeri (2.3) bağıntısına göre hesaplanmıştır.

Araç çıkış eğiminde hızlanırken düz yolda olduğu gibi 60 km/h hıza 11 s’de değil, daha geç ulaşacaktır. Ancak daha emniyetli olması için hızlanmadan doğan atalet kuvvetini hesaplarken yine aynı süre, dolayısı ile aynı ivme kullanılmıştır.

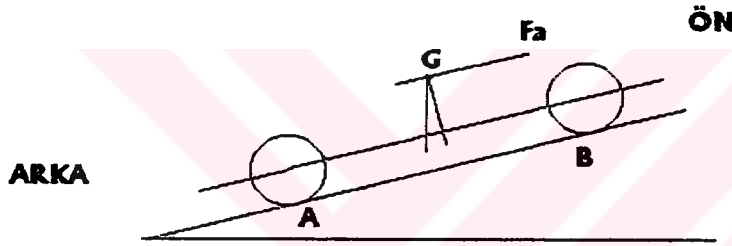
$$F_a = m \cdot a \quad a = \frac{V}{t} = \frac{60 \cdot \text{km/h}}{11 \cdot \text{s}} = 1,51 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_a = 1071 \text{kg} \cdot 1,51 \text{m/s}^2$$

$$F_a = 162,5 \text{daN} \Rightarrow Ma = 162,5 \text{ daN} \cdot 321 \text{ mm} = 52163 \text{ daNmm}$$

Ma : Atalet kuvvetinin doğurduğu eğilme momenti

2.2.4 Çıkış eğiminde yavaşlama durumu



Şekil 2.13 Aracın çıkış eğiminde yavaşlama durumu

$$\sum M_B = 0$$

$$- F_B \cdot \cos \alpha \cdot L + G \cdot \sin \alpha \cdot h^1 + F \cdot 321 \text{mm} + G \cdot \sin \alpha \cdot L_a = 0$$

$$F_B = \frac{1071 \text{daN} \cdot \sin \alpha \cdot 321 \text{mm} + 546 \text{daN} \cdot 321 \text{mm} + 1071 \text{daN} \cdot \cos \alpha \cdot 1230 \text{mm}}{2930 \text{mm} \cdot \cos \alpha}$$

$$\tan \alpha = 1 \Rightarrow F_B = 482 \text{daN} \Rightarrow Me = 1700 \text{mm} \cdot 482 \text{daN} = 819400 \text{daNmm}$$

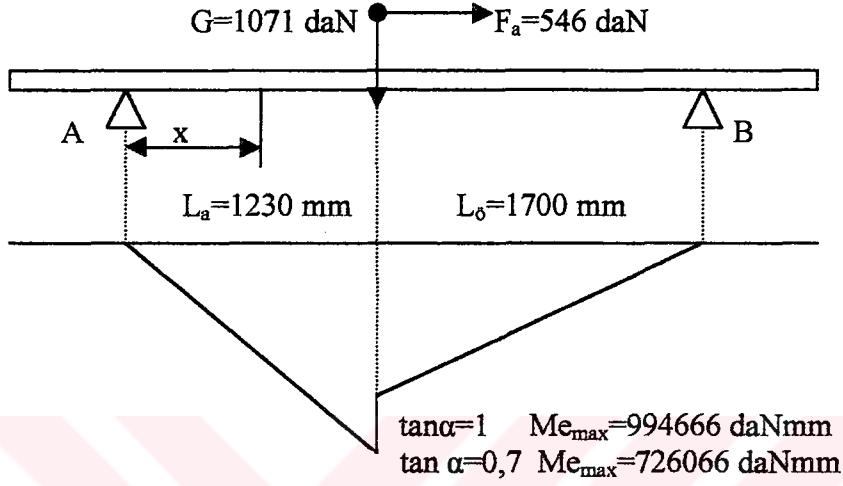
$$\tan \alpha = 0,7 \Rightarrow F_B = 324 \text{daN} \Rightarrow Me = 1700 \text{mm} \cdot 324 \text{daN} = 550800 \text{daNmm}$$

$$F_a = m \cdot a$$

$$a = \frac{V}{t} = \frac{110}{6} \cdot \frac{\text{km/h}}{\text{s}} = 5,09 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_a = 1071 \text{kg} \cdot 5,09 \text{m/s}^2$$

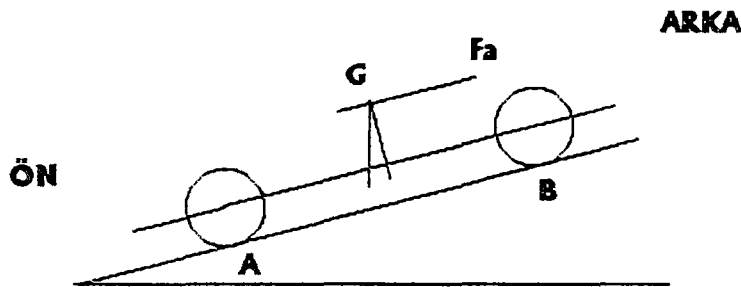
$$F_a = 546 \text{ daN} \Rightarrow M_a = F_a \cdot h^1 = 546 \text{ daN} \cdot 321 \text{ mm} = 175266 \text{ daNmm}$$



Şekil 2.14 Çıkış eğimde yavaşlama durumunun moment diyagramı

2.2.5 İniş eğimde hızlanma durumu

Aracın düz zeminde 60 km/h'ye 11 s'de ulaştığının ölçümlerle tespit edildiğini daha önce belirtmiştik. Bayır aşağı hızlanma olması durumunda eğimin hızlanmaya yardımcı olacağı düşünülerek aracın bu hıza 9 s'de ulaşacağı kabul edilmiştir.



Şekil 2.15 Aracın iniş eğimde hızlanma durumu

$$a = \frac{60 \text{ km/h}}{9 \text{ s}} = 1,85 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F = m \cdot a = 1071 \text{ kg} \cdot 1,85 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 198 \text{ daN}$$

$$Ma = F_a \cdot h^I = 198 \text{ daN} \cdot 321 \text{ mm} = 63558 \text{ daNmm}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$-F_A \cdot \cos \alpha \cdot L + G \cdot \sin \alpha \cdot h^I + F \cdot h^I + G \cdot \cos \alpha \cdot L_a = 0$$

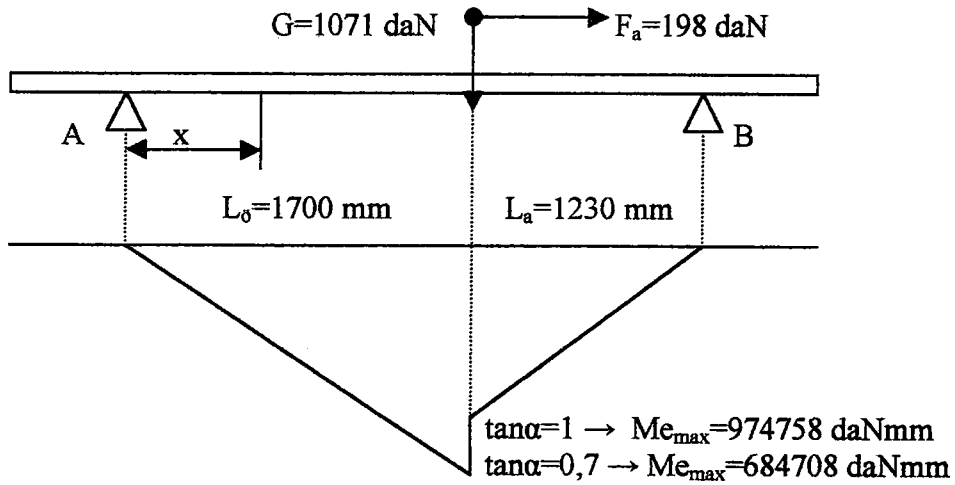
$$F_B = \frac{1071 \text{ daN} \cdot \sin \alpha \cdot 321 \text{ mm} + 198 \text{ daN} \cdot 321 \text{ mm} + 1071 \text{ daN} \cdot \cos \alpha \cdot 1230 \text{ mm}}{2930 \text{ mm} \cdot \cos \alpha}$$

$$\tan \alpha = 1 \Rightarrow F_A = 536 \text{ daN} \Rightarrow Me = 1700 \text{ mm} \cdot 536 \text{ daN} = 911200 \text{ daNmm}$$

$$\tan \alpha = 0,7 \Rightarrow F_A = 505 \text{ daN} \Rightarrow Me = 1700 \text{ mm} \cdot 505 \text{ daN} = 621150 \text{ daNmm}$$

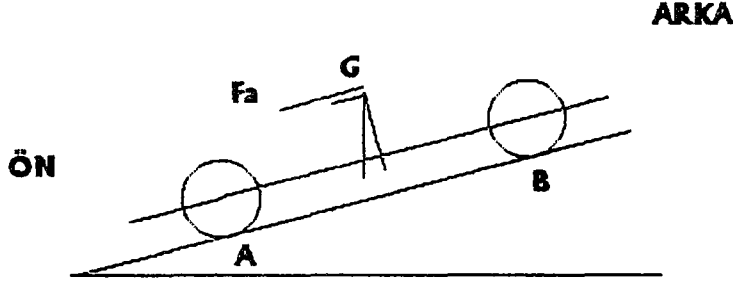
$$Me_{\max} = Me + Ma$$

(2.10)



Şekil 2.16 İniş eğiminde hızlanma durumunun moment diyagramı

2.2.6 İniş eğimde yavaşlama durumu



Şekil 2.17 Aracın iniş eğimde yavaşlama durumu

$$\sum M_B = 0$$

$$-F_A \cdot \cos \alpha \cdot L + G \cdot \sin \alpha \cdot h^1 + F \cdot h^1 + G \cdot \sin \alpha \cdot L_a = 0$$

$$F_A = \frac{1071 \text{ daN} \cdot \sin \alpha \cdot 321 \text{ mm} + 546 \text{ daN} \cdot 321 \text{ mm} + 1071 \text{ daN} \cdot \cos \alpha \cdot 1230 \text{ mm}}{2930 \text{ mm} \cdot \cos \alpha}$$

$$\tan \alpha = 1 \Rightarrow F_A = 651,5 \text{ daN} \Rightarrow M_e = 1700 \text{ mm} \cdot 651,5 \text{ daN} = 1107550 \text{ daNmm}$$

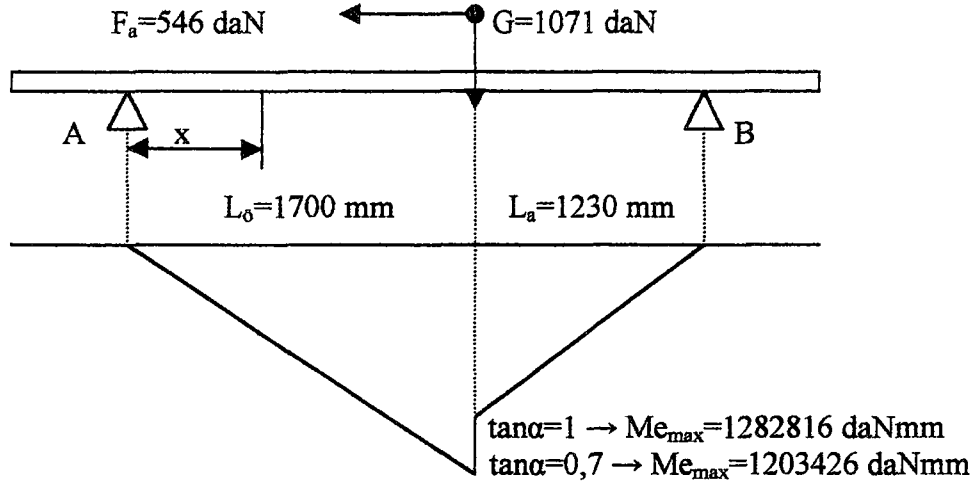
$$\tan \alpha = 0,7 \Rightarrow F_A = 604,8 \text{ daN} \Rightarrow M_e = 1700 \text{ mm} \cdot 604,8 \text{ daN} = 1028160 \text{ daNmm}$$

$$F_a = m \cdot a \quad a = \frac{V}{t} = \frac{110}{6} \cdot \frac{\text{km/h}}{\text{s}} = 5,09 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_a = 1071 \text{ kg} \cdot 5,09 \text{ m/s}^2$$

$$F_a = 546 \text{ daN} \Rightarrow M_a = F_a \cdot h^1 = 546 \text{ daN} \cdot 321 \text{ mm} = 175266 \text{ daNmm}$$

Araç iniş eğimde giderken fren yaptığında düz yolda durma süresi olan 6 s'den daha uzun bir durma süresine sahip olacaktır. Ancak daha büyük atalet kuvvetleri elde edip daha emniyetli hesaplar yapmak için bu süre yine 6 s olarak hesaplarda kullanılmıştır.



Şekil 2.18 İniş eğimde yavaşlama durumunun moment diyagramı

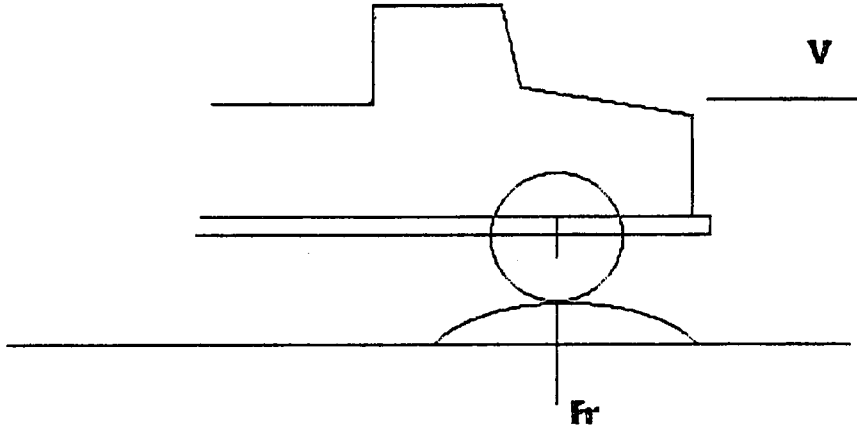
Me_{\max} değerleri (2.10) bağıntısından bulunmuştur.

2.3 Araç Tümsekten ve Çukurdan Geçerken Şasiye İletilen Kuvvetler

Araç bir tümsekten ya da çukurdan geçerken çarpma etkisinden dolayı şasiye tepki olarak kuvvetler iletilir. Burada tepki kuvveti çok ani olarak yani bir darbe şeklinde etki ettirilmiştir. Araç ise tamamen rijit olarak düşünülmüştür. Böylelikle hesaplar en tehlikeli durumlara göre yapılmıştır.

Gerçekte tümsek ya da çukurlar aniden ortaya çıkmaz. Yaklaşık bir parabol şeklindedir ya da çoğunlukla darbeyi yumuşatıcı bir şekle sahiptir.

Sistem (araç) ise tamamen rijit değildir. Engelden gelen tepki kuvveti önce lastiklerde, sonra amortisörlerde ve karkasın malzemesinin kendi yaylanma özelliğinden dolayı sönümlenir.



Şekil 2.19 Aracın tümsekten geçiş durumu

V : araç hızı V_y : düşey hız V_x : yatay hız

$$V = \frac{x}{t}$$

$$V_y = \frac{dx}{dt}$$

$$V_x = \frac{dy}{dt}$$

V 'yi sabit kabul edersek düşey ivme = $\frac{d^2y}{dt^2}$

$$\frac{dy}{dt} = \frac{dy}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} = \frac{dy}{d(V \cdot t)} \cdot V$$

$$\frac{d^2y}{dt^2} = \frac{d}{dt} \left(\frac{dy}{d(V \cdot t)} \cdot V \right) = \frac{dy}{dt} \left(\frac{dy}{dx} V \right) = \frac{d^2y}{dt \cdot dx} V$$

dt yerine dx/V yazılırsa :

$$\frac{d^2y}{dt^2} = \frac{d^2y}{dx \frac{dx}{V}} V = \frac{d^2y}{dx^2} V^2$$

$$\frac{d^2y}{dt^2} = \frac{d^2y}{dx^2} V^2 \Rightarrow \text{Düşey ivme hızın karesi ile orantılıdır.}$$

$$F_R = m_{\text{araç}} \cdot \frac{d^2y}{dt^2} = m_{\text{araç}} \cdot V^2 \frac{d^2y}{dx^2}$$

$y = X \max \cdot \sin \omega t$ eşitliği göz önünde bulundurulursa

$$V_{teker} = \omega \cdot R = X / t$$

$$\omega = X / (R \cdot t)$$

$$\Rightarrow y = X_{max} \cdot \sin(X / R)$$

$$F_r = m_{araç} \cdot V^2 \frac{d^2 y}{dx^2}$$

$$F_r = m_{araç} \cdot V^2 \left(X_{max} \frac{1}{R^2} \sin\left(\frac{X}{R}\right) \right) \quad (2.11)$$

R : Tekerlek yarıçapı

m : Aracın kütlesi

Xmax : Maksimum tümsek yüksekliği.200 mm alınır.

TÜMSEK KUVVETLERİ

F_R : Tümsekten veya çukurdan geçerken oluşan ve tekerlekten şasiye iletilen kuvvet.(1.11)'e göre hesaplanmıştır.

m : Aracın kütlesi

V : Aracın hızı

Xmax : Azami çukur derinliği veya tümsek yüksekliği = R/2

R : Tekerlek yarıçapı = 375 mm

m [kg]	Xmax [m]	R [m]
2142	0,2	0,375

Hızlar	km/h	m/s	F _R [N]
Arazi :	40	11,11	191211,1
Stabilize :	60	16,66	430224,9
Asfalt:	90	25	968006,1

3. EMNİYET KATSAYILARININ HESAPLANMASI

Emniyet katsayıları akma gerilmesine göre hesaplanmıştır. $S = \text{Maksimum Gerilme} / \text{Akma Gerilmesi}$. Şaside kullanılan Erdemir 6044 sacının akma gerilmesi 275 N/mm^2 'dir.

Aracın eğimdeki durumları 35° ve 45° 'lik eğimler için hesaplanmıştır.

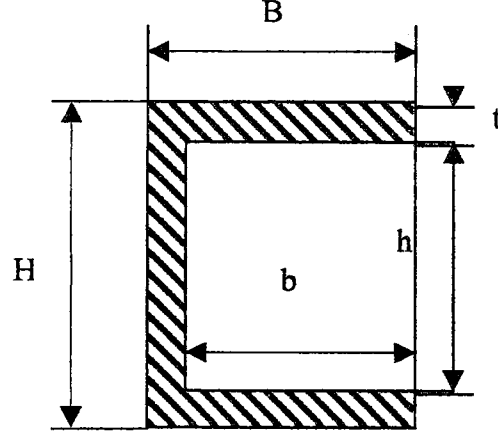
$$S = \sigma_{\max} / \sigma_{Ak} \quad (3.1)$$

I_x : Atalet momenti

W_x : Mukavemet momenti

M : Kesitte oluşan momentler

σ : Gerilme



Şekil 3.1. Şasi kesidi

$$B = 50 \text{ mm}$$

$$H = 110 \text{ mm}$$

$$b = 45,5 \text{ mm}$$

$$h = 101 \text{ mm}$$

$$I_x = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{12} \quad (3.2)$$

$$W_x = \frac{I_x}{H/2} = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 \cdot H} \quad (3.3)$$

$$\sigma = \frac{M}{W_x} \quad (3.4)$$

Aşağıda görülecek olan tüm I_x değerleri (3.2) bağıntısına, W_x değerleri (3.3) bağıntısına ve σ değerleri de (3.4) bağıntısına göre hesaplanmıştır. Tablolardaki tüm momentler ise ilgili konudaki maksimum eğilme momenti (M_e) bağıntısı ile hesaplanmıştır. S katsayısı ise (3.1)'e göre hesaplanmıştır.

EMNİYET KATSAYILARI**Düz Yolda Statik Durum**

	I_x [mm ⁴]	W_x [mm ³]	Moment [daNmm]	Gerilme [daN/mm ²]	S
	1639275,4	29805,007	764320	25,64401359	10,724

Meyilde Statik Durum**Çıkış Eğimde Duruş**

	I_x [mm ⁴]	W_x [mm ³]	Moment Me [daNmm]	Gerilme σ [daN/mm ²]	S
tan=1	1639275,4	29805,007	908601	30,48484456	9,0209
tan=0,7	1639275,4	29805,007	865376	29,03458487	9,4715

İniş Eğimde Duruş

	I_x [mm ⁴]	W_x [mm ³]	Moment [daNmm]	Gerilme [daN/mm ²]	S
tan=1	1639275,4	29805,007	963900	32,34020398	8,5033
tan=0,7	1639275,4	29805,007	903890	30,32678387	9,0679

Düz Yolda Hızlanma

	I_x [mm ⁴]	W_x [mm ³]	Moment [daNmm]	Gerilme [daN/mm ²]	S
	1639275,4	29805,007	785970	26,37040162	10,428

Düz Yolda Yavaşlama

	I_x [mm ⁴]	W_x [mm ³]	Moment [daNmm]	Gerilme [daN/mm ²]	S
	1639275,4	29805,007	866011	29,05589001	9,4645

Çıkış Eğimde Dinamik Durum**Çıkış Eğimde Hızlanma**

	I_x [mm ⁴]	W_x [mm ³]	Moment [daNmm]	Gerilme [daN/mm ²]	S
tan=1	1639275,4	29805,007	939720	31,52893089	8,7221
tan=0,7	1639275,4	29805,007	891750	29,91946975	9,1913

Çıkış Eğimde Yavaşlama

	I_x [mm ⁴]	W_x [mm ³]	Moment [daNmm]	Gerilme [daN/mm ²]	S
tan=1	1639275,4	29805,007	819400	27,49202525	10,003
tan=0,7	1639275,4	29805,007	550800	18,48011656	14,881

İniş Eğimde Dinamik Durum**İniş Eğimde Hızlanma**

	I_x [mm ⁴]	W_x [mm ³]	Moment [daNmm]	Gerilme [daN/mm ²]	S
tan=1	1639275,4	29805,007	911200	30,57204468	8,9951
tan=0,7	1639275,4	29805,007	621150	20,84045824	13,195

İniş Eğimde Yavaşlama

	I_x	W_x	Moment [daNmm]	Gerilme	S
tan=1	1639275,4	29805,007	1107550	37,159864	7,4005
tan=0,7	1639275,4	29805,007	1028160	34,49621757	7,9719

Tümsek ve Çukur Tepki kuvvetlerine göre Emniyet Katsayıları

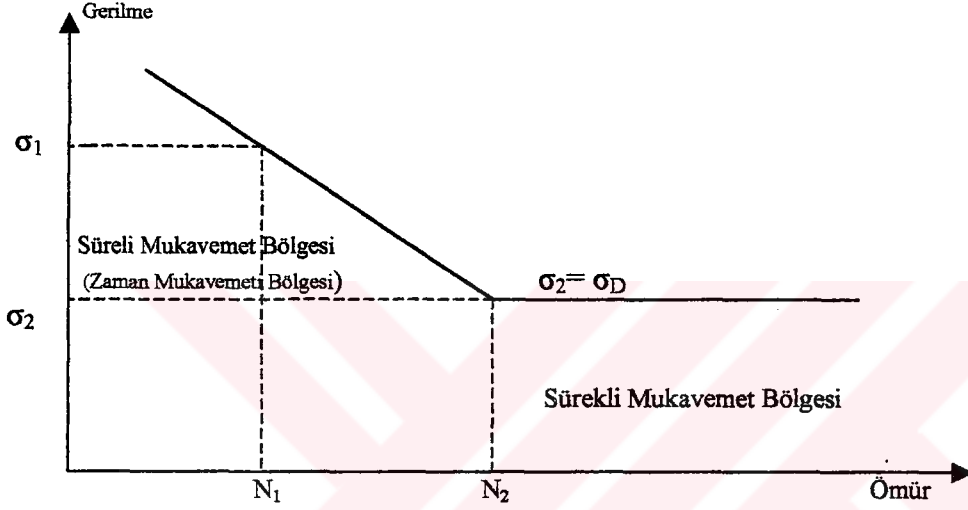
Wx [mm³]	Moment [daNmm]	Gerilme [daN/mm²]	S	
29805,01	17017170	570,95	0,481653	Arazide
29805,01	37333275	1252,58	0,219546	Şosede
29805,01	83044660	2786,26	0,098698	Caddede



4. ÖMÜR HESAPLARINDA BİRİKİMLİ HASAR DEĞERLENDİRMELERİ

4.1 Genel Bilgiler

Bilindiği gibi Wöhler diyagramında birbirinden farklı iki bölge vardır. Bunlardan biri "Sürekli Mukavemet Bölgesi", diğeri de "Süreli Mukavemet Bölgesi"dir.



Şekil 4.1 Wöhler diyagramı

Bu diyagramda N_2 ömür değeri sürekli mukavemet bölgesine geçiş sınırındır. Bu ömür değerini sağlayan makine elemanları ya da test edilen her türlü numune istenen ömür değerini sağlamış ve sürekli mukavemet bölgesine girmiş demektir. N_2 değeri çeşitli malzemeler için standartlarda belirtilmiştir. Genel imalat çeliklerinden yapılmış malzemeler için N_2 değeri, yani sürekli mukavemet bölgesi ömür değeri 10^6 olarak belirtilmiştir.

Makine parçasının farklı yüklerle (gerilmelerle) yüklenmesi durumunda, Wöhler diyagramı üzerinde eşdeğer ömrü bulabilmek için çeşitli yöntemler kullanılmaktadır. Bu yöntemler içinde en çok kullanılan yöntem Palmgren-Miner Yöntemidir.

Eşdeğer gerilme farklı gerilmelerle ulaşılabilecek ömrü, sadece kendisi uygulandığında sağlayan gerilmedir. Eşdeğer gerilmenin sağladığı ömür değeri de ayrıca eşdeğer ömürdür.

4.2 Palmgren-Miner Yöntemi ile Eşdeğer Ömür Hesapları

Makine parçaları farklı sürelerde farklı yüklerle maruz kaldığında sahip olacakları ömür birikim etkisi yüzünden sadece bir yük değerindeki ömürden daha düşük olacaktır.

Palmgren-Miner denklemleri makine parçasının birikimli hasar sebebiyle sahip olacağı ömür değerinin hesaplanması konusunda en yaygın olarak kullanılan yöntem olduğu için bu tezde de Palmgren-Miner denklemleri kullanılacaktır.

4.3 Palmgren-Miner Denklemleri :

Herhangi bir makine parçasının farklı gerilmelerdeki (yüklerdeki) çalışma süreleri (çalışma süreleri yük tekrarı olarak da adlandırılır) ve bu çalışmalara tekabül eden ömürler bir örnek teşkil etmesi açısından aşağıdaki gibi verilebilir :

Gerilmeler	σ_1	σ_2	σ_3	...	σ_i
İşletmede yük tekrarları	n_1	n_2	n_3	...	n_i
Ömürler	N_1	N_2	N_3	...	N_i

Bu tablodaki tanımlamalara göre makine parçası σ_1 gerilmesine maruz kalarak çalışırsa ömrü N_1 olacaktır. Ancak bu makine parçası işletme sırasında σ_1 gerilmesinde belirli bir yük tekrarı olan n_1 miktarı kadar çalışmıştır. Aynı makine parçası σ_2 gerilmesinde n_2 kadar çalışmıştır. Makine parçası eğer yalnız σ_2 gerilmesinde çalıştırılıyorsa ömrü N_2 olacaktır.

Bu açıklamaya göre Palmgren-Miner denklemleri şöyle ifade edilmektedir :

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \dots + \frac{n_i}{N_i} = K \quad (4.1)$$

Eşitliğin sağ tarafındaki K değeri, $0,7 \leq K \leq 2,2$ arasındadır. Makine parçalarının yorulma kırılmalarındaki hesaplarda tavsiye edilen değer ise $K=1$ 'dir.

Yukarıdaki denklem çalışma yüzdeleri gözönüne alınarak şu şekilde yazılabilir :

Makine parçasının toplam ömrü : N ,

belli bir yükteki çalışma miktarının toplam ömre oranı : C

olarak tanımlanırsa ; aşağıdaki eşitlikler elde edilebilir.

$$C_i = \frac{n_i}{N} \Rightarrow n_i = C_i \cdot N \quad (4.2)$$

yani :

$$n_1 = C_1 \cdot N, \quad n_2 = C_2 \cdot N, \quad n_3 = C_3 \cdot N$$

Bu eşitlikler yukardaki denklemde yerlerine koyulursa, Palmgren-Miner denklemi şu hale gelir :

$$\frac{C_1 \cdot N}{N_1} + \frac{C_2 \cdot N}{N_2} + \frac{C_3 \cdot N}{N_3} + \Lambda + \frac{C_i \cdot N}{N_i} = 1 \quad \text{veya,}$$

$$\Rightarrow \frac{C_1}{N_1} + \frac{C_2}{N_2} + \frac{C_3}{N_3} + \Lambda + \frac{C_i}{N_i} = \frac{1}{N} \quad (4.3)$$

Herhangi bir gerilmenin ya da yükün makine parçasının malzemesinde meydana getirdiği hasar, gerilmenin işletmedeki yük tekrar sayısı ile doğru orantılıdır. Bundan dolayı pratikte, değişik gerilmeler ya da yükler altında çalışan makine parçalarının zaman mukavemeti veya sürekli mukavemet bölgelerinin elde edilmesi için birikmiş hasar gözönünde bulundurulmalıdır.

4.4 Süreli Mukavemet (Zaman Mukavemeti) Bölgesinde Ömür Değerinin Analitik Yoldan Hesaplanması

4.4.1 Eğilme hali

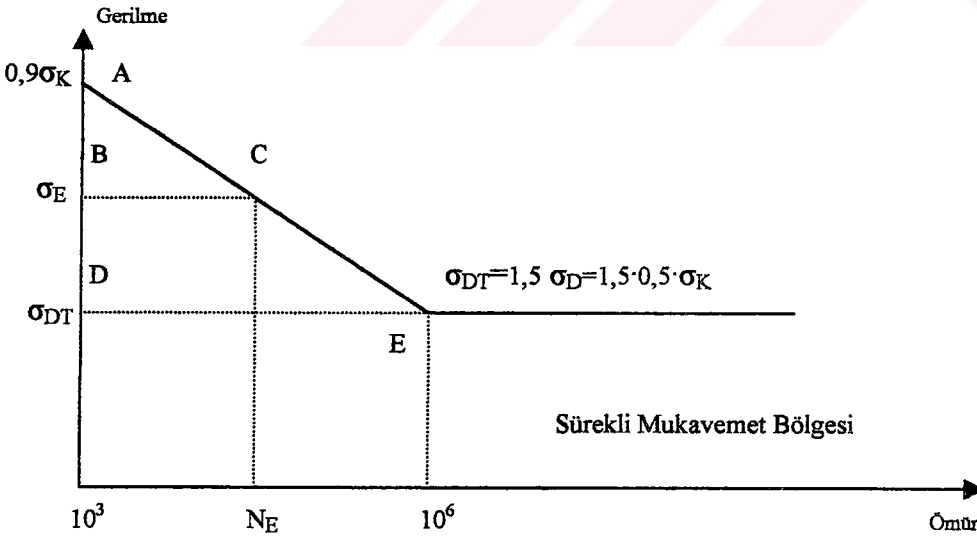
Genel imalat çelikleri için tam değişken eğilme haline ait Wöhler diyagramı bir sonraki sayfada görüleceği gibi çizilebilir.

Genel olarak eğilme zorlanmalarında $\sigma_{DT} = 1,5 \cdot \sigma_D$ olarak alınır. İlgili σ_D değeri ise $\sigma_D \approx 0,5 \cdot \sigma_K$ alınır. Bu konudaki değerler tablo 1'den alınabilir.

σ_D : Ömür değerinin sürekli mukavemet bölgesine ulaştığı gerilme değeri σ_D olarak tanımlanır ve bu gerilme değerinde Wöhler diyagramı ömür eksenine (yatay eksene) paralel bir doğru olarak uzanır.

σ_{DT} : Dalgalı (titreşimli) zorlanmada sürekli mukavemet değeridir.

σ_K : Gerilmeye maruz kalan makine parçasının kopma gerilmesi değeridir. Wöhler diyagramı gerilme ekseninde (dikey eksende) $0,9 \cdot \sigma_K$ değerinden başlatılır.



Şekil 4.2 Eğilme hali için Wöhler diyagramı

Makine konstrüksiyonlarında yük tekrar sayısına göre genellikle çalışma bölgelerinin sınırları şu şekilde belirlenmiştir :

$N < 10^3$: Statik zorlanma bölgesi

$10^3 < N < 10^6$: Zaman mukavemeti (sürekli mukavemet) bölgesi

$N > 10^6$: Sürekli mukavemet bölgesi

Çizelge 4.1 Wöhler diyagramında ömür bölgeleri

Yukarıdaki grafikte görülen A noktasındaki gerilme değeri, $N=10^3$ yük tekrarını gerçekleştiren gerilme değeridir. Yani statik yük, bütün ömür içinde 10^3 defa etki ettirilebilir. Genel imalat çelikleri için çekme ve eğilme zorlanmalarında bu değer $0,9 \cdot \sigma_K$ olarak hesaplanmıştır.

N_E yük tekrarını gerçekleştiren gerilme değeri grafikte σ_E olarak gösterilmiştir. Eğilme zorlanması durumunda σ_E değerini hesaplamak için ABC ve ADE üçgenlerinin benzerliğinden yararlanılır.

Bu iki üçgenin benzerliğinden oranlar şu şekilde yazılır ve istenen gerilme değerleri ve ömür (yük tekrarı) ile ilgili bağıntılar oluşturulur :

$$\frac{\overline{AB}}{\overline{AD}} = \frac{\overline{BC}}{\overline{DE}}$$

$$\overline{AB} = 0,9 \cdot \sigma_K - \sigma_E$$

$$\overline{AD} = 0,9 \cdot \sigma_K - 0,75 \cdot \sigma_K$$

$$\overline{BC} = \log N_E - \log 10^3$$

$$\overline{DE} = \log 10^6 - \log 10^3$$

Bu değerler üçgenlerin benzerliğinden elde ettiğimiz orantıda yerine koyulursa aşağıdaki gibi bir bağıntı elde edilir.

$$\frac{0,9 \cdot \sigma_K - \sigma_E}{0,9 \cdot \sigma_K - 0,75 \cdot \sigma_K} = \frac{\log N_E - \log 10^3}{\log 10^6 - \log 10^3}$$

$$\frac{0,9 \cdot \sigma_K - \sigma_E}{0,15 \cdot \sigma_K} = \frac{\log N_E - 3}{6 - 3}$$

$$\frac{0,9}{0,15} - \frac{\sigma_E}{0,15 \cdot \sigma_K} = \frac{\log N_E - 3}{3}$$

$$3 \cdot \left(6 - 6,6 \cdot \frac{\sigma_E}{\sigma_K} \right) + 3 = \log N_E$$

$$\log N_E = 21 - 20 \cdot \frac{\sigma_E}{\sigma_K}$$

(4.4)

Elde edilen bu bağıntı ile kopma gerilme değeri bilinen bir malzemenin belirlenen (veya istenen) bir gerilme değerinde sahip olacağı ömrünü yük tekrarı olarak bulmak mümkündür.

Yine kopma gerilmesi belli bir malzemenin istenen bir ömrü sağlaması için zorlanması gereken gerilme miktarı ise şu şekilde hesaplanabilir :

$$6 - 6,6 \cdot \frac{\sigma_E}{\sigma_K} = \frac{\log N_E - 3}{3}$$

$$6 - \frac{\log N_E - 3}{3} = 6,6 \cdot \frac{\sigma_E}{\sigma_K}$$

$$\left(\frac{6}{6,6} - \frac{\log N_E - 3}{3 \cdot 6,6} \right) \cdot \sigma_K = \sigma_E$$

$$\left(\frac{6}{6,6} - \frac{1}{3 \cdot 6,6} \cdot \log N_E \right) \cdot \sigma_K = \sigma_E$$

$$\sigma_E = (0,9 - 0,05 \cdot \log N_E) \cdot \sigma_K$$

(4.5)

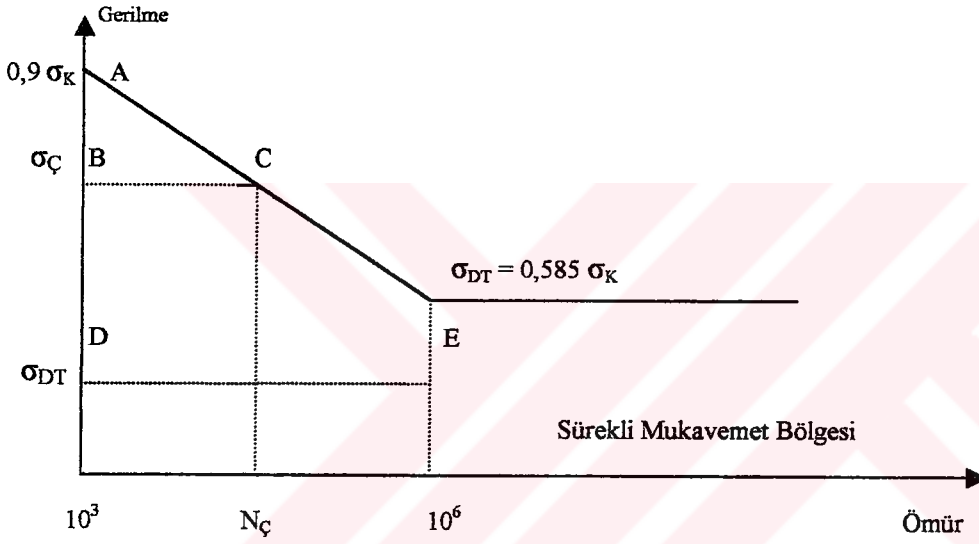
Genelleştirilmiş olarak yazılmış olan bu bağıntı eğilme zorlanmalarında zaman mukavemeti (sürel mukavemet) bölgesinde istenen ömür değerine tekabül eden gerilme değerini verir.

4.4.2 Çekme hali

Genel imalat çelikleri için dalgalı (titreşimli) çekme zorlanması haline ait Wöhler diyagramı aşağıdaki gibi çizilir.

Genel olarak çekme zorlanmalarında $\sigma_D = 0,45 \cdot \sigma_K$ alınır. σ_{DT} değeri ise

$\sigma_{DT} = 1,3 \cdot \sigma_D$ olarak alınır. Bu iki eşitlikten $\sigma_{DT} = 1,3 \cdot 0,45 \cdot \sigma_K = 0,585 \cdot \sigma_K$ elde edilir.



Şekil 4.3 Çekme hali için Wöhler diyagramı

Ömür ve gerilme değerlerinin bağıntılarının ortaya çıkarılmasında yine ABC ve ADE üçgenlerinin benzerliklerinden faydalanılır.

$$\frac{\overline{AB}}{\overline{AD}} = \frac{\overline{BC}}{\overline{DE}}$$

$$\overline{AB} = 0,9 \cdot \sigma_K - \sigma_Ç$$

$$\overline{AD} = 0,9 \cdot \sigma_K - 0,585 \cdot \sigma_K$$

$$\overline{BC} = \log N_E - \log 10^3$$

$$\overline{DE} = \log 10^6 - \log 10^3$$

Bu değerler üçgenlerin benzerliğinden elde ettiğimiz orantıda yerine koyulursa aşağıdaki gibi bir bağıntı elde edilir.

$$\frac{0,9 \cdot \sigma_K - \sigma_C}{0,9 \cdot \sigma_K - 0,585 \cdot \sigma_K} = \frac{\log N_C - \log 10^3}{\log 10^6 - \log 10^3}$$

$$\frac{0,9 \cdot \sigma_K - \sigma_C}{0,315 \cdot \sigma_K} = \frac{\log N_C - 3}{6 - 3}$$

$$\frac{0,9}{0,315} - \frac{\sigma_C}{0,315 \cdot \sigma_K} = \frac{\log N_C - 3}{3}$$

$$3 \cdot \left(2,86 - 3,17 \cdot \frac{\sigma_C}{\sigma_K} \right) + 3 = \log N_C$$

$$\log N_C = 11,58 - 9,51 \cdot \frac{\sigma_C}{\sigma_K} \quad (4.6)$$

Elde edilen bu bağıntı ile kopma gerilme değeri bilinen bir malzemenin belirlenen (veya istenen) bir gerilme değerinde sahip olacağı ömrünü yük tekrarı olarak bulmak mümkündür.

Yine kopma gerilmesi belli bir malzemenin istenen bir ömrü sağlaması için zorlanması gereken gerilme miktarı ise şu şekilde hesaplanabilir :

$$2,86 - 3,17 \cdot \frac{\sigma_C}{\sigma_K} = \frac{\log N_C - 3}{3}$$

$$2,86 - \frac{\log N_C - 3}{3} = 3,17 \cdot \frac{\sigma_C}{\sigma_K}$$

$$\left(\frac{2,86}{3,17} - \frac{\log N_C - 3}{3 \cdot 3,17} \right) \cdot \sigma_K = \sigma_C$$

$$\left(\frac{2,86}{3,17} - \frac{1}{3 \cdot 3,17} \cdot \log N_C \right) \cdot \sigma_K = \sigma_C$$

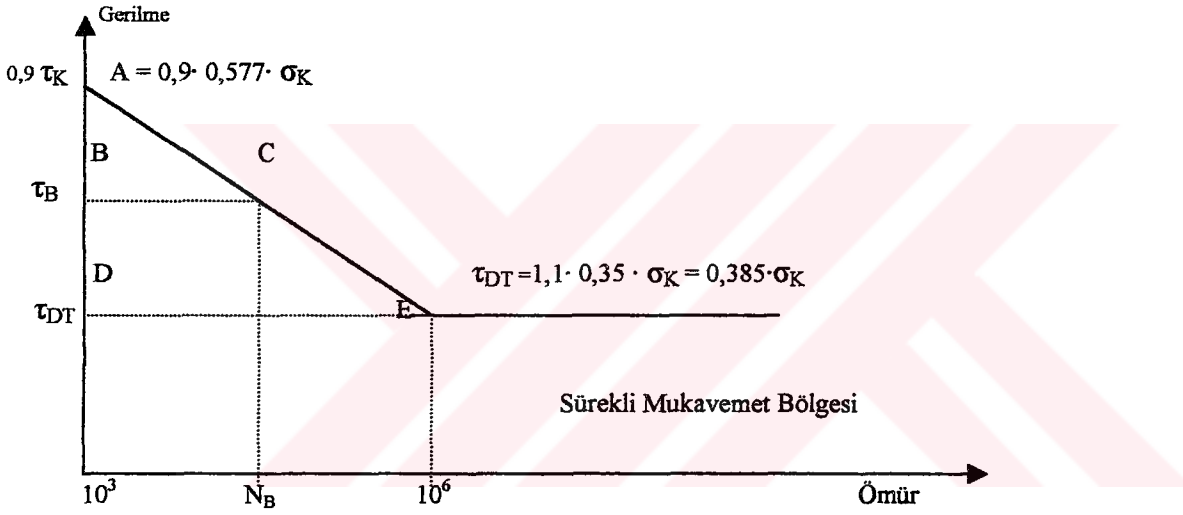
$$\sigma_C = (0,9 - 0,1 \cdot \log N_C) \cdot \sigma_K \quad (4.7)$$

Genelleştirilmiş olarak yazılmış olan bu bağıntı çekme zorlanmalarında zaman mukavemeti (sürekli mukavemet) bölgesinde istenen ömür değerine tekabül eden gerilme değerini verir.

4.4.3 Burulma hali

Genel imalat çelikleri için dalgalı (titreşimli) burulma zorlanması haline ait Wöhler diyagramı aşağıdaki gibi çizilir.

Genel olarak burulma zorlanmalarında $\tau_D = 0,35 \cdot \sigma_K$ alınır. τ_{DT} değeri ise $\tau_{DT} = 1,1 \cdot \tau_D$ olarak alınır. Bu iki eşitlikten $\tau_{DT} = 1,1 \cdot 0,35 \cdot \sigma_K = 0,385 \cdot \sigma_K$ elde edilir.



Şekil 4.4 Burulma gerilmesi için Wöhler diyagramı

Her zaman olduğu gibi ömür ve gerilme değerlerinin bağıntılarının ortaya çıkarılmasında ABC ve ADE üçgenlerinin benzerliklerinden faydalanılacaktır.

$$\frac{\overline{AB}}{\overline{AD}} = \frac{\overline{BC}}{\overline{DE}}$$

$$\overline{AB} = 0,9 \cdot 0,577 \cdot \sigma_K - \tau_B = 0,52 \cdot \sigma_K - \tau_B$$

$$\overline{AD} = 0,52 \cdot \sigma_K - 0,385 \cdot \sigma_K$$

$$\overline{BC} = \log N_E - \log 10^3$$

$$\overline{DE} = \log 10^6 - \log 10^3$$

Bu değerler üçgenlerin benzerliğinden elde ettiğimiz orantıda yerine koyulursa aşağıdaki gibi bir bağıntı elde edilir.

$$\frac{0,52 \cdot \sigma_K - \tau_B}{0,52 \cdot \sigma_K - 0,385 \cdot \sigma_K} = \frac{\log N_B - \log 10^3}{\log 10^6 - \log 10^3}$$

$$\frac{0,52 \cdot \sigma_K - \tau_B}{0,135 \cdot \sigma_K} = \frac{\log N_B - 3}{6 - 3}$$

$$\frac{0,52}{0,135} - \frac{\tau_B}{0,135 \cdot \sigma_K} = \frac{\log N_B - 3}{3}$$

$$3 \cdot \left(3,85 - 7,4 \cdot \frac{\tau_B}{\sigma_K} \right) + 3 = \log N_B$$

$$\log N_B = 14,55 - 22,2 \cdot \frac{\tau_B}{\sigma_K} \quad (4.8)$$

Elde edilen bu bağıntı ile kopma gerilme değeri bilinen bir malzemenin belirlenen (veya istenen) bir burulma gerilmesi değerinde sahip olacağı ömrünü yük tekrarı olarak bulmak mümkündür.

Yine kopma gerilmesi belli bir malzemenin istenen bir ömrü sağlaması için zorlanması gereken burulma gerilme miktarı ise şu şekilde hesaplanabilir :

$$3,85 - 7,4 \cdot \frac{\tau_B}{\sigma_K} = \frac{\log N_B - 3}{3}$$

$$3,85 - \frac{\log N_B - 3}{3} = 7,4 \cdot \frac{\tau_B}{\sigma_K}$$

$$\left(\frac{3,85}{7,4} - \frac{\log N_B - 3}{3 \cdot 7,4} \right) \cdot \sigma_K = \tau_B$$

$$\left(\frac{3,85}{7,4} - \frac{1}{3 \cdot 7,4} \cdot \log N_B \right) \cdot \sigma_K = \tau_B$$

$$\tau_B = (0,52 - 0,045 \cdot \log N_B) \cdot \sigma_K \quad (4.9)$$

Genelleştirilmiş olarak yazılmış olan bu bağıntı burulma zorlanmalarında zaman mukavemeti (sürelî mukavemet) bölgesinde istenen ömür değerine tekabül eden gerilme değerini verir.

Malzeme	Dinamik Zorlanmalar					
	Çekme		Eğilme		Burulma (Torsiyon)	
	σ_D	σ_{DT}	σ_D	σ_{DT}	τ_D	τ_{DT}
Genel İmalat Ç.	$0,45\sigma_K$	$1,3\sigma_D$	$0,49\sigma_K$	$1,5\sigma_D$	$0,35\sigma_K$	$1,1\sigma_D$
İslah Ç.	$0,41\sigma_K$	$1,7\sigma_D$	$0,44\sigma_K$	$1,7\sigma_D$	$0,30\sigma_K$	$1,6\sigma_D$
Sementasyon Ç.	$0,40\sigma_K$	$1,6\sigma_D$	$0,41\sigma_K$	$1,7\sigma_D$	$0,30\sigma_K$	$1,4\sigma_D$
Dökme Demir	$0,25\sigma_K$	$1,6\sigma_D$	-	-	$0,36\sigma_K$	$1,6\sigma_D$
Hafif Metal	$0,30\sigma_K$	-	-	-	$0,25\sigma_K$	-

Çizelge 4.1 Malzemelerin değişik zorlanmalardaki gerilme değeri katsayıları

5. VİRAJLARDAKİ EMNİYETLİ EN YÜKSEK HIZLAR

Araç viraja girdiğinde ağırlık merkezine etkidiği düşünülen viraj yarıçapına bağlı olarak merkezkaç kuvvetleri oluşacaktır. Bu kuvvetler U-profilinden imal edilmiş olan şaside burulma gerilmeleri oluşturacaktır. Bu merkezkaç kuvvetleri aşağıdaki bağıntılarla tanımlanabilir.

F_m : Merkezkaç kuvveti

m : Aracın kütlesi

V : Aracın viraja giriş hızı

r : Viraj yarıçapı

G : Aracın ağırlığı

s : İz genişliği (Sol ve sağ tekerlek arasındaki açıklık)

h : Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği

$$F_m = \frac{m \cdot V^2}{r} \quad (5.1)$$

$$G \cdot \frac{s}{2} \geq F_m \cdot h \quad (5.2)$$

$$G \cdot \frac{s}{2} \cdot r \cdot \frac{1}{m \cdot h} \geq V^2$$

$$\sqrt{G \cdot \frac{s}{2} \cdot \frac{r}{m \cdot h}} = V \quad (5.3)$$

\Rightarrow r yarıçapına sahip bir virajda devrilmeden ulaşılacak en yüksek hız.

Birim Doğrulaması :

$$\sqrt{N \cdot \frac{m}{2} \cdot \frac{m}{kg \cdot m}} = \sqrt{\frac{kg \cdot m}{s^2} \cdot \frac{m}{2} \cdot \frac{m}{kg \cdot m}} = \sqrt{\frac{m^2}{s^2}} = \frac{m}{s}$$

5.1 Değişik Yarıçaplı Virajlarda En Yüksek Hız Hesapları :

Aracın minimum dönme yarıçapı 6,5 m olduğu için hesaplara bu değerden başlanmıştır.

r=6,5 m

$$V = \sqrt{21420 \text{ N} \cdot \frac{1,45 \text{ m}}{2} \cdot \frac{6,5 \text{ m}}{2142 \text{ kg} \cdot 0,696 \text{ m}}} = \sqrt{67,7 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}} = 8,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

→ ya da $V=29,52 \text{ km/h}$

r=8 m

$$V = \sqrt{21420 \text{ N} \cdot \frac{1,45 \text{ m}}{2} \cdot \frac{8 \text{ m}}{2142 \text{ kg} \cdot 0,696 \text{ m}}} = \sqrt{83,3 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}} = 9,1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

→ ya da $V=32,76 \text{ km/h}$

r=10 m

$$V = \sqrt{21420 \text{ N} \cdot \frac{1,45 \text{ m}}{2} \cdot \frac{10 \text{ m}}{2142 \text{ kg} \cdot 0,696 \text{ m}}} = \sqrt{104,16 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}} = 10,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

→ ya da $V=36,72 \text{ km/h}$

r=15 m

$$V = \sqrt{21420 \text{ N} \cdot \frac{1,45 \text{ m}}{2} \cdot \frac{15 \text{ m}}{2142 \text{ kg} \cdot 0,696 \text{ m}}} = \sqrt{156,25 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}} = 12,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

→ ya da $V=45 \text{ km/h}$

r=40 m

$$V = \sqrt{21420 \text{ N} \cdot \frac{1,45 \text{ m}}{2} \cdot \frac{40 \text{ m}}{2142 \text{ kg} \cdot 0,696 \text{ m}}} = \sqrt{416,6 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}} = 20,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

→ ya da $V=73,4 \text{ km/h}$ **r=60 m**

$$V = \sqrt{21420 \text{ N} \cdot \frac{1,45 \text{ m}}{2} \cdot \frac{60 \text{ m}}{2142 \text{ kg} \cdot 0,696 \text{ m}}} = \sqrt{625 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}} = 25 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

→ ya da $V=90 \text{ km/h}$ **r=80 m**

$$V = \sqrt{21420 \text{ N} \cdot \frac{1,45 \text{ m}}{2} \cdot \frac{80 \text{ m}}{2142 \text{ kg} \cdot 0,696 \text{ m}}} = \sqrt{833,3 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}} = 28,86 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

→ ya da $V=103,9 \text{ km/h}$ **r=100 m**

$$V = \sqrt{21420 \text{ N} \cdot \frac{1,45 \text{ m}}{2} \cdot \frac{100 \text{ m}}{2142 \text{ kg} \cdot 0,696 \text{ m}}} = \sqrt{1041,6 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}} = 32,27 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

→ ya da $V=116,2 \text{ km/h}$

r=120 m

$$V = \sqrt{21420 \text{ N} \cdot \frac{1,45 \text{ m}}{2} \cdot \frac{120 \text{ m}}{2142 \text{ kg} \cdot 0,696 \text{ m}}} = \sqrt{1250 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}} = 35,35 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

→ ya da $V=127,3 \text{ km/h}$

r=140 m

$$V = \sqrt{21420 \text{ N} \cdot \frac{1,45 \text{ m}}{2} \cdot \frac{140 \text{ m}}{2142 \text{ kg} \cdot 0,696 \text{ m}}} = \sqrt{1458,3 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}} = 38,18 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

→ ya da $V=137,4 \text{ km/h}$

6. HIZLARA GÖRE MERKEZKAÇ KUVVETİ TARAMASI

Virajlarda Oluşan Merkezkaç Kuvvetleri $r=140$ m

h [mm]	S/2 [mm]	m [kg]
696	725	2142

A noktasına göre moment alındığında F_m 'nin oluşturduğu momentin aracın ağırlığından doğan momentten küçük olduğu görülmelidir. Aksi takdirde araç viraja girdiğinde merkezkaç kuvveti yüzünden devrilecektir.

$r = 140$ m için merkezkaç kuvveti hesapları

r [m]	V [km/h]	V [m/s]	F_m [N]
140	10	2,7778	118,06
	20	5,5556	472,22
	30	8,3333	1062,5
	40	11,1111	1888,9
	50	13,889	2951,4
	60	16,667	4250
	70	19,444	5784,7
	80	22,222	7555,6
	90	25	9562,5

$G \cdot S/2 =$	1552950 Nmm	$F_m \cdot h =$	V [km/h]
		82167 Nmm	10
		328667 Nmm	20
		739500 Nmm	30
		1314667 Nmm	40
		2054167 Nmm	50
		2958000 Nmm	60
		4026167 Nmm	70
		5258667 Nmm	80
		6655500 Nmm	90

Aracın en yüksek hızı olan 90 km/h'de bile araç devrilmez.

Bu hızda oluşan merkezkaç kuvvetinden doğan moment $F_m \cdot h \leq G \cdot s/2$

$$6655500 \text{ Nmm} < 15529500 \text{ Nmm'dir.}$$

Virajlarda Oluşan Merkezkaç Kuvvetleri $r=120 \text{ m}$

h [mm]	S/2 [mm]	m [kg]
696	725	2142

A noktasına göre moment alındığında F_m 'nin oluşturduğu momentin aracın ağırlığından doğan momentten küçük olduğu görülmelidir. Aksi takdirde araç viraja girdiğinde merkezkaç kuvveti yüzünden devrilecektir.

$r = 120 \text{ m}$ için merkezkaç kuvveti hesapları:

r [m]	V [km/h]	V [m/s]	F_m [N]
120	10	2,7778	137,73
120	20	5,5556	550,93
	30	8,3333	1239,6
	40	11,111	2203,7
	50	13,889	3443,3
	60	16,667	4958,3
	70	19,444	6748,8
	80	22,222	8814,8
	90	25	11156

$G*S/2=$	2E+07		V [km/h]
$F_m*h =$	95861 Nmm		10
	383444 Nmm		20
	862750 Nmm		30
	1533778 Nmm		40
	2396528 Nmm		50
	3451000 Nmm		60
	4697194 Nmm		70
	6135111 Nmm		80
	7764750 Nmm		90

Aracın en yüksek hızı olan 90 km/h'de bile araç devrilmez.

Bu hızda merkezkaç kuvvetinden doğan moment $F_m*h[G*s/2$

7764750 < 15529500 Nmm'dir.

Virajlarda Oluşan Merkezkaç Kuvvetleri $r=100$ m

h [mm]	S/2 [mm]	m [kg]
696	725	2142

A noktasına göre moment alındığında F_m 'nin oluşturduğu momentin aracın ağırlığından doğan momentten küçük olduğu görülmelidir. Aksi taktirde araç viraja girdiğinde merkezkaç kuvveti yüzünden devrilecektir.

$r = 100$ m için merkezkaç kuvveti hesapları

r [m]	V [km/h]	V [m/s]	F_m [N]
100	10	2,777778	165,2778
	20	5,555556	661,1111
	30	8,333333	1487,5
	40	11,111111	2644,444

50	13,88889	4131,944
60	16,66667	5950
70	19,44444	8098,611
80	22,22222	10577,78
90	25	13387,5

		V [km/h]
G*S/2= 15529500	Fm*h =	115033,3 Nmm
		460133,3 Nmm
		1035300 Nmm
		1840533 Nmm
		2875833 Nmm
		4141200 Nmm
		5636633 Nmm
		7362133 Nmm
		9317700 Nmm

Aracın en yüksek hızı olan 90 km/h'de bile araç devrilmez.

Bu hızda oluşan merkezkaç kuvveti Bu hızda oluşan merkezkaç kuvveti

$$F_m * h \leq G * s / 2$$

9317700 Nmm < 15529500 Nmm'dir.

Virajlarda Oluşan Merkezkaç Kuvvetleri $r=80$ m

h [mm]	S/2 [mm]	m [kg]
696	725	2142

A noktasına göre moment alındığında F_m 'nin oluşturduğu momentin aracın ağırlığından doğan momentten küçük olduğu görülmelidir. Aksi takdirde araç viraja girdiğinde merkezkaç kuvveti yüzünden devrilecektir.

r = 80 m için merkezkaç kuvveti hesapları

r [m]	V [km/h]	V [m/s]	Fm [N]
80	10	2,777778	206,5972
	20	5,555556	826,3889
	30	8,333333	1859,375
	40	11,11111	3305,556
	50	13,88889	5164,931
	60	16,66667	7437,5
	70	19,44444	10123,26
	80	22,22222	13222,22
	90	25	16734,38

		V [km/h]
G*S/2= 15529500	Fm*h =	143791,7 Nmm
		575166,7 Nmm
		1294125 Nmm
		2300667 Nmm
		3594792 Nmm
		5176500 Nmm
		7045792 Nmm
		9202667 Nmm
		11647125 Nmm

Aracın en yüksek hızı olan 90 km/h'de bile araç devrilmez.

Bu hızda merkezkaç kuvvetinden doğan moment $F_m * h \leq G * S / 2$

11647125 < 1552950 Nmm'dir.

Virajlarda Oluşan Merkezkaç Kuvvetleri $r=60$ m

h [mm]	S/2 [mm]	m [kg]
696	725	2142

A noktasına göre moment alındığında F_m 'nin oluşturduğu momentin aracın ağırlığından doğan momentten küçük olduğu görülmelidir. Aksi takdirde araç viraja girdiğinde merkezkaç kuvveti yüzünden devrilecektir.

$r = 60$ m için merkezkaç kuvveti hesapları

r [m]	V [km/h]	V [m/s]	F_m [N]
60	10	2,7778	275,46
	20	5,5556	1101,9
	30	8,3333	2479,2
	40	11,111	4407,4
	50	13,889	6886,6
	60	16,667	9916,7
	70	19,444	13498
	80	22,222	17630
	90	25	22313

$G*S/2=$	$F_m*h =$	V [km/h]
15529500	191722 Nmm	10
	766889 Nmm	20
	1725500 Nmm	30
	3067556 Nmm	40
	4793056 Nmm	50
	6902000 Nmm	60
	9394389 Nmm	70
	12270222 Nmm	80
	15529500 Nmm	90

Aracın en yüksek hızı olan 90 km/h'yi geçince araç devrilir.

Bu hızda merkezkaç kuvvetinden doğan moment $F_m \cdot h \leq G \cdot S/2$

$$15529500 = 15529500 \text{ Nmm'dir.}$$

Virajlarda Oluşan Merkezkaç Kuvvetleri $r=40 \text{ m}$

h [mm]	S/2 [mm]	m [kg]
696	725	2142

A noktasına göre moment alındığında F_m 'nin oluşturduğu momentin aracın ağırlığından doğan momentten küçük olduğu görülmelidir. Aksi takdirde araç viraja girdiğinde merkezkaç kuvveti yüzünden devrilecektir.

$r = 40 \text{ m}$ için merkezkaç kuvveti hesapları

r [m]	V [km/h]	V [m/s]	F_m [N]
40	10	2,777778	413,1944
	20	5,555556	1652,778
	30	8,333333	3718,75
	40	11,111111	6611,111
	50	13,88889	10329,86
	60	16,66667	14875
	70	19,44444	20246,53
	80	22,22222	26444,44
	90	25	33468,75

$G \cdot S/2 =$	$F_m \cdot h =$	V [km/h]
15529500	287583,3 Nmm	10
	1150333 Nmm	20
	2588250 Nmm	30
	4601333 Nmm	40
	7189583 Nmm	50
	10353000 Nmm	60

14091583 Nmm	70
18405333 Nmm	80
23294250 Nmm	90

Aracın devrilmeden virajı alabileceği en yüksek hız 70 km/h'dir.

Bu hızda merkezkaç kuvvetinden doğan moment $F_m \cdot h \leq G \cdot s/2$

$$14091583 < 15529500 \text{ Nmm'dir.}$$

Virajlarda Oluşan Merkezkaç Kuvvetleri $r=30 \text{ m}$

h [mm]	S/2 [mm]	m [kg]
696	725	2142

A noktasına göre moment alındığında F_m 'nin oluşturduğu momentin aracın ağırlığından doğan momentten küçük olduğu görülmelidir. Aksi taktirde araç viraja girdiğinde merkezkaç kuvveti yüzünden devrilecektir.

$r = 30 \text{ m}$ için merkezkaç kuvveti hesapları

r [m]	V [km/h]	V [m/s]	F_m [N]
30	10	2,777778	550,9259
	20	5,555556	2203,704
	30	8,333333	4958,333
	40	11,111111	8814,815
	50	13,88889	13773,15
	60	16,66667	19833,33
	70	19,44444	26995,37
	80	22,22222	35259,26
	90	25	44625

		V [km/h]
$G*s/2=$	15529500	
$F_m*h =$	383444,4 Nmm	10
	1533778 Nmm	20
	3451000 Nmm	30
	6135111 Nmm	40
	9586111 Nmm	50
	13804000 Nmm	60
	18788778 Nmm	70
	24540444 Nmm	80
	31059000 Nmm	90

Aracın devrilmeden virajı alabileceği en yüksek hız 60 km/h'dir.

Bu hızda merkezkaç kuvvetinden doğan moment $F_m*h \leq G*s/2$

$$13804000 < 15529500 \text{ Nmm'dir.}$$

Virajlarda Oluşan Merkezkaç Kuvvetleri $r=20$ m

h [mm]	S/2 [mm]	m [kg]
696	725	2142

A noktasına göre moment alındığında F_m 'nin oluşturduğu momentin aracın ağırlığından doğan momentten küçük olduğu görülmelidir. Aksi takdirde araç viraja girdiğinde merkezkaç kuvveti yüzünden devrilecektir.

$r = 20$ m için merkezkaç kuvveti hesapları

r [m]	V [km/h]	V [m/s]	F_m [N]
20	10	2,777778	826,3889
	20	5,555556	3305,556
	30	8,333333	7437,5
	40	11,111111	13222,22
	50	13,888889	20659,72

	60	16,66667	29750
	70	19,44444	40493,06
	80	22,22222	52888,89
	90	25	66937,5

$$G \cdot S/2 = 15529500$$

	$F_m \cdot h =$	V [km/h]
	575166,7 Nmm	10
	2300667 Nmm	20
	5176500 Nmm	30
	9202667 Nmm	40
	14379167 Nmm	50
	20706000 Nmm	60
	28183167 Nmm	70
	36810667 Nmm	80
	46588500 Nmm	90

Aracın devrilmeden virajı alabileceği en yüksek hız 50 km/h'dir.

Bu hızda oluşan merkezkaç kuvveti $F_m \cdot h \leq G \cdot s/2$

$$14379167 < 15529500 \text{ Nmm'dir.}$$

Virajlarda Oluşan Merkezkaç Kuvvetleri $r=15 \text{ m}$

S : İz Genişliği = 1450 mm

h : Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği = 696 mm

F_m : Araç viraja girdiğinde oluşan merkezkaç kuvveti

m : Aracın dolu haldeki kütlesi = 2142 kg

G : Aracın ağırlığı = 2142 daN

r : Viraj yarıçapı

V : Aracın viraja giriş hızı [m/s]

$r = 15 \text{ m}$ için merkezkaç kuvveti hesapları

A noktasına göre moment alındığında F_m 'nin oluşturduğu momentin aracın ağırlığından doğan

momentten küçük olduğu görülmelidir. Aksi takdirde araç viraja girdiğinde merkezkaç kuvveti yüzünden devrilecektir.

h [mm]	S/2 [mm]	m [kg]
696	725	2142

r [m]	V [km/h]	V [m/s]	Fm [N]
15	10	2,777778	1101,852
	20	5,555556	4407,407
	30	8,333333	9916,667
	40	11,111111	17629,63
	50	13,88889	27546,3
	60	16,66667	39666,67
	70	19,44444	53990,74
	80	22,22222	70518,52
	90	25	89250

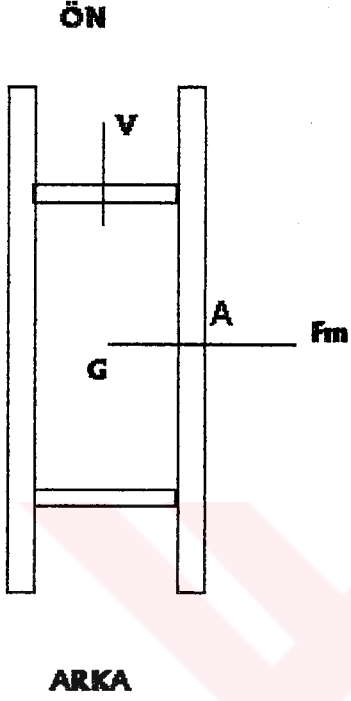
Aracın Ağırlığının A Noktasına Göre Oluşturduğu Moment

$$G \cdot S/2 = 15529500$$

Merkezkaç Kuvveti Fm'nin A Noktasına Göre Oluşturduğu Moment

Fm * h =	V [km/h]
766888,9 Nmm	10
3067556 Nmm	20
6902000 Nmm	30
12270222 Nmm	40
19172222 Nmm	50
27608000 Nmm	60
37577556 Nmm	70
49080889 Nmm	80
62118000 Nmm	90

Aracın devrilmeden virajı alabileceği en yüksek hız 40 km/h'dir.
Bu hızda merkezkaç kuvvetinden doğan moment $F_m \cdot h \leq G \cdot s/2$
 $12270222 < 1552950 \text{ Nmm}$ 'dir.



Şekil 6.1 Virajda etkili olan kuvvetler

7.ÖMÜR HESAPLARI

Araç işletme sırasında değişik viteslerde çalışacaktır.Şasi değişik viteslerde değişik yüklenmelere maruz kalacaktır.Bu yükler vites değişikleri sırasındaki hızlanma, yani ivmelerden oluşacaktır.

Aracın ölçülen değerlerine göre, araç 11 s'de 60 km/h'ye ulaşmaktadır.

Arka sayfalardaki maksimum eğilme momenti $M_{e_{max}}$ 'ı hesaplanmasında ilgili konu başlıkları altındaki moment bağıntıları kullanılmıştır.



Genel Hizmet Aracının Şasisinin Ömür Hesapları

Değişik Viteslerdeki İvmelerden Doğan Şasi Yükleri

Hızlanma Süresi $t=6$ s

6 s için	F_A [daN]	Moment M_e [daNmm]	Gerilme [daN/mm ²]	S	M_a [daNmm]	F_a [N]
1.Vites	434,38	783034,88	26,27	10,46	44578,23	2777,46
2.Vites	433,31	784357,83	26,31	10,44	47729,65	2973,81
3.Vites	424,06	795735,20	26,69	10,30	74831,84	4662,42
4.Vites	414,28	807762,02	27,10	10,14	103481,09	6447,42

Çalışma oranları

1.Vites C_1 :	0,048
2.Vites C_2 :	0,012
3.Vites C_3 :	0,313
4.Vites C_4 :	0,519

G_K [N/mm ²]	G_D	G_{DT}				Gerilme [daN/mm ²]	
485	237,65	356,47	$\log Ne_1$:	18,3652091	Ne_1 :	2,3E+18	26,2719
485	237,65	356,47	$\log Ne_2$:	18,3635452	Ne_2 :	2,3E+18	26,3163
485	237,65	356,47	$\log Ne_3$:	18,3492364	Ne_3 :	2,2E+18	26,698
485	237,65	356,47	$\log Ne_4$:	18,3341107	Ne_4 :	2,2E+18	27,1016
						N_{top} :	9E+18

Çalışma Oranlarına Göre Eşdeğer Ömür

1/ Ne_5 :

4,064E-19

Ne_5 :	2,5E+18
----------	---------

Kabuller ve seçimler

Eğilme zorlanması (ön veya arka tekerleklerin çift olarak aynı anda engelle karşılaşması durumu)

Genel İmalat Çeliği St44

Titreşimli zorlanma

F_A : İvmeden doğan kuvvet de göz önünde bulundurulduğunda A (ön tekerlek) mesnetine etkiyen kuvvet

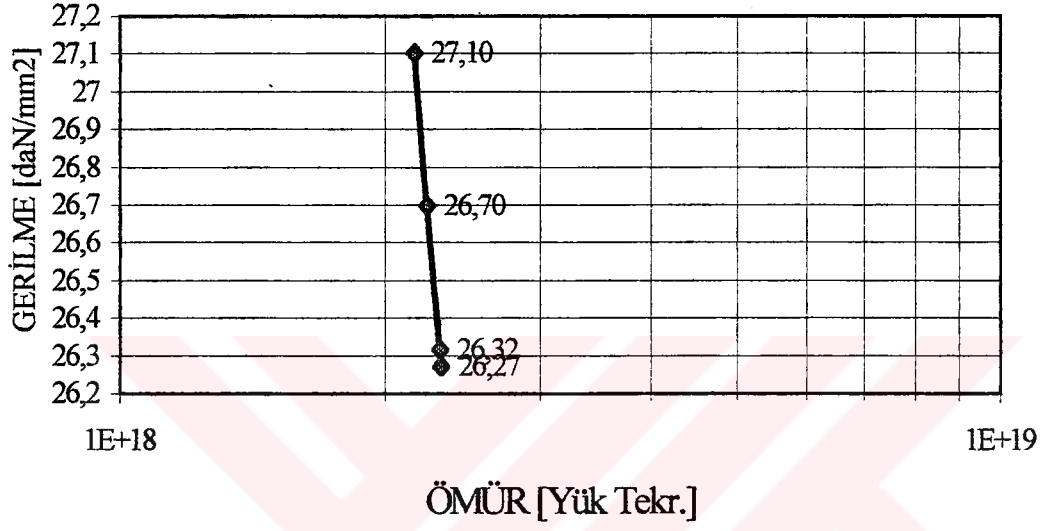
F_a : İvmeden doğan kuvvet.

M_a : İvmeden doğan kuvvetin şaside oluşturduğu moment (Şasinin yarısına göre hesap yapıldığı için F_a'nın oluşturduğu momenttir.)



t=6 s için elde edilen Wöhler diyagramı

WÖHLER DİYAGRAMI



Genel Hizmet Aracının Şasisinin Ömür Hesapları

Değişik Viteslerdeki İvmelerden Doğan Şasi Yükleri

Hızlanma Süresi $t=5$ s

5 s için	F_A [daN]	Moment M_e [daNmm]	Gerilme [daN/mm ²]	S	M_a [daNmm]	F_a [N]
1.Vites	431,34	786777,62	26,39	10,41	53493,84	3333
2.Vites	430,05	788365,16	26,45	10,39	57275,54	3568,6
3.Vites	418,95	802017,99	26,90	10,21	89798,14	5594,9
4.Vites	407,21	816450,17	27,39	10,03	124177,24	7736,9

Çalışma oranları

1.Vites C_1 :	0,048
2.Vites C_2 :	0,012
3.Vites C_3 :	0,313
4.Vites C_4 :	0,519

G_K [N/mm ²]	G_D	G_{DT}				
485	237,65	356,48	$\log N_{e1}$:	18,3605	N_{e1} :	2,3E+18
485	237,65	356,48	$\log N_{e2}$:	18,3585	N_{e2} :	2,3E+18
485	237,65	356,48	$\log N_{e3}$:	18,3413	N_{e3} :	2,2E+18
485	237,65	356,48	$\log N_{e4}$:	18,3232	N_{e4} :	2,1E+18
					N_{top} :	8,9E+18

Çalışma Oranlarına Göre Eşdeğer Ömür

$1/N_{eş}$:

4,154E-19

$N_{eş}$:	2E+18
------------	-------

Kabuller ve seçimler

Eğilme zorlanması (ön veya arka tekerleklerin çift olarak aynı anda engelle karşılaşması durumu)

Genel İmalat Çeliği St44

Titreşimli zorlanma

F_A : İvmeden doğan kuvvet de göz önünde bulundurulduğunda A (ön tekerlek) mesnetine etkileyen kuvvet

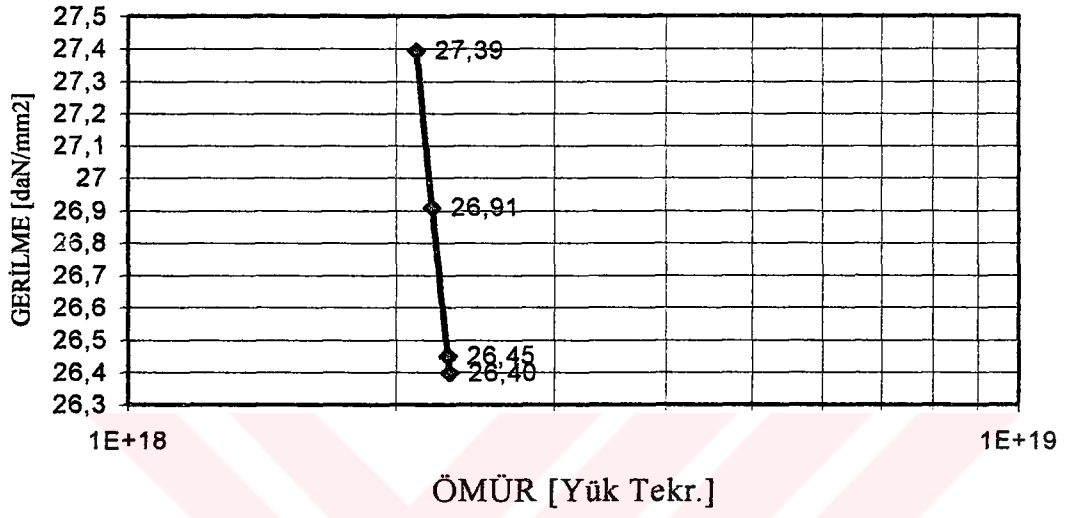
F_a : İvmeden doğan kuvvet.

M_a : İvmeden doğan kuvvetin şaside oluşturduğu moment (Şasinin yarısına göre hesap yapıldığı için $F_a/2$ 'nin oluşturduğu momenttir.)



t=5 s hızlanma süresi için elde edilen Wöhler diyagramı

WÖHLER DİYAGRAMI



Genel Hizmet Aracının Şasisinin Ömür Hesapları

Değişik Viteslerdeki İvmelerden Doğan Şasi Yükleri

Hızlanma Süresi $t=4$ s

4 s için	F_A [daN]	Moment M_e [daNmm]	Gerilme [daN/mm ²]	S	M_a [daNmm]	F_a [N]
1.Vites	426,77	792391,75	26,58	10,34	66867,34	4166,19
2.Vites	425,16	794383,35	26,65	10,31	71611,56	4461,78
3.Vites	411,29	811442,23	27,22	10,10	112247,76	6993,63
4.Vites	396,56	829554,62	27,83	9,88	155393,53	9681,84

Çalışma oranları

1.Vites C_1 :	0,048
2.Vites C_2 :	0,012
3.Vites C_3 :	0,313
4.Vites C_4 :	0,519

G_K [N/mm ²]	G_D	G_{DT}			
485	237,65	356,475	$\log N_{e1}$:	18,3534	N_{e1} : 2,3E+18
485	237,65	356,475	$\log N_{e2}$:	18,3509	N_{e2} : 2,2E+18
485	237,65	356,475	$\log N_{e3}$:	18,3295	N_{e3} : 2,1E+18
485	237,65	356,475	$\log N_{e4}$:	18,3067	N_{e4} : 2E+18
					N_{top} : 8,7E+18

Çalışma Oranlarına Göre Eşdeğer Ömür

1/ $N_{eş}$:

4,3E-19

$N_{eş}$: 2,3E+18

Kabuller ve seçimler

Eğilme zorlanması (ön veya arka tekerleklerin çift olarak aynı anda engelle karşılaşması durumu)

Genel İmalat Çeliği St44

Titreşimli zorlanma

F_A : İvmeden doğan kuvvet de göz önünde bulundurulduğunda A (ön tekerlek) mesnetine etkiyen kuvvet

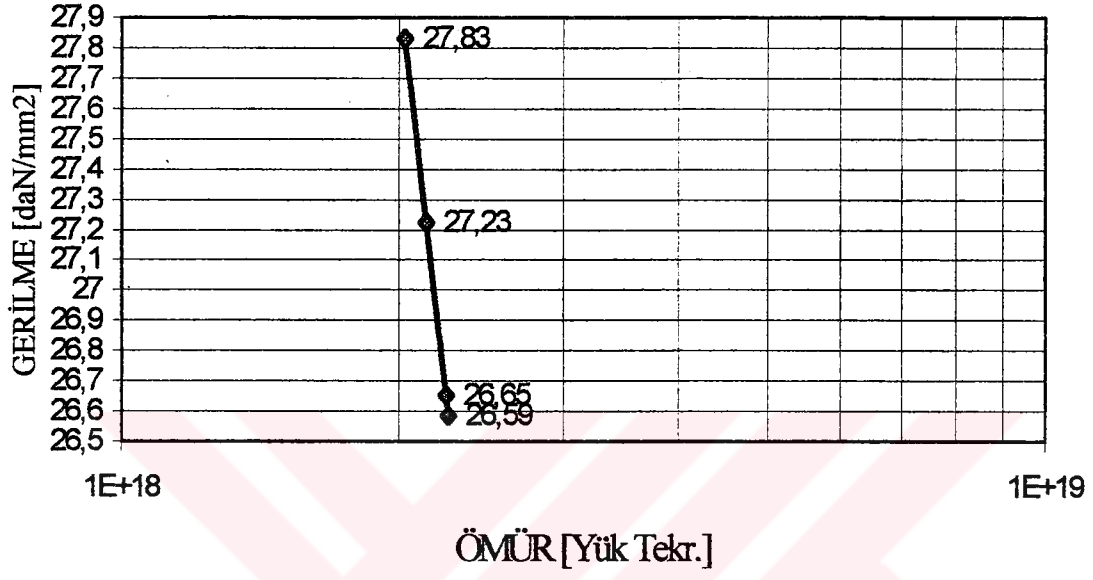
F_a : İvmeden doğan kuvvet.

M_a : İvmeden doğan kuvvetin şaside oluşturduğu moment (Şasinin yarısına göre hesap yapıldığı için $F_a/2$ 'nin oluşturduğu momenttir.)



t=4 s hızlanma süresi için elde edilen Wöhler diyagramı

WÖHLER DİYAGRAMI



Genel Hizmet Aracının Şasisinin Ömür Hesapları

Değişik Viteslerdeki İvmelerden Doğan Şasi Yükleri

Hızlanma Süresi $t=3$ s

3 s için	F_A [daN]	Moment M_e [daNmm]	Gerilme [daN/mm ²]	S	M_a [daNmm]	F_a [N]
1.Vites	419,18	801737,90	26,89	10,22	89130,94	5553,33
2.Vites	417,00	804410,55	26,98	10,18	95497,50	5950
3.Vites	398,53	827127,90	27,75	9,90	149612,80	9321,67
4.Vites	378,96	851202,89	28,55	9,62	206962,18	12894,80

Çalışma oranları

1.Vites C_1 :	0,048
2.Vites C_2 :	0,012
3.Vites C_3 :	0,313
4.Vites C_4 :	0,519

σ_K [N/mm ²]	σ_D	σ_{DT}		
485	237,65	356,475	logNe1 : 18,3417	Ne1 : 2,2E+18
485	237,65	356,475	logNe2 : 18,3383	Ne2 : 2,2E+18
485	237,65	356,475	logNe3 : 18,3098	Ne3 : 2E+18
485	237,65	356,475	logNe4 : 18,2795	Ne4 : 1,9E+18

Ntop : 8,3E+18

Çalışma Oranlarına Göre Eşdeğer Ömür

1/Neş :

4,53E-19

Neş :	2,2E+18
--------------	---------

Kabuller ve seçimler

Eğilme zorlanması (ön veya arka tekerleklerin çift olarak aynı anda engelle karşılaşması durumu)

Genel İmalat Çeliği St44

Titreşimli zorlanma

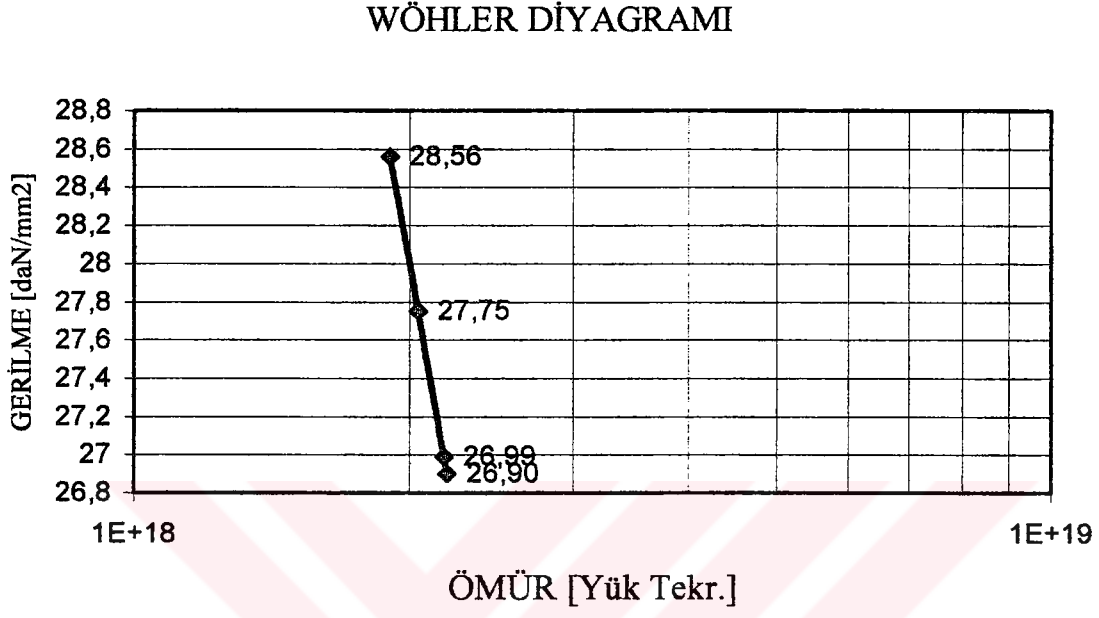
F_A : İvmeden doğan kuvvet de göz önünde bulundurulduğunda A (ön tekerlek) mesnetine etkiyen kuvvet

F_a : İvmeden doğan kuvvet.

M_a : İvmeden doğan kuvvetin şaside oluşturduğu moment (Şasinin yarısına göre hesap yapıldığı için $F_a/2$ 'nin oluşturduğu momenttir.)



t=3 s hızlanma süresi için elde edilen Wöhler diyagramı



Genel Hizmet Aracının Tümsek Darbelerine Göre Ömrü

Değişik Hızlarda Oluşan Tümsek Darbe Kuvvetleri F_R

Moment [daNmm]	Gerilme [daN/mm ²]	S	$F_R/2$ [N]	Ön aks tepkisi [N]
1061650	35,61985429	7,72041	1750	4495
1391960	46,70222049	5,88837	3693	4495
2176510	73,0249791	3,76583	8308	4495

Çalışma oranları

Arazide	0,2
Stabilize yolda	0,5
Asfaltta	0,3

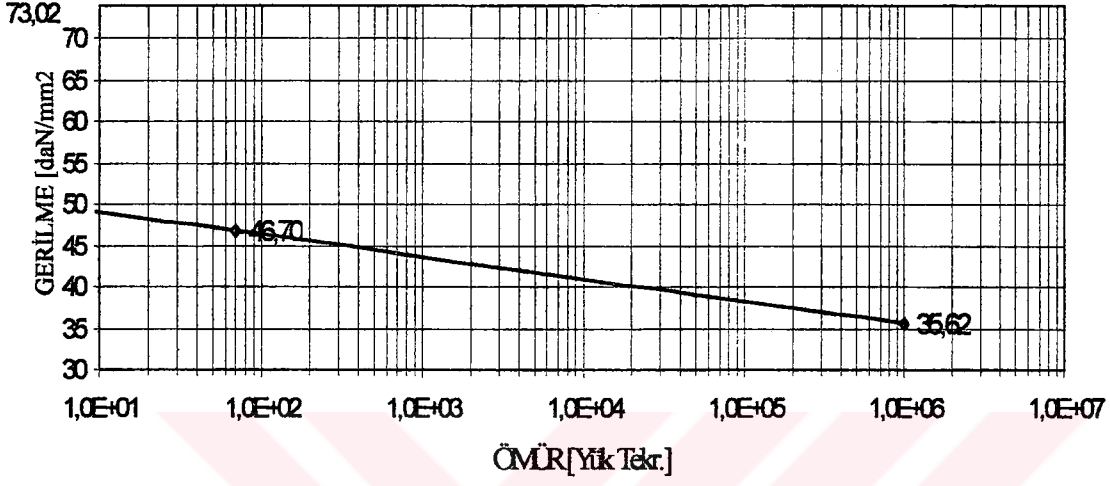
σ_K [N/mm ²]	σ_D	σ_{DT}			
48,5	23,765	35,6475	logNe1 :	5,998062866	Ne1 : 995549,5
48,5	23,765	35,6475	logNe2 :	1,843889311	Ne2 : 69,80545
48,5	23,765	35,6475	logNe3 :	-8,02307464	Ne3 : 9,48E-09
					Ntop : 995619,3

Çalışma Oranlarına Göre Eşdeğer Ömür

1/Neş :

31637043,75

Neş : 3,1609E-08

Tümsek ve çukur darbeleri için elde edilen Wöhler diyagramı**WÖHLER DİYAGRAM**

8.SONUÇLAR

Araç vites değişikliklerinde en yüksek ivmede bile $6,4 \cdot 10^8$ yüktekrarı ömrü sağlayabilmektedir.

Araç caddede 90 km/h hızla 200 mm'lik çukur veya tümseklerle karşılaşırda hasar meydana geliyor.Ancak şosede 60 km/h ve arazide 40 km/h hızla giderse belli bir ömre sahip oluyor.Ancak bu değerler sistemin tamamen rijiy olduğu ve tümsek ve çukur darbelerinin doğrudan şasiye iletildiği, yani en tehlikeli durumda sözkonusudur.

Gerçekte ise lastiklerin, amortisörlerin ve tüm aracın yay özelliğinden darbenin bir kısmı şasiye ulaşmadan absorbe edilecektir.

Tümseklerin ani darbeler yaptığı düşünölmüştür.Ancak tüm çukur ve tümsekler parabole benzer bir yapıya sahiptir ve bu yüzden tümsek ve çukur tepkileri daha yumuşak bir şekilde sisteme aktarılır.

KAYNAKLAR

CÜRGÜL, İ.,(1990), “Makina Elemanları 1. Cilt”, Y.Ü. Yayınları, Sayı: 206, Kocaeli

OYDAŞIK, Ş., “Mukavemet 1”, İnkılap ve Aka Kitabevleri

TAHRALI, N., DİKMEN F., (1995) “Konstrüksiyon Elemanlarında Güvenirlik ve Ömür Hesapları”, Y.T.Ü.Makine Fakültesi Sayı:303, İstanbul

TIMOSHENKO, S., (1956), “Cisimlerin Mukavemeti”, İstanbul



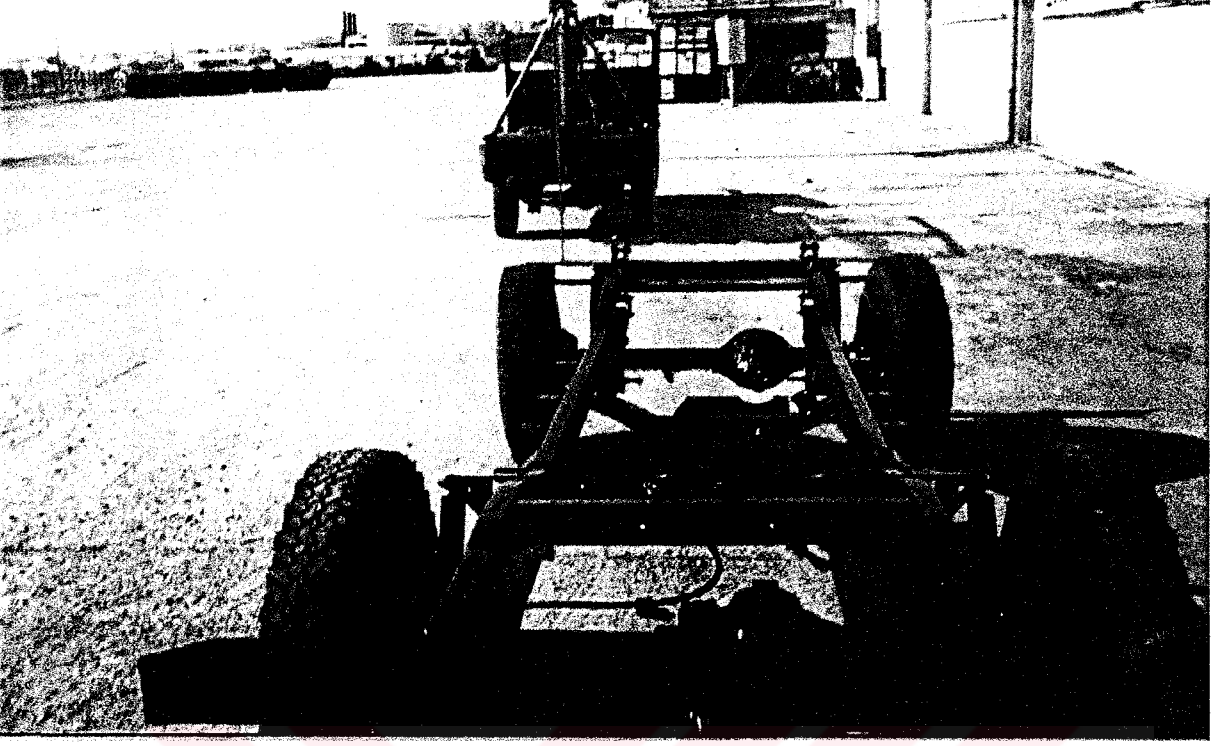
EKLER

Ek 1 Aracın fotoğrafları

Ek 2 Aracın ağırlık merkezi ölçümleri

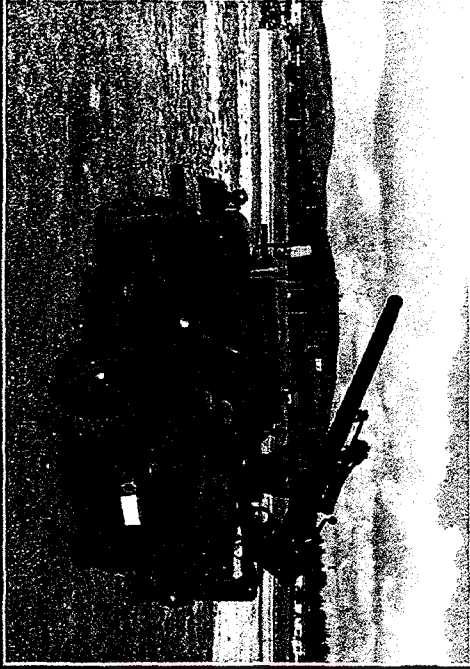


Ek 1



Resim : T-Model askeri aracın şasisinin önden görünüşü

Ek 1 devam



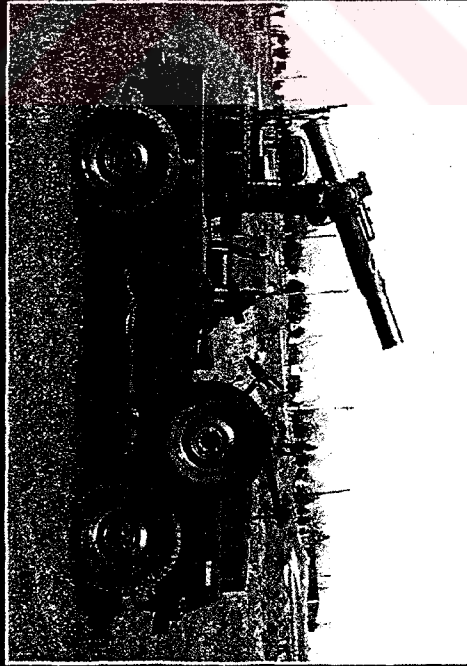
ORDUDONATIM



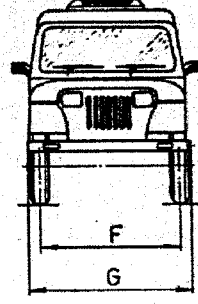
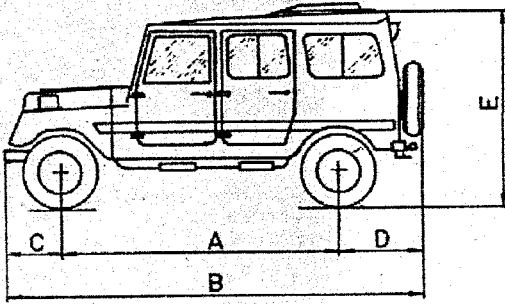
T
10-18



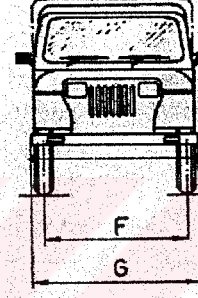
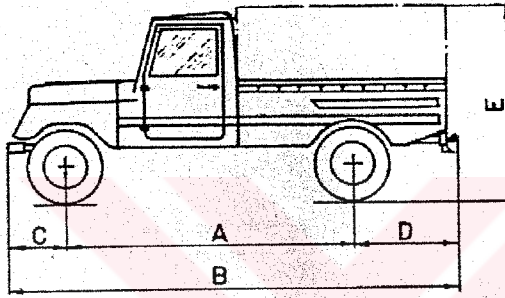
ANA TAM. FAB.



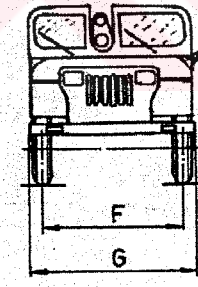
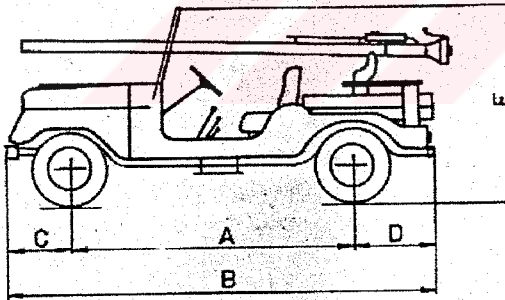
Ek 1 devam



**KOMUTA KONTROL ARACI
COMMAND & CONTROL VEHICLE**



**İDARİ HİZMET ARACI
GENERAL PURPOSE TRANSPORT
VEHICLE**



**GTT ARACI
RECOILLESS RIFLE VEHICLE**

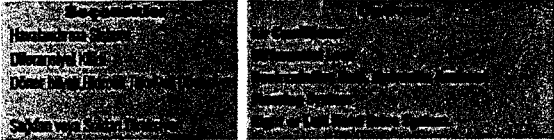
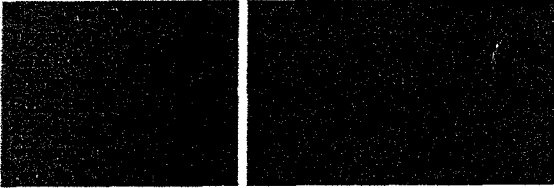
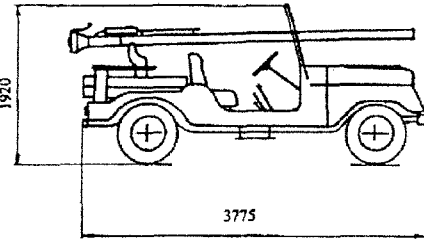
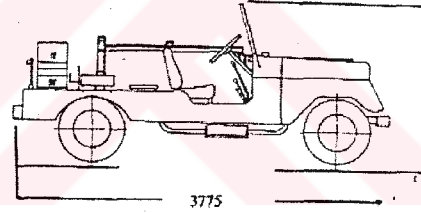
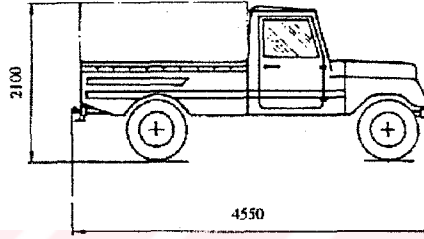
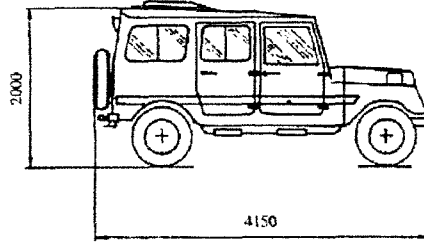
	A	B	C	D	E	F	G	H
	2930	4430	600	820	2110	1450	1720	2110
İDARİ HİZMET ARACI/ GENERAL PURPOSE TRANSPORT VEHICLE	2930	4550	600	1020	2100	1450	1720	
GTT ARACI/ RECOILLESS RIFLE VEHICLE	2550	3775	600	625	1920	1450	1720	

**1013.ÜNCÜ ORD. ANA TAMİR FAB. MÜDÜRLÜĞÜ TUZLA / İSTANBUL
TEL (SANTRAL): (0216) 395 98 69 - 395 10 15 - 395 98 70 70 FAX: (0216) 395 21 02**

Ek 1 devam

TEKNİK ÖZELLİKLER

Personel	6
Motor	2.0 Lİ OHC FORD motoru 2.8 Lİ OHC FORD motoru
Maksimum Güç	78 BG (DIN) / 4500 d/d (sa) 78 PS (DIN) / 4500 rpm
Maksimum Tork	14.6 Kgm. (DIN) (2000 d/d'da) 14.6 Kgm. (DIN) (2000 rpm)
Transmilyon	GTM-1: 4. Beşli, 1. çarş. vites GTM-1: 4 Beşli, 1 reverse gear
Vites Oranları	
1. vici	3.36:1
2. vici	2.30:1
3. vici	1.57:1
4. vici	1.00:1
Çarş.	2.25:1
Transfer	Spiner 18 hız / 2 kademe Spiner 18 / 2 speed
Transfer Oranları	
Yüksek	1.00:1
Açık	2.40:1
Direksiyon Sistemi	Döner bilye
Frein Sistemi	Reçineli bilye Servo hidrolik frenler Servo mekanik frenler
Elektrik Sistemi	12/24 Volt
Ağırlık (Kg)	
Bos	1700
Dolu	2200
Yük Kapasitesi (Kg)	500
Yakıt Sarfışı	11 Lt / 100 Km (90 Km/h sabit hızda) 11 Lt / 100 Km (40 km/h sabit hızda)
Lastikler	7.00-15



1013 NCÜ ORD. ANA TAM.FB.MD.LÜĞÜ TUZLA / İSTANBUL
TEL. (SANTRAL) : (0216) 395 10 15, 395 98 69, 395 98 70
FAX: (0216) 395 21 02 - OTO TEL: 810 - 2200 / 811 - 2060

AĞIRLIK MERKEZİ ÖLÇÜMLERİ

07 MART 1997, İ.T.Ü. MOTORLAR LABORATUVARI (AYAZAĞA)

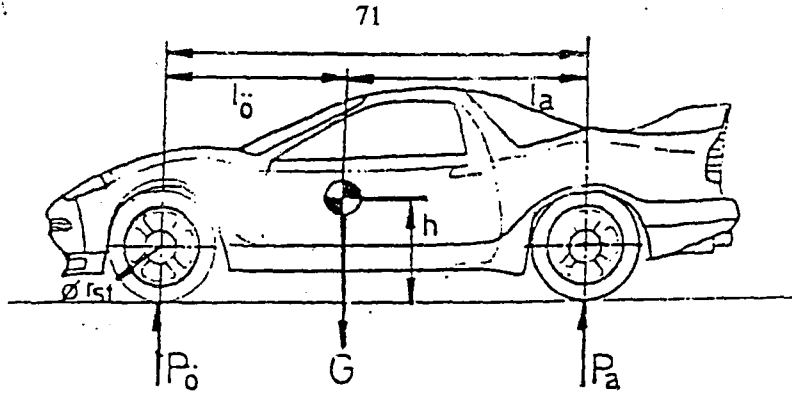
G	:	TAŞITIN AĞIRLIĞI [KG]
Fö	:	TAŞITIN ÖN AKS AĞIRLIĞI [KG]
Fa	:	TAŞITIN ARKA AKS AĞIRLIĞI [KG]
L	:	AKSLAR ARASI MESAFE [MM]
S	:	İZ GENİŞLİĞİ [MM]
Lö	:	AĞIRLIK MERKEZİNİN ÖN AKSA OLAN UZAKLIĞI [MM]
La	:	AĞIRLIK MERKEZİNİN ARKA AKSA OLAN UZAKLIĞI [MM]
h	:	AĞIRLIK MERKEZİNİN YERDEN YÜKSEKLİĞİ [MM]
H	:	TAŞIT AKSININ YERDEN KALDIRMA MESAFESİ [MM]
Rst	:	TEKERLEĞİN STATİK YARIÇAPI [MM]
FöH	:	TAŞITIN YERDEN H KADAR KALDIRILAN AKSININ AĞIRLIĞI [MM]

ARAÇLAR YÜKSÜZ DURUMDA

ARAÇ ADI	L	S	Rst	Fö	Fa	FöH	H	G	La	Lö	AÇI	h	DEVRİLME AÇILARI		
													YAN	ÖN / ARKA	YÖN
KOMUTA KONTROL	2930	1450	375	793	905	775	350	1698	1368	1562	6,86	633	48,9	65,2	ARKAYA
AMBULANS	2930	1450	375	754	1264	704	325	2028	1164	1826	6,37	1152	32,2	43,8	ARKAYA
ASKARAD	2930	1450	375	852	1570	810	365	2422	1031	1899	7,16	780	42,9	52,9	ARKAYA
6x6 KAROSERSİZ	1860	1640	396	1167	1263	1095	390	2430	893	967	12,10	653	51,5	53,8	ARKAYA

ARAÇLAR YÜKLÜ DURUMDA

ARAÇ ADI	L	S	Rst	Fö	Fa	FöH	H	G	La	Lö	AÇI	h	DEVRİLME AÇILARI		
													YAN	ÖN / ARKA	YÖN
KOMUTA KONTROL	2930	1450	375	899	1243	872	335	2142	1230	1700	6,57	696	46,2	60,5	ARKAYA
AMBULANS	2930	1450	375	837	1517	795	325	2354	1042	1888	6,37	843	40,7	51,0	ARKAYA
ASKARAD	LOAD CELL KAPASİTESİNİN SINIRLI OLMASI NEDENİYLE ÖLÇÜM YAPILAMADI														
6x6 KAROSERSİZ	1860	1640	396	1397	1290	1305	385	2687	967	893	11,95	697	49,6	54,2	ÖNE



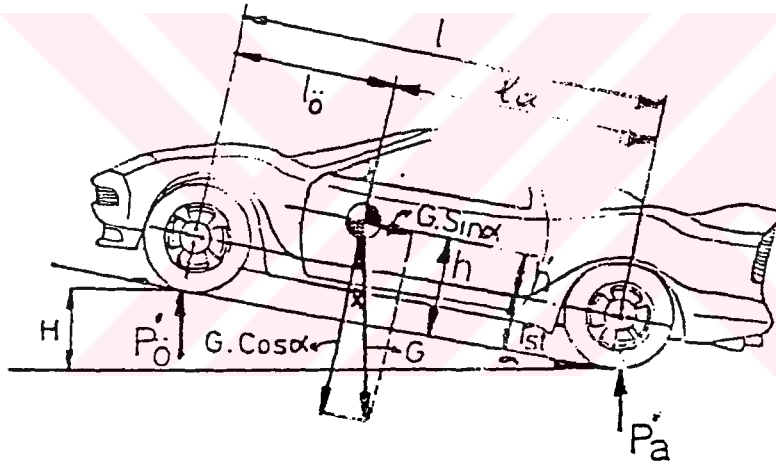
$$l = l_0 + l_a$$

Dikey kuvvetlerin eşitliğinden : (\uparrow +)

$$G = P_0 + P_a$$

Arka aksa göre moment alınır : (\curvearrowright +)

$$G \cdot l_a = P_0 \cdot l$$



$$\sin \alpha = \frac{H}{l}$$

Arka aksın tekerlek merkezine göre moment alınır : (\curvearrowright +)

$$P'_0 \cdot l \cdot \cos \alpha + G \cdot \sin \alpha \cdot h - G \cdot \cos \alpha \cdot l_a = 0$$

Ağırlık merkezinin yerden olan yüksekliği :

$$h + r_{st}$$

G : Tasıtın ağırlığı (N)

P_0 : Tasıtın ön aks ağırlığı (N)

P_a : Tasıtın arka aks ağırlığı (N)

l : Akslar arası mesafe (2.08 m) 2.50

l_0 : Ağırlık merkezinin ön aksa olan mesafesi (m)

l_a : Ağırlık merkezinin arka aksa olan mesafesi (m)

h : Ağırlık merkezinin yerden olan yüksekliği (m)

H : Tasıt aksının kaldırma mesafesi (m)

r_{st} : Tekerleğin statik yarıçapı (0.28 m)

P' : Tasıtın yerden kaldırılan aksının ağırlığı (N)



ÖZGEÇMİŞ	
Doğum Tarihi	11.06.1974
Doğum Yeri	Izmit
Lise	1985-1992
Lisans	1993-1997
Yüksek Lisans	1997-1999
Çalıştığı kurum	1997-1999
	Kutlu Ltd.Şti.
	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Müh. Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı
	Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü