

34749

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİNEK TAŞITLARINDA
TEKERLEK ASKI SİSTEMLERİNİN
DİZAYN VE
HESAP YÖNTEMLERİNİN
İNCELENMESİ**

Mak.Müh. Mehmet TAMER

F.B.E. Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Programında
hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof. İrfan YAVASLIOL

İSTANBUL, 1994

İÇİNDEKİLER

Sembol listesi	
Teşekkür	
Özet	
1. GİRİŞ	
TEKERLEK ASKI SİSTEMLERİ	1
1.1 Askı Sistemlerinin Çeşitleri	2
a. Katı Aks	2
b. Bağımsız Aks	3
2. HAREKET DÜZENİ MEKANIĞININ TANIMI	5
2.1 Tekerlek Deyme Noktasında Oluşan Kuvvetler	5
2.2 İşletmede Oluşan Kuvvetler	13
3. MUKAVEMET HESABI	15
3.1 Kabul Edilen Gerilmenin Hesabı	15
3.2 Malzeme Seçimi	25
3.3 Burulmada Oluşan Gerilme	27
3.4 Eğilmedeki Söz konusu Gerilme	28
3.5 Birleştirilmiş Zorlanmada Söz konusu Gerilme	33
3.5.1 En Büyük Eğilme Momentinin Olduğu Nokta	34
3.5.2 Somunun Çözülmesiyle Ortaya Çıkan Çeki Kuvveti	35
3.5.3 Malzeme ve Mukavemet Değerleri	37
3.5.4 Bütün Aksamaların Kesin Ölçüleri	38
3.6 Örnek Bir Aks Muylusunun Hesaplanması	39
3.6.1 Diğer Değerlerin Bulunması	40
3.6.2 Zaman Mukavemeti Hesabı	41
3.6.3 Zaman Mukavemeti	44
3.7 Arka Aks Milinin Hesaplanması	45

3.7.1 Diğer Değerlerin Bulunması	46
3.7.2 Dayanıklılık	47
3.7.3 Malzemenin Belirlenmesi	49
3.7.4 Zaman Mukavemeti Kontrolü	50
3.8 Bir Aks Milinin Hesaplanması	53
3.8.1 Malzeme Seçimi	53
3.8.2 Şaft Yarıçapının Hesaplanması	53
3.8.3 Mil Sonlarının Boyutlandırılması	54
4.HAREKET DÜZENİ AKSAMINDAKİ KUVVETLER	55
5.SABİT AKSLAR:KUVVETLER,MOMENTLER MUKAVEMET HESABI	59
5.1 Aksın incelenmesi	59
5.2 Sabit Aksın Hareketi	63
5.2.1 Normal Durumda Verilen Değerler	63
5.2.2 Tekerlek Değme Noktasındaki Kuvvetler	66
5.2.3 Aksın Zaman Zorlaması	68
5.2.4 Sükunetten Harekete Geçişte Aksın Kısa Süreli Zorlanması	71
5.2.5 Aksın Stabilize Yolda Seyir Esnasında Zorlanması	73
5.2.6 Hemzemin Geçitte Seyir Esnasında Aksın Zorlanması	74
5.2.7 Çubuk Aksın Kırılma ve Bükülmeye karşı Emniyeti	75
5.2.8 Sükunetten Harekete Geçişte İdare Kollarındaki Kuvvetler	76
5.2.9 Stabilize Yolda İdare Kolu Kuvvetleri	79
6.Mc.PHERSON YAY BACAĞINDAKİ KUVVETLER	81
6.1 Statik Yay ve Yatak Kuvvetlerinin Bulunması	81
6.2 Devamlı Sözkonusu Olan Kuvvetler	83
6.3 Sınırlı Süreli Ortaya Çıkan Kuvvetler	87

7.ÖRNEK ÇALIŞMA	91
7.1 Aks Taşıyıcı Milin Hesaplanması	91
7.2 Dayanıklılık	92
7.3 Bileşike Gerilme	94
7.4 Zaman Mukavemeti	95
7.5 Sabit Aksın Hareketi	105
7.6 Ön Aks Hesabı	114
7.7 Bir Başka Örnek için Çalışma	126

Ekler

Kaynaklar

Özgeçmiş

TEŞEKKÜR

Bu çalışmamın yönetimini kabul eden değerli hocam Sayın Prof. irfan YAVAŞLIOL ' a çalışmalarım süresince gösterdiği yakın ilgi ve kıymetli yardımları için teşekkür eder, saygılarımı sunarım.

Ayrıca yönlendirme ve araştırmalarda yardımcı olan kıymetli hocam Sayın Prof.Dr. Raif DURAK ' a teşekkür eder saygılar sunarım.

Mak. Müh. Mehmet TAMER

ÖZET

Askı Sistemleri , taşıtlarda tekerleğin araç gövdesine bağlanabilmesi için kullanılan elemanların oluşturduğu sistemdir.Bu bütün süspansiyon sistemini içermektedir.Taşıttın yol ile temasının sürekli olabilmesi ve seyir emniyeti için askı sistemi oldukça hassas bir konu oluşturmaktadır.

Bu çalışmada öncelikle kullanılan askı sistemlerinin örnekleri incelenmiştir. Kullanılan askı sistemlerinde oluşan kuvvetler incelenmiştir. Daha sonra bu kuvvetler gözönüne alınarak öncelikle konunun kısa anlatımı yapılmış, sonra formüllerle ifade edilmiştir. Bölüm sonlarında örnek taşıtlar için o konuya ait örnekler yapılmıştır.Bu örneklerde formüllerin hangi durumlarda kullanıldığı ve tablo ile grafiklerden değerlerin nasıl alındığı gösterilmiştir. Çalışmanın asıl amacı binek taşıtları için bir hesap yöntemi çıkarılmasıdır.Bu doğrultuda bir çalışma yapılarak genelleme-ye gidilmiştir.

Çalışmada daha sonra halen kullanılmakta olan Otosan Ford Taunus 1.6 GL modeli için bir inceleme yapılmış ve sonuçlar değerlendirilmiştir. Bu uygulama sonucu taşıttın çeşitli zorlama durumları için emniyet katsayıları çıkartılmıştır.

Tezde son olarak Tuzla Askeri Jeep Fabrika'sında üretilmekte olan jeepin katı aks sisteminin bağımsız aksa dönmesi için ön çalışma yapılmıştır.

SUMMARY

Suspension systems is used to connect the wheels to the vehicle body or frame. Suspension system includes all parts between tyre and body. Suspension system has to be prepared by taking a great care and pay attention during test.

In this study, first of all, examples of suspension systems which used and forces which occurred had been explained. Then using these forces expression of matter had been made shortly and determined by formula. At the end of contents for typical vehicle, examples that belongs that content had made. In this examples, where these formula used and how data took by figures had been showed. The main aim of this study, to take out a calculation method for vehicle. The study had been generalized in this way.

In this study for Otosan Ford Taunus 1.6 GL model that use now had been made examination and the results had been appraised at the end of this examination a safety coefficient had been taken out for various strength conditions.

Last , the study concerned an off-road vehicle to change its solid suspension system to independent suspension system this off-road vehicle is produced in Tuzla Military Jeep Factory.

Indisler	Birimi
G_h : Arka aks yükü	kg.
U_h : Arka aks ağırlığı	kg.
M_{dmax} : Maksimum itme momenti	kpm.
l_1 : 1. vites redüksiyonu	
l_2 : 2. vites redüksiyonu	
l_3 : 3. vites redüksiyonu	
l_4 : 4. vites redüksiyonu	
l_5 : 5. vites redüksiyonu	
l_D : Diferansiyel redüksiyonu	
η : Diferansiyel verimi	
r_{stat} : Statik tekerlek yarıçapı	mm.
r_{dyn} : Dinamik tekerlek yarıçapı	mm.
D : Tekerlek çapı	mm.
N_r : Tekerleğin taşıyabileceği maksimum yük	kp.
P_1 : Tekerleğin verilen basınç değeri	kp / cm ²
P_r : Tekerleğin dayanabileceği basınç değeri	kp / cm ²
k_1, k_2 : Tekerlek yükü çarpım faktörleri	
μ_{f1}, μ_{f2} : Yan form bağlantı değeri	
S_1, S_2 : Yan kuvvetler	kp.
σ_s : Malzemenin akma sınırı	kp / mm ²
G_v : Ön aks yükü	kg.
N_v : Yarım aks yükü	kg.
$U_v / 2$: Yarım aks ağırlığı	kg.
R_o : Idare kolu yarıçapı	mm.
M_e : Eğilme momenti	kpmm.
W_e : Kesit alanı	mm ²
σ_e : Malzemenin eğilme mukavemeti	kp / mm ²
σ_a : Malzemenin akma mukavemeti	kp / mm ²

GİRİŞ

1. TEKERLEK ASKI SİSTEMLERİ

Motorlu taşıtlarda, yolun düzgünlüğünün taşıta en aza indirgenerek iletilmesi için ve taşıtta güvenli bir seyir sağlanabilmesi için tekerleğin taşıta bağlanması için kullanılan sistemlerdir. Askı sistemlerine, bütün idare kolları, akslar, taşıyıcılar, poyralar, diskler, kampanalar, bağlantı civataları, helezon veya yaprak yaylar, amortisörlerle diğer yardımcı destek parçaları girmektedir.

Oldukça değişik yükleme koşullarında çalışan ve yüksek dinamik zorlamalara maruz kalan askı sisteminin başlıca görevi taşıtın seyir emniyetini sağlayabilmesidir. Beklenmeyen bir kuvvet karşısında taşıtın ve yolcuların güvenliği açısından deforme olması oldukça güç olan sistemlerdir. Tekerlek askı sistemini oluşturan elemanlar birbirlerine hareket edebilecek şekilde mafsallarla bağlanmıştır. Bu yüzden seyir esnasında oluşan kuvvetlerin katı bir yapıya etki etmesi yerine esnek bir hareket mekanizmasına etki ettirilir ve tekerlek tepkilerinden dolayı meydana gelen kuvvetin direkt olarak taşıt gövdesine etki etmesi yerine sönümlenmiş olarak iletilmesi sağlanır. Böylece taşıtta bulunan yolculara ve taşıt üzerindeki elemanlara oluşan titreşimin değeri azaltılarak hem yolcuların daha konforlu bir seyir gerçekleştirmesini sağlar, hemde taşıt elemanlarının daha uzun ömürlü olmasını ve bağlantıların zayıflama ihtimalinin azalmasını sağlar.

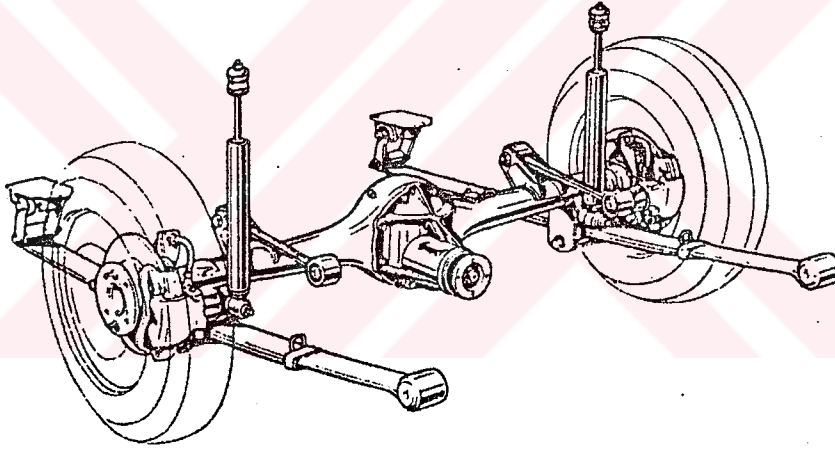
Eğer askı sistemleri olmasada tekerlek taşıta katı dönebilir şekilde bağlansaydı yolun bütün düzgünlüğü taşıta iletilirdi ve bu da taşıt gövdesinin birleşme yerlerinde zayıflamalara neden olurdu. Ayrıca yine katı bağlantı ile virajda ve düz yolda taşıtın doğrultu kontrolünün iyi yapılabilmesi, taşıtın tek bir doğrultudan gidebilmesi için gerekli olan kaster, kamber, toe-in, king-pin gibi açıları vermemiz ve ayarlamamız mümkün olmayacaktır.

İşte bütün bu olumsuz etkileri ortadan kaldırmak için tekerlekler, belli hesaplarla ortaya konmuş ve kontrolleri yapılmış çeşitli askı sistemleri ile bazen direkt taşıt gövdesine, bazen de önce bir ara koltuğa daha sonra bununla beraber taşıt gövdesine yerleştirilmiştir.

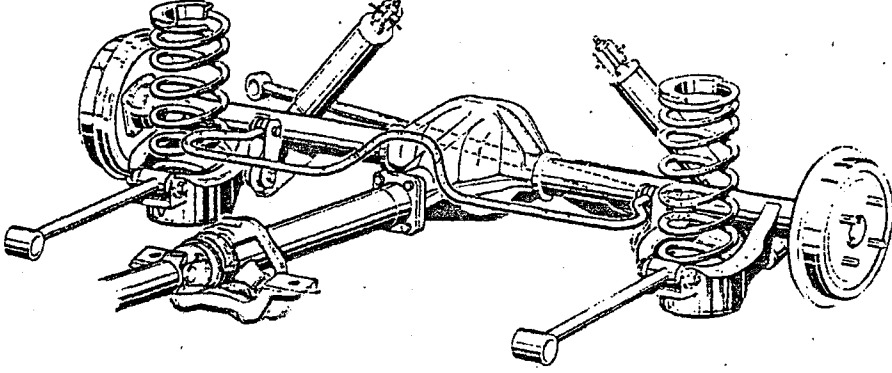
1.1. Askı Sistemleri Çeşitleri.

a) Katı Aks :

Bilinen en eski askı sistemlerindendir. Yaprak yaylarla ve idare kolları ile yönlendirilen tipleri hatalı bir takım özelliklerine rağmen halen bugün kamyon, otobüs ve römorklarda ön ve arka aks, otomobillerde ise arka aks olarak kullanılmaktadır. Bu tip aksın olumsuz yönleri ağır olması, bir tekerleğin yaylanması esnasında öbür tekerleğinde etkilenmesi, aksın yaylanması diferansiyel kovanının hareket etmesi nedeniyle yer gereksinimi ve bunun sonucu olarak bagaj hacminin küçülmesidir.



Şekil : 1.1.a Boyuna Yönde Yaprak Yaylarla ve Boyuna Yönde Yerleştirilmiş İdare Kolları ile Donatılmış Bir Otomobil Katı Aksı.

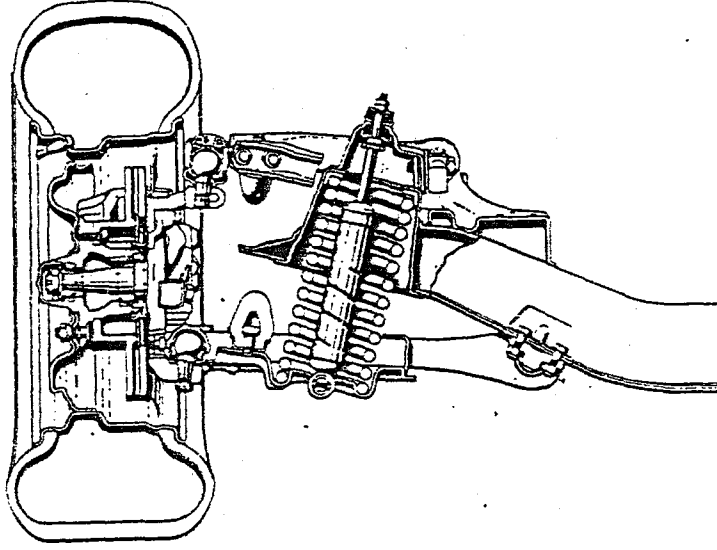


Şekil : 1.1.b. Boyuna Yerleştirilmiş İdare Kolları ve Helezon Yayla Donatılmış Bir Otomobil Katı Aksı.

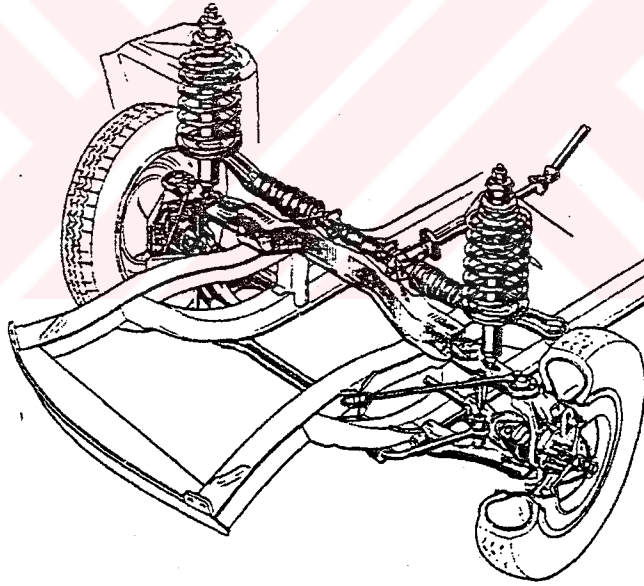
b) Bağımsız Aks :

Özellikle otomobillerde ön ve arka akslarda, yüksek hızların ve araç konforu yönünden tam bir tekerlek yönlendirmesinin söz konusu olduğu durumlarda kullanılan bir askı sistemidir.

Az hacim gereksinimi, hafif ve bir tarafın yaylanması esnasında diğer tarafa etki etmemesi bu sistemin avantajlarıdır. Sistemin hafif olması ve bağımsız olmasını bir yol tutma özelliği sağlamaktadır. Özellikle virajlı ve kasisli yol için oldukça uygun bir aks sistemidir. Bu iyi özelliklerine karşın, bu askı sisteminin de bazı hataları vardır ve bu yüzden katı askı sistemlerinin yerini tam olarak alamamışlardır. Bu sistemde alt ve üst kollar çok fazla kuvvete maruz kaldıkları için stabil yapılmalı ve hassas bir şekilde yataklanmalıdır. Bu askı sistemlerinde yuvarlanma eğiliminin getirdiği pozitif kamber açısının yaylanmanın yarattığı negatif kamber açısı ile düzeltmek her zaman mümkün olmadığından, aracın gövdesinin virajdaki yatma eğilimi tek tekerlek askı sistemlerinde amortisörlerin kullanımı ile mümkün mertebe küçük tutulabilir.



Şekil : 1.2.a Opel Admiral Bağımsız Ön Aksı.



Şekil : 1.2.b. Renault 12 Enine Yerleştirilmiş Alt ve Üst Kollarla Oluşturulmuş Bağımsız Askı Sistemi.

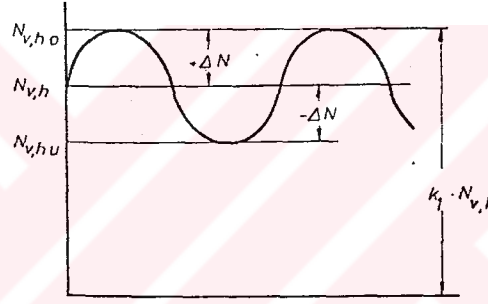
2. HAREKET DÜZENİ MEKANİĞİNİN TANIMI

2.1. TEKERLEK DEĞME NOKTASINDA OLUŞAN KUVVETLER

Düz yolda taşıt tekerleğine gelen yük değişimi ΔN olarak tanımlanır. Bu yük değişimi gözönüne alınarak ön tekerler "v" ve ark tekerlek "h" için tekerlek değme noktasında oluşan alt ve üst (en yüksek ve en düşük) normal kuvvetlerin hesaplanmasına geçilebilir.

$$N_{vo} = N_v + \Delta N_v$$

$$N_{ho} = N_h + \Delta N_h$$

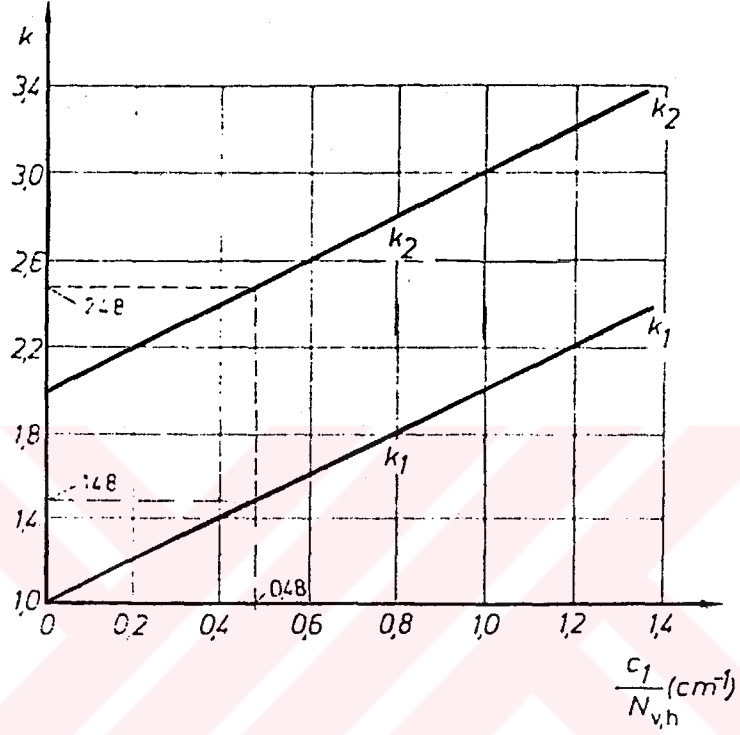


Şekil : 2.1. Tekerlek Yükünün Değişimi

Burada N_v ve N_h akslara gelen yüklerdir. Yani bunlarında değeri $G_{v,h}/2$ olarak bulunabilir. Ancak daha doğru bir hesap yapabilmek için aks ağırlığının hesaba katılmaması gerekir. Bu durumda tekerlek yüklerini veren ifade, aks ağırlıkları U_v ve U_h 'in çıkarılmasıyla;

$$N_{vo}' = N_v + \Delta N_v - U_v/2$$

$$N_{ho}' = N_h + \Delta N_h - U_h/2 \text{ şeklini alır}$$



Şekil : 2.2. k_1 ve k_2 Tekerlek Yükü Çarpma Faktörü

Yapılan araştırmalar tekerlek yükü büyüklüklerinin tekerlek yükü N_v ve N_h ile lastik yaylanma sabiti C_1 'e bağlı olduğunu göstermiştir. C_1 'in hesaplanmasında dikkat edilecek husus, taşıta öngörülen hava basıncının uygulanmış olmasıdır. Şekil 2.1 de N_v ve N_h ile çarpıldığında üst yükleme değerini veren "Tekerlek Yükü Çarpma Faktörü" k_1 değerinin değişimi gösterilmiştir. Böylece asıl tekerlek yükü değişimi,

$$\text{Ön-} \quad \Delta N_v = N_{v0} - N_v,$$

$$\text{Arka-} \quad \Delta N_h = N_{h0} - N_h \quad \text{olarak bulunur.}$$

Eğride k_1 değerinin bulunmasında $C_1/Nv,h$ değeri gözönüne alınır. Örnk olarak 6.45/165 -14/4 PR tipinde bir lastik ele alalım. Bu lastiğin işletme şartlarındaki basıncı $P_1=1.9$ kp/cm² ve yaylanma sabiti $C_1=192$ kp/cm'dir. (Ek tablo 1.1) Taşıtın arka aks yükü $Gh=800$ kg'dır. Bu durumda,

$$N_h = \frac{G_h}{2} = \frac{800}{2} = 400 \text{ kg}$$

$$\frac{C_1}{N_h} = \frac{192}{400} = 0.48 \text{ olarak bulunur.}$$

Böylece k_1 'i eğriden 1.48 olarak okuruz. k_1 yardımıyla da tekerlek yükünü de hesaplayabiliriz.

$$N_{ho} = k_1 \times N_h = 400 \times 1.48 = 592 \text{ kg,}$$

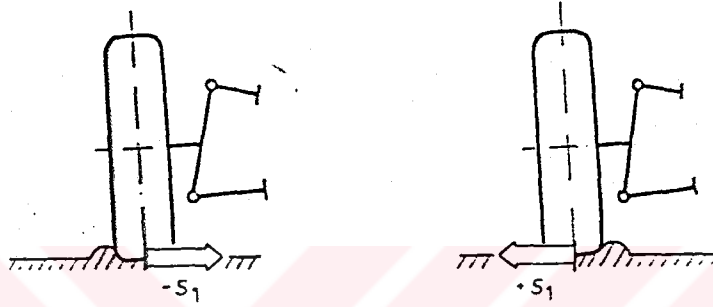
$$N_h = N_{ho} - N_h = 192 \text{ kg}$$

ve alt kuvvet (min kuvvet) ise;

$$N_{hu} = N_h - \Delta N_h = 400 - 192 = 208 \text{ kg.}$$

işletmede sert (hava basıncı yüksek) olan lastikler için C_1/NH oranı daha büyük olur. Düşük hava basıncı olan lastikler için yaylanma sabitleri ve k_1 küçülür. Lastik hava basıncı düşürüldükçe hareket düzeni daha az zorlanır fakat bu yüzden yük artışı daha fazla olur.

Tekerlek yükü Nv,h sebebiyle tekerleğin temas noktasının her iki yanında yan kuvvetler meydana gelir.



Şekil 2.3 Tekerlek Değme Noktasında Oluşan Yan Kuvvetler.

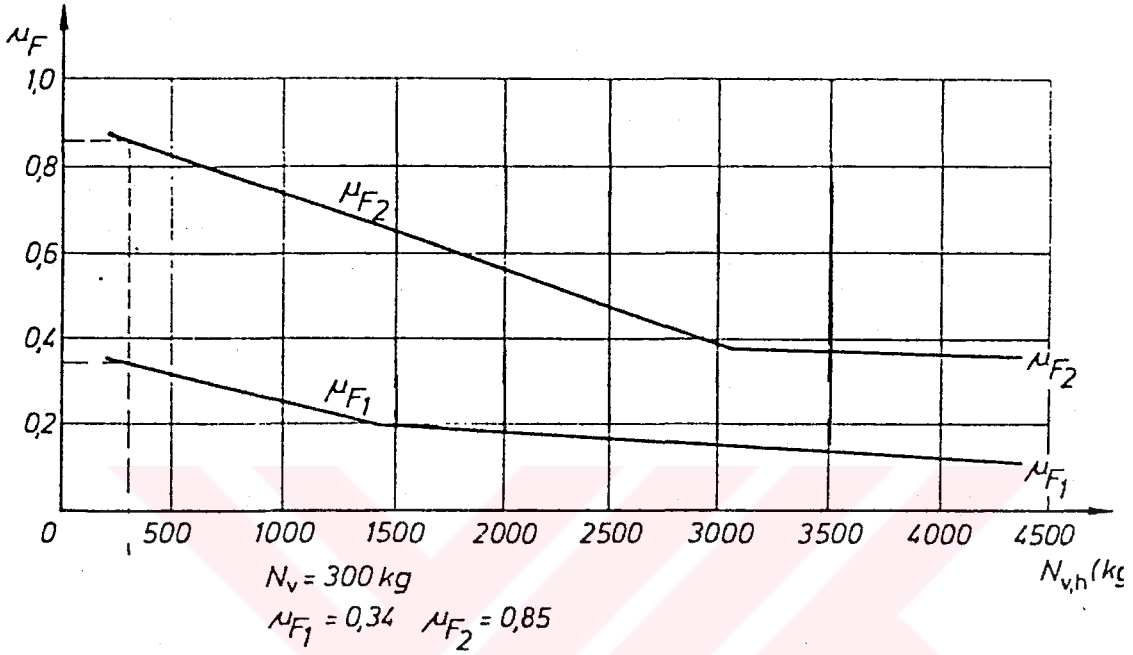
Düz yol için hesap yapılırken statik tekerlek yükü N_v, h 'dan faydalanılır.

$$\text{Ön} \quad - \quad S_{v_1} = \mu_{F1} \times N_v$$

$$\text{Arka} \quad - \quad S_{h_1} = \mu_{F1} \times N_h$$

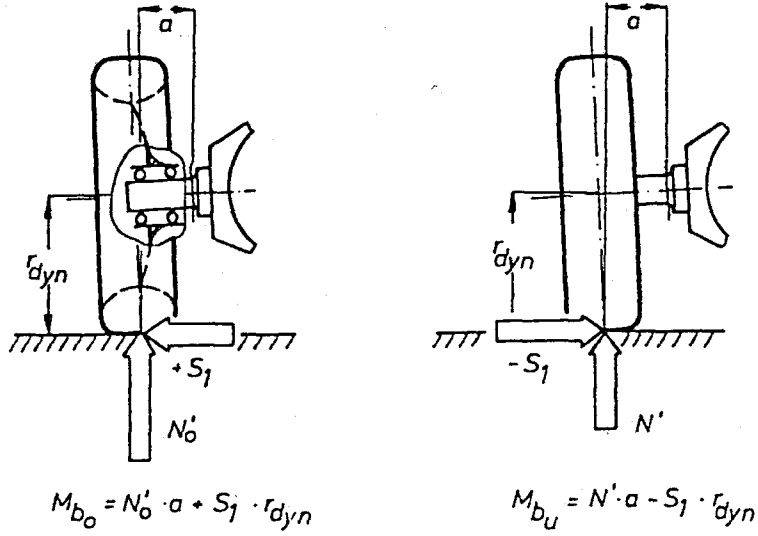
S_{v, h_1} = Sürekli oluşan yan kuvvet.

Yapılan araştırmalar sonucu yüzey sürtünme katsayısı μ_{F1} büyüklüğünün sadece tekerlek yüküne bağlı olduğu görülmüştür. Şekil 2.4'te normal bir yolda seyir halinde μ_{F1} katsayısının N_v ve N_h 'a bağlı



Şekil : 2.4 Yüzey Sürtünme Katsayısı.

değişimi görülmektedir. Seyir halindeki bir taşıtta aksı eymeye zorlayan M_{bo} momentinin hesaplanmasında N_{vo} ve N_{ho} yüklerine ek olarak μ_{F1} sürtünme katsayısı yardımı ile hesapladığımız $S1$ kuvvetini de sisteme eklemeliyiz. Şekil 2.5'te görüldüğü gibi Max. eğilme momenti M_{bo} 'ı bulabilmek için $S1$ kuvveti pozitif (+) olarak, Min. eğilme momenti M_{bu} 'yu bulabilmek için negatif (-) olarak hesaba katmak gerekir.



Şekil 2.5

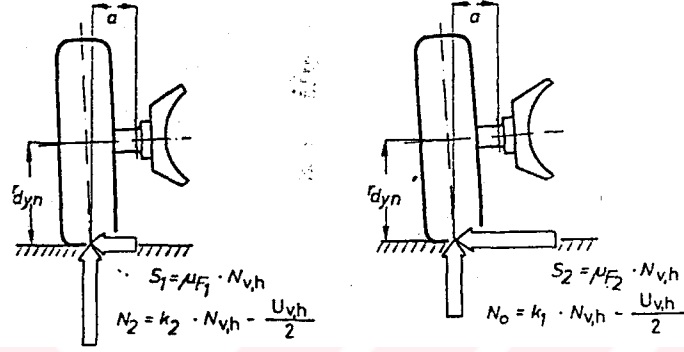
Burada dikkat edilecek bir diğer nokta da aksa gelen momenti hesaplarırken "rdin" dinamik yarıçapının kullanılmasıdır. Taşıt hareket halinde olduğu için statik yarıçap "rstat" kullanılmamalıdır.

$$M_{b_0} = N_0' \cdot a + S_1 \cdot r_{din}$$

$$M_{b_u} = N' \cdot a - S_1 \cdot r_{din}$$

Taşıtta bütün dönen parçalarda bir eğme zorlaması oluşur. Bu yüzden eğilme mukavemet kontrolü yapılırken maksimum moment olan M_{b_0} kullanılmalıdır.

Dayanım hesaplarında ise ömür mukavemeti için en büyük kuvvetlerle hesap yapılır. Böylece kaldırma çıkarken olduğu gibi alttan gelebilecek maksimum bir çarpmada daha büyük bir yan kuvvet ortaya çıkmaz. Bu yüzden kontroller için iki farklı moment denklemi oluştururuz. Şekil 2.6'da görülen tekerlek değme noktasında oluşan kuvvetler yardımıyla bu momentleri şöyle yazabiliriz;



Şekil 2.6

Hemzemin geçit için (Durum 2);

$$M_{b2} = \left(k_2 \cdot N_{v,h} - \frac{U_{v,h}}{2} \right) \cdot a + \mu_{F1} \cdot N_{v,h} \cdot r_{din}$$

Stabilize yol için (Durum 3);

$$M_{b3} = \left(k_1 \cdot N_{v,h} - \frac{U_{v,h}}{2} \right) \cdot a + \mu_{F2} \cdot N_{v,h} \cdot r_{din}$$

M_{b2} 'nin hesaplanmasında kullanılan k_2 "en büyük tekerlek yükü çarpma faktörü"dür. μ_{F2} ise bu durumda oluşan sürtünme katsayısıdır. k_2 şekil 2.2'deki grafikten, μ_{F2} ise şekil 2.4'teki grafikten okunabilir.

Frenlemede ise yine tekerlek yükünün bir fonksiyonu olarak bir fren gücü oluşur :

$$L_{Bv} = L \cdot Nv$$

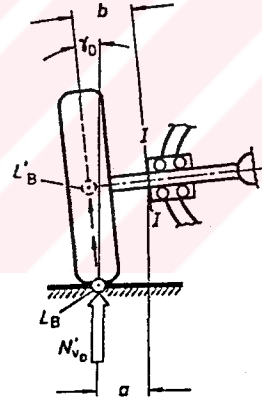
10 km/h hızın altında yapılan frenlemede tekerlekle yol arasında oluşan sürtünme katsayısı $\mu_L = 1.25$ 'tir.

Böylece oluşan fren gücü;

$$L_{bv} = 1.25 \cdot Nv \text{ olarak karşımıza çıkar.}$$

Bununda neticesi olarak aksın burulma ve eğilmeye karşı güçlendirilmiş momenti;

$$M_{b4} = \sqrt{[(L_{Bv} \cdot b)^2 + (Nv \cdot a)^2]}$$



Şekil : 2.7

Arka tekerleklerin değme noktalarında fren sonucu oluşan kilitlenme nedeniyle dişli çark durumu pratik olarak oluşmaz. Bu gibi durumlarda askı parçalarının $\mu_k = 0.8$ sürtünme katsayısı ile mukavemet kontrolünün yapılması yeterlidir. Ayrıca tekerlekte oluşan fren kuvveti nedeniyle aks muylusunun gözden geçirilmesine gerek yoktur. İşletme sırasında tekerlekte

$$Nho' = k_1 \cdot Nh - \frac{Uh}{2}$$

Bu durumda oluşan işletme kuvveti ise;

$$L_{Ah} = \mu_L \cdot Nh \quad \text{olur.}$$

Bu bölümün hesaplarında $\mu_L = 1.1$ olarak kullanılır.

Sükunetten harekete geçme durumunda sıfır hızdan harekete geçildiği için tekerlek yarıçapı olarak " r_{stat} " kullanılır. Sayısal örneklerde r_{stat} 'in kullanılışı ile ilgili açıklamalar bulunmaktadır.

2.2 İŞLETMEDE OLUŞAN KUVVETLER

Standart üretilen bütün taşıtlarda diferansiyel ile tekerlek arasında döndürme momentini iletmek için kullanılan bir aks mili vardır ve bu bazı hareket iletim yöntemlerinde kardan mafsallı olabilir. 4 vitesli olarak imal edilmiş bir motorda bu milin dayanımını hesaplamak için max. motor momenti M_{dmax} ve üçüncü vites kademesi i_3 kullanılır. Vites kutusu verimini de dikkate alırsak bu durumda burulma momenti;

$$M_{t1} = M_{dmax} \cdot i_3 \cdot \eta_G \quad \text{olur.}$$

Zaman mukvemet hesaplarında ise diferansiyel ve tekerlek arasında hareketsiz (katı) bağlantı mı yoksa kardan mili mi yani mafsallı aks mili mi kullanıldığının bilinmesi gerekir.

Katı sistem moment iletiminde Kavrama Çarpma Faktörü " k_k " mutlaka dikkate alınmalıdır. k_k 'nin maksimum değerleri ise şöyledir :

$$\text{Otomobil için} : k_k = 2.0$$

$$\text{Kamyon için} : k_k = 1.6$$

Bu durumda ortaya çıkan en büyük burulma momenti ise;

$$M_{t3} = M_{dmax} \cdot i_1 \cdot \eta_G \cdot k_k$$

olarak bulunur.

Otomatik 3 vitesli bir sistemde dayanım hesabı için tork konvertör verimi " η_w " değeri 0.95 olup 2. vites için burulma momenti;

$$M_{t1} = M_{dmax} \cdot i_2 \cdot \eta_G \cdot \eta_w$$

Harekete başlangıçta tork konvertör sayesinde motor momenti 2-2.3 kat büyüktür.

$$i_w = 2.0 - 2.3$$

Böylece maksimum burulma momenti şu hale gelir;

$$M_{t3} = M_{dmax} \cdot i_1 \cdot i_w \cdot \eta_G \cdot \eta_w$$

önden veya arkadan tahrikli olsun bütün taşıtlarda diferansiyel ile tekerlek arasındaki aks milindeki döndürme momenti, Diferansiyel Redüksiyonu " i_p " nedeniyle şaft milindekinden daha yüksektir.

Diferansiyelde herhangi bir kilit sözkonusu değilse, her iki aks miline de momentin yarısı gelir ve millerin burulma hesaplarında kullanılan denklemler sonuç olarak şöyle olur :

Sürtünmeli kavrama için;

$$\text{Dayanım} \quad : \quad M_{t1} = \frac{M_{dmax} \cdot i_3 \cdot i_D \cdot \eta}{2}$$

$$\text{Ömür mukavemeti} \quad : \quad M_{t3} = \frac{M_{dmax} \cdot i_1 \cdot i_D \cdot \eta \cdot k_k}{2}$$

Tork konvertör için;

$$\text{Dayanım} \quad : \quad M_{t1} = \frac{M_{dmax} \cdot i_2 \cdot i_D \cdot \eta \cdot \eta_w}{2}$$

$$\text{Ömür mukavemeti} \quad : \quad M_{t3} = \frac{M_{dmax} \cdot I_1 \cdot I_D \cdot I_w \cdot Z \cdot t_w}{2}$$

Elastik parçaların hesabında $k_k = 1.0$ olarak alınır. Diferansiyelde bir kilit olduğunda ise örneğin tam kilit durumunda bütün işletme momenti bir milin üzerine gelir. Bu durumda kesir çizgisinin altındaki 2 kalkar.

3. MUKAVEMET HESABI

Bu bölümde tekerlek askı sisteminde kullanılan malzemelerin mukavemet yönünden kontrolü yapılacaktır. Bu kontrolde aşağıda ki şartların sağlanması gözönüne alınacaktır.

$\sigma_{uygulama} \leq \sigma_{Kabul Edilen}$, $Z_{uygulama} \leq Z_{Kabul Edilen}$
Uygulamada oluşan gerilmeler, kuvvetler ve momentler sebebiyle meydana gelir. Dış etkenlerden etkilenir. Kabul edilen ise malzeme özelliklerine bağlıdır. Yani malzemenin iç gerilmeleridir. Malzeme özellikleri bilinmeden mukavemet hesabı yapılamaz.

3.1 Kabul Edilen Gerilmenin Hesabı :

Malzemenin gerilmeye dayanımı, malzemenin mukavemet eğeri- ne, üst yüzey yapısına, çentik etkilere bağlıdır.

Malzeme sadece burulma varsa denklem ;

$$Z_{kabul} = \frac{Z_o \cdot b_1 \cdot b_2}{B_{Nt} \cdot B_{kt} \cdot V}$$

çeki, bası, eğilme gerilmeleri varsa,

$$\sigma_{kabul} = \frac{\sigma_o \cdot b_1 \cdot b_2}{B_{Nb} \cdot B_{tb} \cdot V}$$

olur.

Çentik etkileri burulma ve eğilme için farklıdır. Bu yüzden t ve b, B_N ve B_t indisleri kullanılır.

Formülde, τ_{to} ve σ_o üst gerilme sınırlarıdır.

Araştırmalar sonucu,

değişken yüklemde kırılma mukavemeti σ_B

sabit yüklemde de σ_s (kopma sınırı) sınır değer olarak kabul edilmiştir.

$$\gamma = \frac{\sigma_s}{\sigma_B}$$

Bu şartı sağlayacak malzeme seçilmelidir. (Şekil 3.1)

Zorlama	Yüklem	statik	sabit		Değişken		
			$\frac{\sigma_s}{\sigma_B}$	$\frac{\sigma_s}{\sigma_B}$			
σ_o	Çeki - Bası σ_z	σ_s	$\leq 0,78$	$\sigma_z - \sigma_s$	$> 0,78$	$\sigma_z - 0,78 \sigma_B$	$\sigma_{zw} - 0,45 \cdot \sigma_B$
	Eğilme σ_b	$\sigma_{bs} - 1,2 \cdot \sigma_s$	$\leq 0,72$	$\sigma_b - 1,2 \cdot \sigma_s$	$> 0,72$	$\sigma_b - 0,86 \sigma_B$	$\sigma_{bw} - 0,5 \cdot \sigma_B$
τ_o	Burulma τ_t	$\tau_{tF} - 0,58 \cdot \sigma_s$	$\leq 0,86$	$\tau_t - 0,58 \cdot \sigma_s$	$> 0,86$	$\tau_t - 0,5 \sigma_B$	$\tau_{tw} - 0,29 \cdot \sigma_B$

Şekil : 3.1

Zaman dayanımı DIN normları ile hesaplanır. (Şekil 3.1)

Yüzey sertleştirme ile malzemenin eğilme ve burulma dayanımları % 20 artar. Yani Şekil 3.1'deki değerler 1,2 ile çarpılır.

Ömür dayanımı için ise, Eğilme ve akma sınırı değerleri, sertleştirme ile orantılı artar. (γ)

Mil profillerde sertleştirme derinliği $E_{ht} = 3-4,5$ mm'dir. Böylece aşırı yüklenme kabiliyetinin % 50 yükseltilebilir.

BMW 3-4 mm indüksiyon sertleştirme derinliğine ulaşmıştır. Böylece arka aks milinin devamlı gerilmeleri % 15, kısa süreli gerilmeleri % 60-70 oranında artabilmektedir.

Böylece zorlanma ve yüklenme gerilmeleri Şekil 3.1'de görüldüğü gibi

$$\text{Değişken eğilme } \sigma_o = \sigma_{\text{değ}} \approx 0,5 \cdot \sigma_B$$

$$\text{Sabit burulma } \tau_o = \tau_{\text{sabit}} \approx 0,58 \cdot \tau_S \approx 0,5 \cdot \tau_B \text{ olur.}$$

σ_B ve τ_S her çelik türü için aynı değildir. Her durum için Tablo 3.1'de belirtilmiştir.

Formüldeki b_1 azaltma faktörüdür ve büyük çaplarda b_1 daha düşük değer alır. b_1 değeri 3.2'den rahatça okunabilir b_1 çapın fonksiyonudur.

Yüzey azaltma faktörü b_2 ise şekil 3.3 dedir. b_2 , hem kaba derinlik (R_a)'ye, hem de çeliğin minimum kırılma mukavemetine bağlı olarak bulunur. B_{min} alınmalıdır.

$$\text{Burulma için } \beta_{Nt} \approx 1,4$$

$$\text{Eğilme için } \beta_{Nb} \approx 1,8$$

Rulmanlı yataklama kullanıldığında, bunlar ek olmayan gerilmeler oluştururlarki, bu durumda $\beta_N = 1$ alınır. Diğer görünen çentik değeri, β_K çentik etkilerine bağlıdır. Mil uçlarındaki profiller için şu değerler alınabilir.

Düz yan yüzü dişli kama miller DIN 5462-5464 $\beta_{kt} \approx 2,8$

$$\beta_{tb} \approx 2,5$$

Evolvent dişli millerde DIN 5480 - $\beta_{kt} \approx 1,6$

$$\beta_{kb} \approx 1,7$$

Çentik dişli millerde DIN 5481 $\beta_{kt} \approx 1,5$

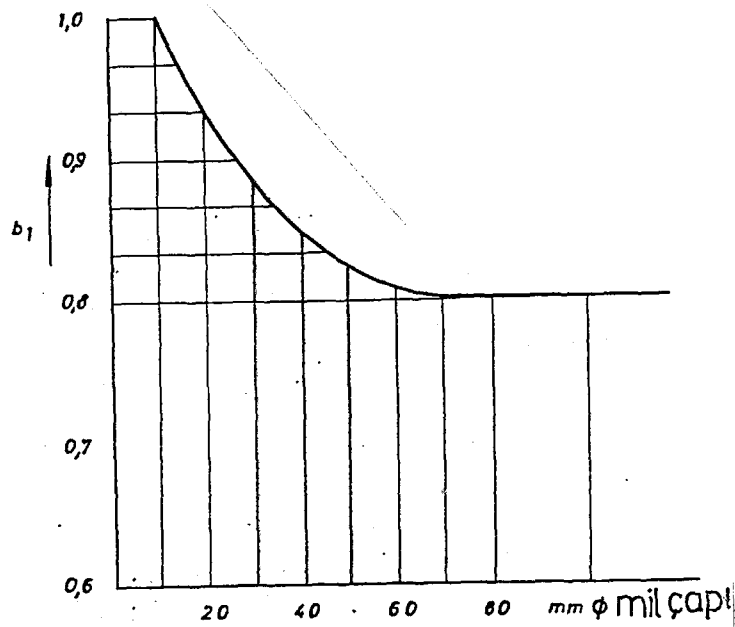
$$\beta_{kb} \approx 1,8$$

Diş dibindeki yuvarlatma şartına bağlı olarak evolvent ve çentik diş profillerinde $\beta_{kt,b}$ daha küçük olur. Bu, malzeme faktörü f_w ile çentik şekil değeri a_k 'nın çarpımıdır.

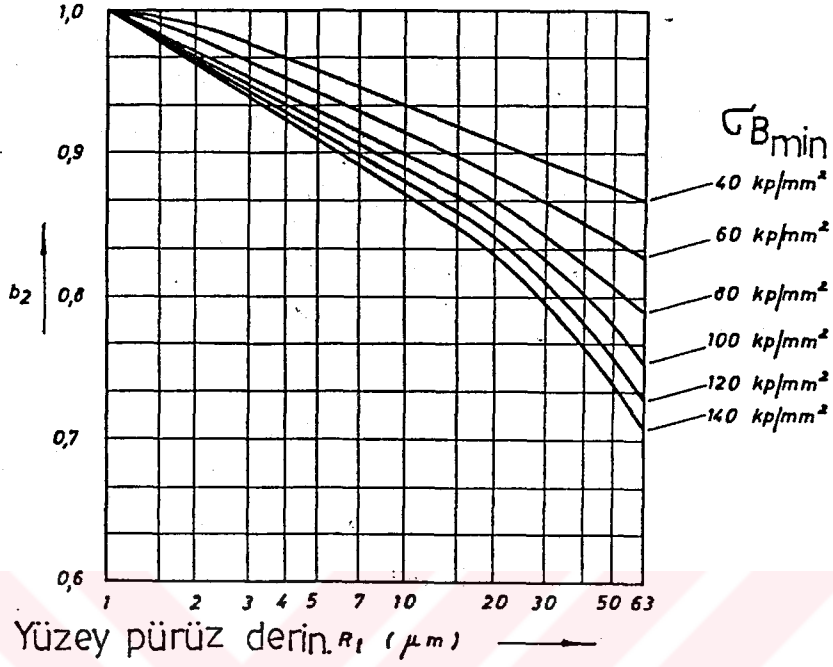
$$\beta_K = f_w \cdot a_{kt}$$

$$\beta_K = f_w \cdot a_{kb}$$

f_w ; hem malzeme mukavemet değerinin, hem de gerilme (σ)'nin fonksiyonudur. (Şekil3.4)

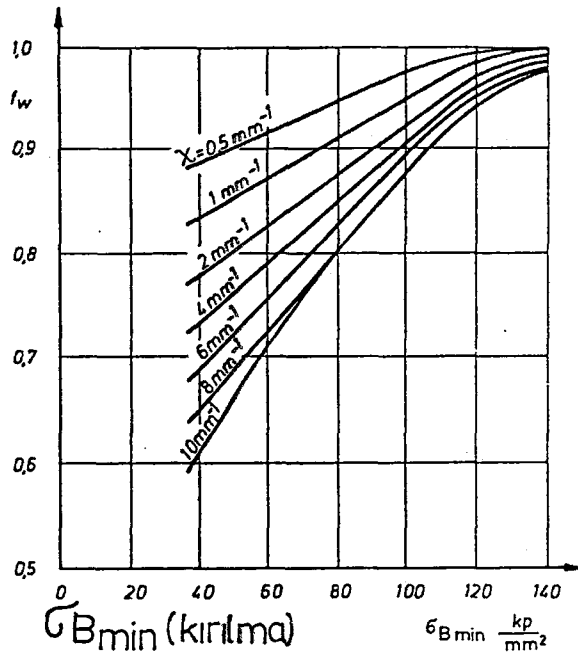


Şekil 3.2

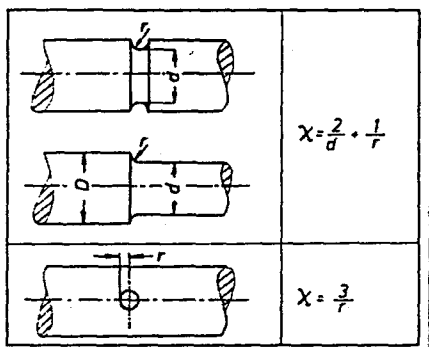


Şekil : 3.3

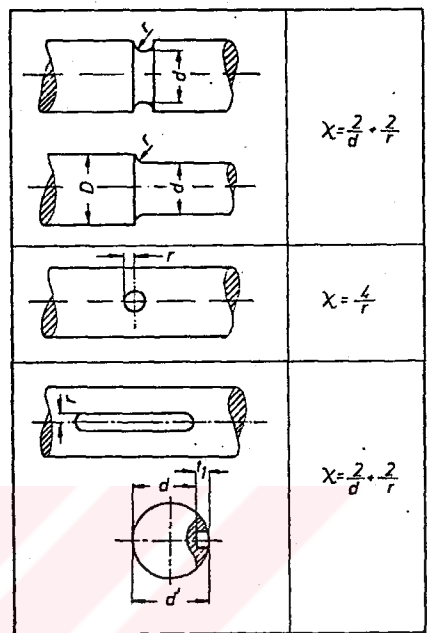
Parametre olarak görülen x şekil 3.5 - 3.8 arasındaki dayanım biçimlerinin fonksiyonu olarak alınabilir. Burada d, h_0 ve r 'nin birimleri mm'dir.



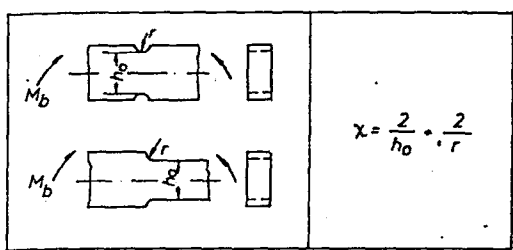
Sekil 34



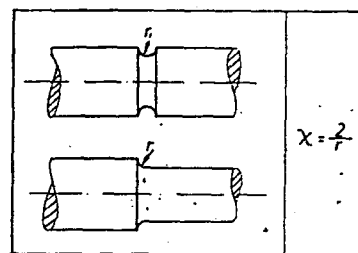
şekil 3.5



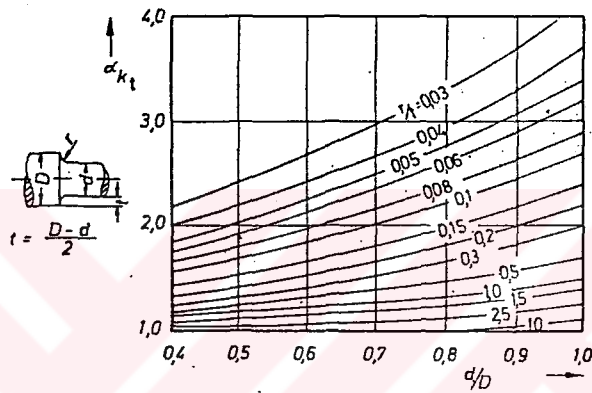
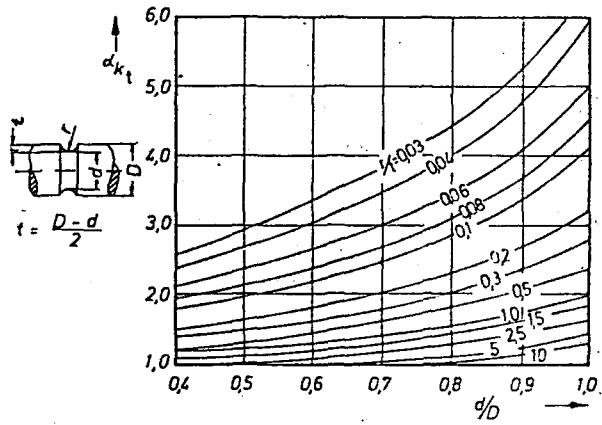
şekil 3.6



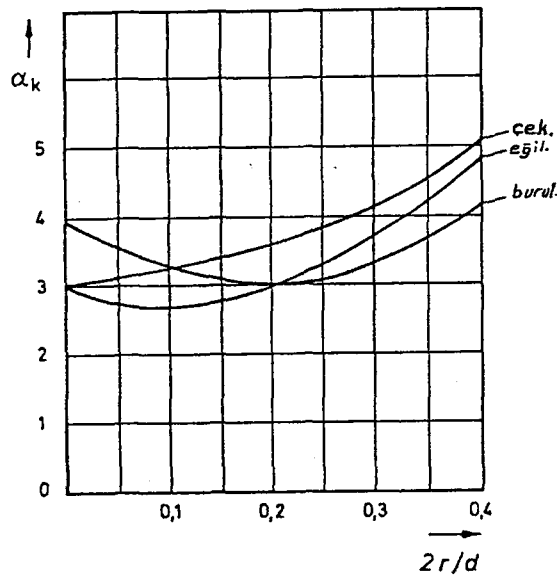
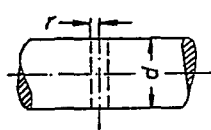
şekil 3.7



şekil 3.8



sekil 3.9



sekil 3.10

Bundan sonra, çentik şekil değeri α_k sistemdeki gerilme artışını sağlar α_k dayanım biçimine bağlıdır. Şekil 3.9 ve 3.10'dan burulma için, 3.11 ve 3.13 arasındaki şekillerden eğilme için α_k bulunur.

İstisnai olarak çeki dayanımı α_k Şekil 3.11 ve 3.13'den okunabilir.

α_k hesabında d/D ve h/h_0 oranı vardır. Bunlar X ekseninde gösterilmiştir. Böylece r/t ye bağlı olarak α_k eğri üzerinden okunabilir.

Burada $t = \frac{D-d}{2}$ bize çökmenin derinliğini verir.

D: Ana çap (h_0)

d : Çentikteki çap (h)

r : Çentik yarıçapı

t : çentik çökme derinliği.

β_k ; çentik etkisi küçüldükçe, malzemenin işlenmesi o oranda kolaylaşır. β_k mil çökmelerindeki yarıçap r'ye bağlıdır. r büyüdükçe β_k küçülür. Eğer tontrüktif olarak $r=d$ olabilseydi β_{kt} ve $\beta_{tb} = 1$ olurdu.

Çok yüksek mukavemet değerleri için tavllanmış burulma yaylarında milden kafaya geçişteki $r = 90$ mm'den küçük olmamalıdır.

Kırılmaya yol açan çeki gerilmeleri 500 kg'lık üst yüzey sıkışmalarına yol açar. Bunu gidermek için yumuşak nitrülemeye gereksinim vardır. Yaklaşık bütün hesaplarda β_k % 50 küçültülmüş olarak alınır.

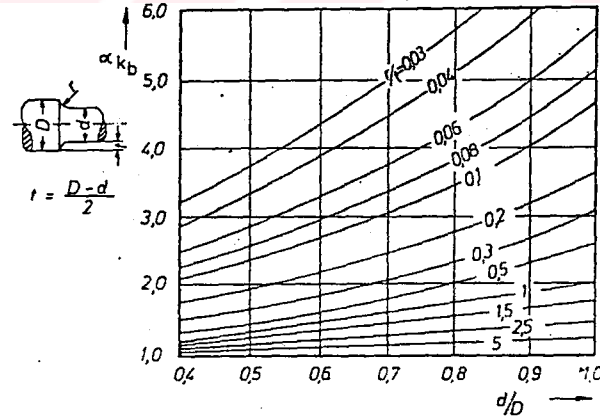
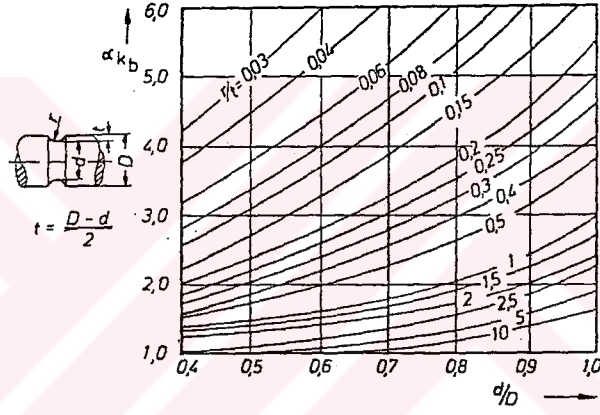
Formülde, kesir çizgisinin altında en son v vardır ki, bu da dayanım hesabı için $v=1,2$, zaman mukavemeti kontrolü için $v \geq 1,5$ 'dir. Sadece burulma için

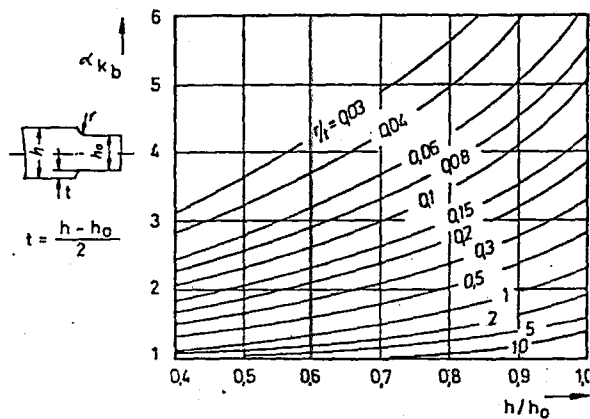
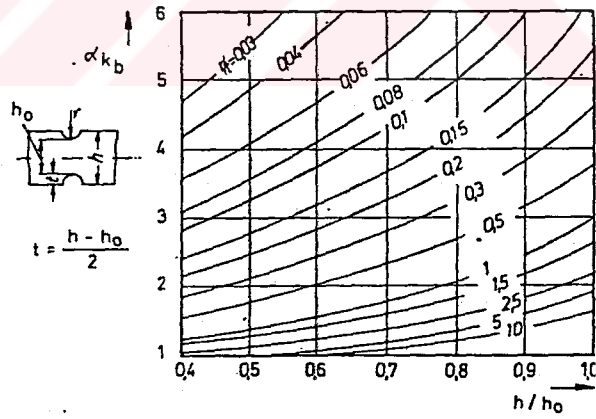
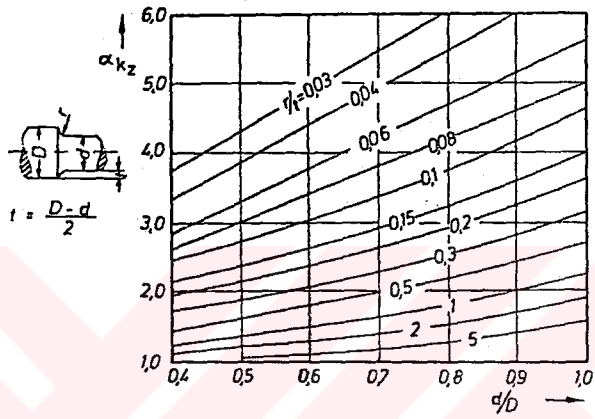
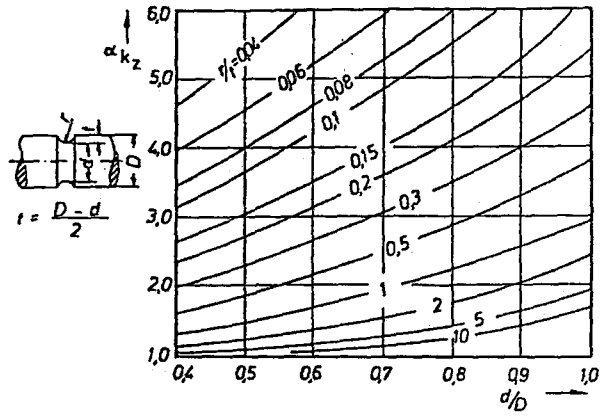
$$\tau_{\text{kabul}} = \frac{\tau_0}{v}$$

Eğilme için

$$\sigma_{\text{kabul}} = \frac{\sigma_0}{\nu}$$

üst gerilmeler τ_0 ve σ_0 'nın hesabında şunlar kullanılır; çeki-Başı : σ_s ,
Eğilme : $\sigma_{bs} = 1,2 \cdot \sigma_s$; burulma $\tau_{ts} = 0,58 \sigma_s$





3.2 Malzeme Seçimi

Seçilecek Çelik türünün özellikleri ve mukavemet değerleri gözönüne alınmalıdır. Malzemede aranan özellik çok geniş bir esneme kabiliyetine sahip olmasıdır. Çok büyük zorlamada aniden kırılmamalı, sadece bükülmelidir. Elastikiyet değerleri en azından;

Kırılması sonucu kazaya yol açabilecek parçalarda : $\sigma_s \geq : \% 12$

Düz yaylarda : $\sigma_s \geq : \% 6$

Burulma ve helezon yaylarda : $\sigma_s \geq : \% 4$

Malzeme seçiminde malzemenin işlenebilirlik özelliklerinden başka fiyatı da gözönüne alınmalıdır. Bütün çeliklerin özelliklerini ve maliyet karşılaştırmalarını yapan tablo 3.14'dedir.

MALZEME	KALITE	σ_n kp/mm ²	σ_s kp/mm ²	δ_5 %	KALITE	FIYAT %	YÜZEY İŞLEM. ▽ % ▽▽ %	
C 22V	I	50 - 65	30	22	I - III	122	100	140
Ck 22 V	II	60 - 75	41	18				
	III	70 - 85	52	14				
C 35 V	I	60 - 75	37	19	I - III	124	70	100
Ck 35 V	II	70 - 85	45	15				
	III	80 - 95	51	14				
35 S 20 V ▼						150	60	80
C 45 V	I	60 - 75	36	18	I - IV	125	80	110
Ck 45 V	II	70 - 85	48	14				
	III	80 - 95	51	12				
45 S 20 V ▼	IV	90 - 105	58	10				
C 60 V	I	70 - 85	41	15	I - IV	127	115	160
Ck 60 V	II	80 - 95	50	13				
	III	90 - 105	57	11				
	IV	100 - 120	62	10				
25 CrMo 4 V	I	70 - 85	47	15	I - IV	230	110	155
34 Cr 4 V	II	80 - 95	60	14	II - V	200	110	155
	III	90 - 105	70	12				
41 Cr 4 V	IV	100 - 120	80	11	II - IV	205	115	160
	V	110 - 130	90	10				
42 CrMo 4 V	VI	120 - 140	100	9	II - VI	260	120	170
50 CrV 4 V	I	110 - 130	90	9	I - III	230	135	190
	II	130 - 150	112	7				
	III	150 - 175	135	5				

şekil 3.14

3.3 Burulmada Oluşan Gerilme

Kardan milde, aks millerinde, çubuk yaylarda burulma olur. Şaft islenmemiştir. Haddelenerek veya dövülerek yüzey gerilmesi azaltılır $b_2 = 0.7$ olur. Şafttan mil sonuna geçişte yarıçap $r \geq d$ olmalıdır ki çentik etkisi kalksın. Bu durumda $\beta_{kt}=1$ olur.

Kabul edilen zaman mukavemeti τ_{kabal} , kısa süreli kabul edilen zorlama mukavemeti τ_{kabal2} 'nin % 30 altında olur.

Ortaya çıkan max burulma momenti M_{t3} , zaman mukavemeti hesabı için konulan M_{t1} 'in 5 katı büyüklükte olur.

Taşıt önden tahrikli ve kampanalı frenlere sahipse, frenlemedeki momentler hareket haline göre daha fazla olur. $\mu_k = 1,25$ sürtünme katsayısı ile moment

$$M_{kt5} = \mu_k \cdot N_v \cdot r_{stat}$$

Bu tip taşıtlarda M_{t3} ve M_{t5} momentlerinden büyüğü kullanılarak minimum şarf yarıçapı d_{3min} hesaplanır.

$$\tau_{tsöz} \leq \tau_{kabal} \quad , \quad \frac{M_{t3,5} \cdot 16}{\pi \cdot d^3} \leq \frac{\tau_{tf}}{v}$$

$$d_{3min} = \sqrt[3]{\frac{M_{t3,5} \cdot 5,1 \cdot v}{\tau_{tf}}} \quad [cm] \quad 5,1 = \frac{16}{\pi}$$

M_{t3} 'teki $k_k = 2$ olarak alınır ve v 'nin alt sınırına inilerek $v = 1,2$ olarak alınır. Tablo 2.1 τ_{tf} vardır ve $\tau_{tf} = 0.58 \cdot \sigma_s$; üst yüzey sertleştirmesinde, sertleştirme derinliğine göre bu değer 1,2 veya 1,5 ile çarpılır. Böylece hesaplanan d_{min} ile ölçüler ve toleranslar belirtilebilir.

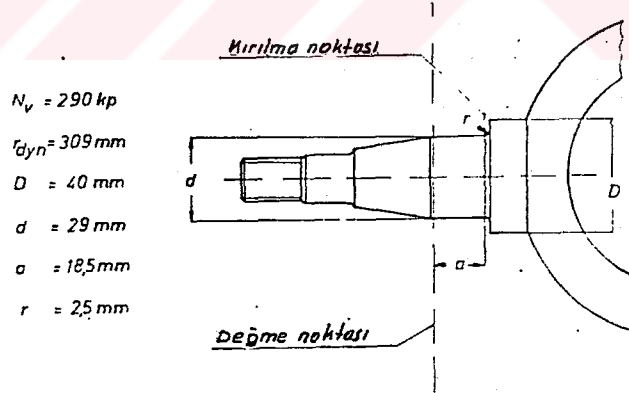
Şaft ölçümleri ve mamül belirli ise, milin sonundaki profilin iç çapı d_1 dayanım için, kısa süreli max. yükleme için boyutlandırılan şafttan daha büyük olup olmadığı kontrol edilir.

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{Mt_1 \cdot 5,1}{\tau_{t \text{ kabul}} \cdot D}}$$

$d_1 < d_{3\min}$ çıkarsa profil iç yarıçapı $d_{3\min}$ 'den küçük alınamaz. Bunun altında kalıcı deformasyon veya kırılma olabilir.

3.4 Eğilmedeki söz konusu gerilme

Eğilme en çok maruz kalan kısım, aks muylusudur. Mukavemet hesapları ve yüklenme biçiminin tanınması için a mesafesi - Tekerlek Değme Noktası - bilinmelidir.



Şekil : 3.15

Alt ve üst gerilmeler;

$$\sigma_{bo} = \frac{M_{bo}}{W_{bo}} \quad ; \quad \sigma_{bu} = \frac{M_{bu}}{W_{bu}}$$

M_{bo} : Üst moment sınırı

M_{bu} : Alt sınır

$W_{bo,u}$: Değişim mukavemeti

Pozitif σ_{bu} sabit yüklenme, negatif σ_{bu} ise değişken yüklenmedir. Pozitif yüklenmede hesap σ_{bo} ile yapılır.

$$\sigma_{bm \text{ (orta)}} = \frac{\sigma_{bo} + \sigma_{bu}}{2} \quad \text{ortalama} \quad (1)$$

$$\sigma_{ba} = \sigma_{bo} - \sigma_{bm} \quad \text{sapma} \quad (2)$$

$$\sigma_{ba} + 0,159\sigma_{bm} \cong \sigma_{bw} \quad \text{değişken gerilme} \quad (3)$$

(1) ve (2) no'lu denklemler (3) no'lu denklemde yerine konulursa, σ_{bw} , σ_{bo} ve σ_{bu} 'nün fonksiyonu olarak çıkar.

$$\sigma_{bw_{(söz \text{ kon})}} = 0,58 \cdot \sigma_{bo} - 0,42 \sigma_{bu} \quad (4)$$

$$\sigma_{bm} = \frac{\sigma_{bo} + \sigma_{bu}}{2} \quad (1), \sigma_{bo} = \sigma_{bo} - \sigma_{bm} \quad (2)$$

$$\sigma_{ba} + 0,159 \cdot \sigma_{bm} = \sigma_{bw} \quad (3)$$

(1), (2) (3)

$$\sigma_{bw} = (\sigma_{bo} - \sigma_{bm}) + 0,159 \left(\frac{\sigma_{bo} + \sigma_{bu}}{2} \right)$$

$$\sigma_{bw} = \sigma_{bo} - \sigma_{bm} + (0.0795 \cdot \sigma_{bo} + 0.0795 \cdot \sigma_{bu})$$

$$\begin{aligned} \sigma_{bw} &= \sigma_{bo} - \left(\frac{\sigma_{bo} + \sigma_{bu}}{2} \right) + 0.0795 \sigma_{bo} + 0.0795 \sigma_{bu} \\ &= \underline{\sigma_{bo}} - 0.5 \underline{\sigma_{bo}} - 0,5 \underline{\sigma_{bu}} + 0.0795 \underline{\sigma_{bo}} + 0.0795 \underline{\sigma_{bu}} \end{aligned}$$

$$\sigma_{bw} = 0.5795 \cdot \sigma_{bo} - 0,4205 \cdot \sigma_{bu} \quad \sim$$

$$\sigma_{bw} = 0.58 \cdot \sigma_{bo} - 0.42 \cdot \sigma_{bu}$$

Aynı zamanda değişken eğilme momenti

$$M_{bw} = [a \cdot (0.58 \cdot N_o' - 0,42 N') + S1 \cdot r \cdot d_{yn}] \quad (5)$$

$a = 0$ için b_w en büyük değerini alır ve $M_{bw} = \mp S1 \cdot r \cdot d_{yn}$ olur.

Örnek olarak ele aldığımız 34 Cr 4 v çeliğinin çeki zorlamasında ortaya çıkan gerilme

$$\sigma_{bzm} = 13 \text{ kp} / \text{mm}^2 \text{ dir.}$$

Bu durumda malzeme tarafından taşınabilir çeki-bası-sapma gerilmeleri

$$\sigma_{ZA} = 43 \text{ kp/mm}^2 \text{ yani;}$$

$$\sigma_{ZM} \mp \sigma_{ZA} = 13 \mp 43 \text{ kp/mm}^2 \text{ ve böylece;}$$

$$\sigma_{ZO} = 56 \text{ kp/mm}^2, \quad \sigma_{ZU} = -30 \text{ kp/mm}^2$$

Buradan hesaplanan çeki-bası gerilmeleri

$$\sigma_{ZW} = 0,58 \cdot 56 - 0,42 \cdot (-30) = 32,5 + 12,6$$

$$\sigma_{zw} = 45,1 \text{ kp/mm}^2$$

$$\sigma_{zw} = 0,45 \cdot \sigma_{B\text{MIN}} = 0,45 \cdot 100 \text{ kp/mm}^2$$

$$\sigma_{zw} = 45 \text{ kp/mm}^2$$

Aynı şekilde eğilme ile zorlanan diğer aksamların ilk önce hesaplanan alt ve üst gerilmeleri değişken gerilmeye çevrilebilir.

bw uygulama'nın hesaplanmasına göre geçerli olan şart :

$\sigma_{uygulama} \leq \sigma_{kabulD}$ bu durumda;

$$\sigma_{kabulD} = \frac{\sigma_{bw} \cdot b_1 \cdot b_2}{\beta_{Nb} \cdot \beta_{kb} \cdot v}$$

σ_{bw} tablo 3.1'den

$$\sigma_{bw} \approx 0,5 \cdot \sigma_B$$

Aks muylusunun çapı belli ise, kırılma mukavemeti

$$\sigma_{B\text{min}} \geq \frac{\sigma_{bws\ddot{oz}k} \cdot \beta_{Nb} \cdot \beta_{kb} \cdot v}{0,5 \cdot b_1 \cdot b_2}$$

(veya 0,6)

Seçilebilecek çelik tipini 3.14'ten seçebilmek için hesaplanmak zorundadır. Diğer ihtimal malzeme ve tavlama mukavemetini es as olarak, söz konusu kesitteki d_{min} 'i hesaplamaktır. Böylece M_{bw} 'nin M_{bo} ve M_{bu} 'dan bulunması

$\sigma_{uygulama} \leq \sigma_{kabul}$ şartı ile mümkündür.

$$\frac{M_{bw}}{W_b} \leq \frac{0,5 \text{ (veya } 0,6) \cdot \sigma_B \cdot b_1 \cdot b_2}{\beta_{Nb} \cdot \beta_{kb} \cdot v}$$

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{M_{bw} \beta_{Nb} \cdot \beta_{kb} \cdot v}{0,049 \text{ (veya } 0,0588) \cdot b_1 \cdot b_2}}$$

Wb için $0,098 d_{\min}^3$ yerleştirilir. ($\approx 0,1 d_{\min}^3$ değil). Parantezlerdeki 0,6 ve 0,0588 değerleri üst yüzey sertleştirmesinde geçerlidir. eğer değişken gerilme ise

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{M_{bo} \beta_{Nb} \cdot \beta_{kb} \cdot v}{0,049 \cdot \sigma_B \cdot b_1 \cdot b_2}}$$

Aynı şekilde σ sabit = $1,2 \sigma_s$ veya $0,86 \cdot \sigma_B$; sertleştirilmiş üst yüzeyde 1,2 ile çarpılır. Buradaki b_1 ve b_2 şekil 3.2 ve şekil 3.3'den bulunabilir. b_1 'in okunabilmesi için d bilinmelidir.

Zaman mukavemetinin kontrolünde ağılma kopma sınırı σ_s 'in emniyeti "v" bulunmalıdır. Hesap iki momentin büyük olanı ile yapılır.

$$\frac{Mb_2 \text{ veya } Mb_3}{Wb} \leq \frac{\sigma_{bs}}{v}$$

$\sigma_{bs} \approx 1,2 \cdot \sigma_s$ sonucunda;

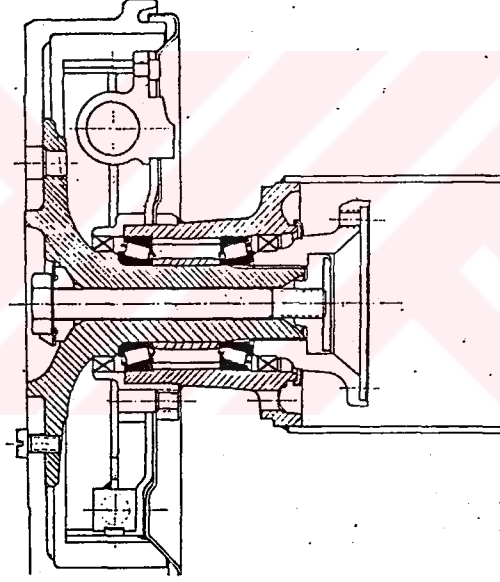
$$v \geq \frac{1,2 \cdot (\text{veya } 1,44 - 1,8) \sigma_s \cdot 0,098 d_{\min}^3}{Mb_2 \text{ veya } Mb_3}$$

v mümkünse 1,5 olmalı ve asla 1,2'den küçük olmamalıdır.

3.5 Birleştirilmiş zorlanmada söz konusu gerilme (İşletme gerilmesi)

Taşıtta hem burulmaya, hem de eğilmeye zorlanan aksamların hepsinde iki tür zorlama vardır. Değişken veya sabit (sürekli)

Tekerlek değme noktasındaki kuvvetler değişken bir eğilme zorlamasına, istetici moment (döndürme momenti) ise sabit burulmaya sebep olur. Ön gerilme kuvvetleri altı kenarlı civatalar'la absorbe edilebilir.



Şekil : 3.16

Üç değişik zorlama biçimi şu değişken gerilmeyi verir.

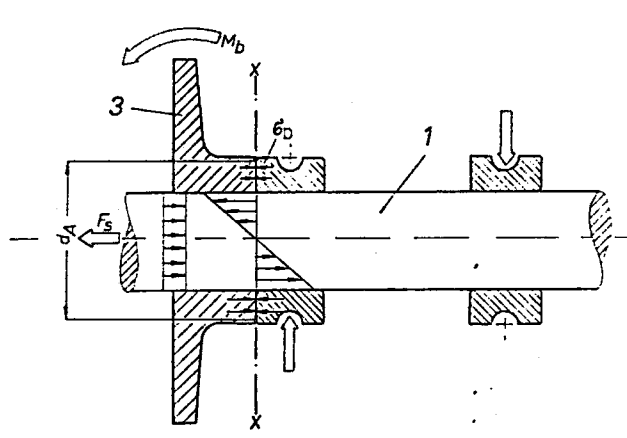
$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_b + \sigma_z)^2 + (\alpha_a \cdot \tau_t)^2}$$

σ_v 'nin hesaplanması için dört etki büyüklüğünün bilinmesi gerekir.

- 1) 3.5.1. En büyük eğilme momentinin olduğu nokta.
- 2) 3.5.2. Somunun çözülmesiyle ortaya çıkan çeki kuvveti.
- 3) 3.5.3. Malzeme ve mukavemet değerleri.
- 4) 3.5.4. Bütün aksamaların kesin ölçüleri.

3.5.1

Tekerlek yuvası, yuvarlanma yatağı halkası gibi milin üzerinde duran ve başı ile zorlanan parçalar, milde az eğilme gerilmesi olmasına neden olurlar. Eğilme momenti sayesinde çeki verilmesi σ_D taraftan yükselir, bir taraftan düşer. Bir hesap sistemi bulmak için malzeme direnk mukavemeti W_b için hem milin 1 no'lu yüzeyine, hem de x-x kesitindeki 2 no'lu yüzeye tekerlek yuvası veya yuvarlanma halkası konulur. Yani, W_b , d_A yarıçapının yardımıyla bulunabilir. Burada yapılabilecek hatalar sınırlar içinde olmalıdır.



Şekil : 3.17

3.5.2

Vidalama kuvveti F_S büyüdükçe bağlantının seyir esnasında açılması ihtimali azalır. Özellikle ileri gidişten geri gidişe geçişte bu çok önemlidir.

F_S kuvveti, malzemenin taşıyabileceği gerilmeler itibariyle belirlenmiştir. F_S büyüdükçe mil muyluları o derece kahnlaşır ve ağırlaşır. Yataklama da pahalılaşır. Bu yüzden vidalama kuvveti belli sınırlar içinde kalır. Normal bir otomobil için 6000 kp yeterlidir. Tablo 3.18'da değişik taşıtlar için vidalama-kuvveti ve çözülme momenti verilmiştir.

M_S bilindikten sonra F_S bulunabilir. Tablo 3.19'da Bayer, Schoverta ve Neu firmalarının F_S ve M_S ile ilgili bilgileri vardır.

Taşıt	Somun					Aks	
		M_S (kpm)	F_S (kp)	M_S (Nm)	F_S (kN) ¹⁾	v	h
BMW 1602 bis2002	24 • 1,5	30	6840	294	67		x
Fiat 127/128	18 • 1,5	14	4360	137	42,7	x	
Renault 4,5,6	16 • 1,5	12	4400	118	43,2	x	
Renault 12,15,16,17	16 • 1,5	16	5860	157	57,5	x	
Simca 1100	20 • 1,5	11	3150	108	30,9	x	
VW 1303	24 • 1,5	30	6650	294	65,2		x
VW 1600	24 • 1,5	30	7140	294	70,1		x
VW K 70	27 • 1,5	40	8520	392	83,5	x	

şekil 3.18

Vida	kesit (mm ²)	6.8		8.8		10.9		12.9	
		F _v (kp)	M _e (kpm)	F _v (kp)	M _e (kpm)	F _v (kp)	M _e (kpm)	F _v (kp)	M _e (kpm)
M 8 × 1	39,2	1 530	2,3	1 810	2,7	2 550	3,8	3 000	4,5
M 10 × 1	64,5	2 550	4,7	3 200	5,87	4 250	7,8	5 150	9,5
M 10 × 1,25	61,5	2 390	4,4	2 830	5,2	3 980	7,3	4 770	8,8
M 12 × 1,25	92,1	3 650	8,0	4 330	9,5	6 100	13,5	7 300	16
M 12 × 1,5	88,1	3 430	7,6	4 070	9,0	5 700	12,5	6 850	15
M 14 × 1,5	125	4 950	12,5	5 850	15,0	8 250	21	9 900	25
M 16 × 1,5	167	6 650	19	7 900	22,5	11 100	31,5	13 300	38
M 18 × 1,5	210	8 700	27,5	10 300	32,5	14 500	46	17 400	55
M 18 × 2	204	8 100	25	9 600	31,1	13 500	42,8	16 100	51
M 20 × 1,5	272	11 000	38,5	13 000	46	18 300	64	22 000	77
M 20 × 2	258	10 080	36,8	12 100	42,8	17 000	59,5	20 400	71,5
M 22 × 1,5	333	13 600	52	16 100	61	22 600	86	27 100	105
M 22 × 2	310	12 100	47	14 600	55,5	20 400	78	24 600	95
M 24 × 2	384	15 400	65	18 300	78	25 700	110	30 900	130
M 27 × 2	496	20 100	97	23 800	115	33 500	160	40 200	195
M 30 × 2	621	25 300	135	30 000	160	42 200	225	50 600	270

şekil 3.19

3.5.3

α_A zorlama durum katsayısı hesaplanırken her iki gerilme arasındaki fark gözönüne alınır.

$$\alpha_A = \frac{\sigma_{\text{kabul}}}{\tau_{\text{kabul}}}$$

b_1, b_2, β_n 'in her iki durumda da aynı olduğu kabul edilirse;

$$\alpha_A = \frac{\sigma_o \cdot \beta_{kt}}{\beta_{kb} \cdot \tau_o} \quad \text{olur.}$$

σ_o ve τ_o için zorlanma ve yüklenme biçimini belirleyen üst gerilmeler yerleştirilebilir. Bu tabi 3.1'den alınır.

Tavlama çelikleri için Tablo 2.14 çelik cinsi belirliyse fakat mukavemet belli değilse

$$\alpha_A = \frac{\sigma_o \cdot \beta_{kt}}{\beta_{kb} \cdot \tau_o} = \frac{\sigma_{bv} \cdot \beta_{kt}}{\beta_{kb} \cdot \tau_{tsa}} = \frac{0,5 \cdot \sigma_B \cdot \beta_{kt}}{0,58 \cdot \sigma_S \cdot \beta_{kb}}$$

Bu gibi durumlarda kopma sınırı durumu

$$\gamma = \frac{\sigma_S}{\sigma_B}$$

γ kopma durumunu belirleyen bir orandır.

Her iki çentik etkisi β_{kb}, β_{kt} bilinmesiyle de α_A bulunur.

$$\alpha_A = \frac{0,5 \cdot \beta_{kt}}{0,58 \cdot \gamma \cdot \beta_{kb}}$$

Her iki yükleme durumu için aynı yükleme sözkonusuysa (örneğin değişken) kesrin hem altında, hem üstünde σ_B olur ve kısılır.

$$\alpha_A = \frac{\sigma_{bw} \cdot \beta_{kt}}{\beta_{kb} \cdot \tau_{tw}} = \frac{0,5 \cdot \sigma_B \cdot \beta_{kt}}{0,29 \cdot \sigma_B \cdot \beta_{kb}} \quad (\text{Eğilme ve burulma değişken})$$

0,5 / 0,29 = 1,73'tür ki bilinen denklemden en büyük şekil değiştirme çalışması için α_o :

$$\alpha_o = \frac{\sigma_{kabal}}{1,73 \cdot \tau_{kabal}}$$

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 3(\alpha_o \cdot \tau_b)^2}$$

1,73² = 3 olur ve iki değer de kalkar ve σ_v denklemi şöyle olur.

$$3 \cdot \alpha_o^2 = 3 \cdot \left(\frac{\sigma_{kabal}}{1,73 \cdot \tau_{kabal}} \right)^2 = \alpha_A^2$$

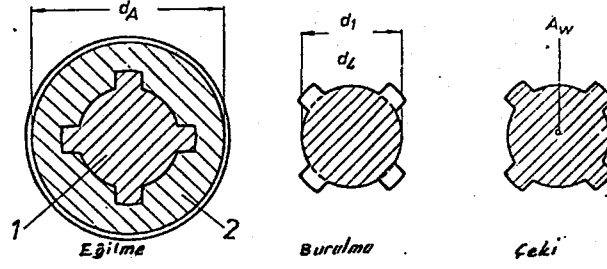
3.5.4

Bütün aksamaların ölçümleri bize hem malzeme direnç mukavemeti W_b ve W_t 'yi, hem de mil muylusunun kesit yüzeyi A_w 'yi verir. W_b ve W_t için yarıçap³ $\sqrt[3]$ olarak yazılır ki bu durumda toleranslar çok büyük önem kazanır.

Eğilme için malzeme mukavemet direnci hesabı dış yarıçap d_A ile bulunur.

$$W_b = 0,098 \cdot d_A^3$$

Burulma için mil profillerinde iç yarıçap d_i hesaba girer. (Şekil:3.20)



Şekil : 3.20

Kama (DIN 5462, DIN 5464) veya evolvent dişli (DIN 5480) kullanılacaksa dişlerdeki yani kamalardaki burulma gerilmeleri pratik olarak sıfırdır. Kesin d_1 ve d_4 çap ölçüleri ve toleransları normlardan alınabilir.

Direnç momenti için denklem;

$$W_t = 0,196 \cdot d_{1\min}^3 \text{ (veya } d_{4\min}^3 \text{)}$$

A_w : Çeki kuvveti yüzeyi toplam kesit alanı

$$\sigma_z = \frac{F_s}{A_w}$$

3.6 Örnek Bir Aks Muylusunun Hesaplanması

Örnek olarak VW 1600 ön aks muylusu hesabı yapılacaktır.

Verilenler :

Ön aks yükü : $G_v = 580 \text{ kg}$

Aks ağırlığı : $U_v = 60 \text{ kg}$

Tekerlek ağırlığı : $U_v = 18 \text{ kg}$

Lastik ölçüleri 6.00 - 15 L / 6 PR

Lastik hava basıncı $P_1 = 1,3 \text{ kp/cm}^2$

Dinamik yarıçap : $r_{\text{dyn}} = 309 \text{ mm}$

3.6.1. Diğer Değerlerin Bulunması

Tekerlek değerleri (yaylanma payları hesaplanmalıdır).

$D = 650 \text{ mm}$ $r_{\text{stat}} = 304 \text{ mm}$

$N_e = 390 \text{ kp}$ $P_R = 1,7 \text{ kp/cm}^2$

D : Tekerlek çapı

N_e : Lastiğin taşıyabileceği yük

P_R : Anma yükünü taşıyabilecek lastik basıncı

r_{stat} : Statik yarıçap

Ön lastik :

$$N_v = \frac{G_v}{2} = 290 \text{ kp}$$

$$P_{1V} = 1,3 \text{ kp/cm}^2$$

$$C_R = N_R / f_3 \quad C_{1V} = \frac{P_{1V}}{P_R} \cdot C_R$$

$$f_3 = D/2 - r_{\text{stat}}$$

$$C_R = 390/2,1 \quad C_{1V} = 142 \text{ kp/cm}$$

$$= 650/2 - 304$$

$$C_R = 186 \text{ kp/cm}$$

$$f_3 = 21 \text{ mm}$$

çarpma faktörleri Şekil 2.2'den $\frac{C_1}{N_v}$ fonksiyonu olan eğri-lerden okunur.

$$\frac{C_1}{N_v} = \frac{142}{290} = 0.49 \text{ cm}^{-1}$$

ve $k_1 = 1,5$ ve $k_2 = 2,5$

Yüzey sürtünme katsayısı Şekil 2.4'dedir. Okuma, lastik yükü N_v 'nin fonksiyonu olarak yapılır. $\mu_{F1} = 0,35$, $\mu_{F2} = 0,86$

3.6.2 Zaman Mukavemeti Hesabı

* Tekerlek değme noktasındaki kuvvetlerin elde edilmesi.

$N_{v0}' = N'$ için lastik ağırlığı $U_R \approx 18 \text{ kg}$ gözönüne alınır.

* Üst yüksek kuvvet

$$N_{v0}' = k_1 \cdot N_v - U_R = 1,5 \cdot 290 - 18 = 417 \text{ kg.}$$

* Alt yüksek kuvvet

$$N_v' = N_v - N_e = 290 - 18 = 272 \text{ kp}$$

* Yan kuvvet

$$S_{1V} = \mu_{F1} \cdot N_v = 0,35 \cdot 290 = 101,5 \text{ kp}$$

* Eğilme momentlerinin belirlenmesi

Üst moment :

$$M_{bo} = N_{v0}' \cdot a + S_{1V} \cdot r_{dyn} = 417 \cdot 1,86 + 101,5 \cdot 30,9$$

$$M_{bo} = 3912 \text{ cm.kp}$$

ve alt moment

$$M_{bu} = N_v' \cdot a - S_{1V} \cdot r_{dyn} = 272 \cdot 1,86 - 101,5 \cdot 30,9$$

$$M_{bu} = - 2637 \text{ cm.kp.}$$

Alt momentin negatif olması değişken eğilme zorlaması olduğunu gösterir. Burada sözkonusu olan eğilme gerilmesinin hesaplanması.

Muylu çapının $d = 2,9$ cm olması, çeki momentinin $W_b = 2,39$ cm^3 olmasını sağlar.

$$W_b = 0,098 \cdot d_A^3 = 0,098 \cdot 2,9^3 = 2,39 \text{ cm}^3$$

Bu durumda üst gerilme

$$\sigma_{bo} = \frac{M_{bo}}{W_b} = \frac{3912}{2,39} = 1635 \text{ kp/cm}^2 \text{ ve alt}$$

$$\sigma_{bu} = \frac{M_{bu}}{W_b} = \frac{-2637}{2,39} = -1102 \text{ kp/cm}^2$$

Bu iki gerilme ile oluşan değişken gerilme (uygulama)

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{uygulama}} &= 0,58 \cdot \sigma_{bo} - 0,42 \cdot \sigma_{bu} = 0,58 \cdot 1635 - 0,42 \cdot (-1102) \\ &= 1413 \text{ kp/cm}^2 \end{aligned}$$

Bu malzeme için kabul edilen gerilmenin elde edilmesi

$$\sigma_{\text{kabul}} = \frac{\sigma_{bw} \cdot b_1 \cdot b_2}{\beta_{Nb} \cdot \beta_k \cdot v}$$

$$b_w = 0,5 \cdot B \quad (\text{Şekil 3.1})$$

$$b_1 = 0,87 \quad (\text{Şekil 3.2})$$

$$b_2 = 0,9 \quad (\text{Şekil 3.3) kaba derinliğin okunması}$$

$$R_t = 8 \text{ } \mu\text{m}$$

verilen çeliğin minimum kırılma mukavemeti $\sigma_{bmin} = 100 \text{ kp/mm}^2$

Rt ve σ_{bmin} 'e bağlı olarak b_2 tablodan okunur.

Çentik etkisi değeri $\beta_{kb} = \alpha_{kb} \cdot fw$

$$t = \frac{D-d}{2} = \frac{40-29}{2} = 5,5 \text{ mm}$$

$$\text{ve } \frac{d}{D} = \frac{29}{40} = 0,725 \quad \text{ve} \quad \frac{r}{t} = \frac{2,5}{5,5} = 0,455$$

Şekil 2.11'den $\alpha_{kb} = 2$

malzeme faktörü şekil 2.4'den alınır. Şekil 2.6'den alınan gerilme çizgisi fonksiyonu olarak bulunabilir.

$$x = \frac{2}{d} + \frac{2}{r} = \frac{2}{29} + \frac{2}{2,5} \quad x = 0,899 \text{ mm}^{-1}$$

böylece $fw = 0,96$ ve

$$\beta_{kb} = \alpha_{kb} \cdot fw$$

$$\beta_{kb} = 2 \cdot 0,96 = 1,92$$

Emniyet $v = 1,2$ ile kabul edilen gerilme

$$\sigma_{b \text{ kabul}} = \frac{0,5 \cdot \sigma_B \cdot 0,87 \cdot 0,9}{1 \cdot 1,92 \cdot 1,2} = 0,17 \cdot \sigma_B$$

$\beta_{Nb} = 1$ rulmanlı yataklama.

$\sigma_{bw} \text{ uygulama} \leq \sigma_{b \text{ kabul}}$ şartı σ_{bmin} bulunmasına yol açar. Böylece seçilebilecek tavlama çelikleri belirlenir.

$$\sigma_{b \text{ kabul}} = 0,17 \cdot \sigma_B$$

$$\sigma_{B\min} = \frac{\sigma_{\text{bwsöz konusu}}}{0,17} = \frac{1413}{0,17}$$

$$\sigma_{B\min} = 8325 \text{ kp/cm}^2 = 83,25 \text{ kp/mm}^2$$

Tablo 2.14'den hem mali açıdan daha iyi olan C45V, hem de pahalı ve krom katılmış 34Cr4V vardır.

$$\sigma_B = 90 - 105 \text{ kp/mm}^2$$

araştırmalar sonucu VW 34Cr4V kullanılmaktadır.

$$\sigma_B = 90 - 110 \text{ kp/mm}^2$$

$$\sigma_S = 70 \text{ kp/mm}^2 \quad \delta_S \geq \% 10$$

Yüksek tavlama ile daha fazla bir emniyet olur.

b kabulün bulunması için kullanılan $v=1,2$ ile $\sigma_{B\min} = 83,25 \text{ kp/mm}^2$ olur.

Söz konusu $\sigma_{B\min} = 95 \text{ kp/mm}^2$ ile

$$v = 1,2 \frac{95}{83,25} = 1,37$$

3.6.3 Zaman Mukavemeti

Hemzemin geçitte seyir esnasında en büyük eğilme momenti

$$M_{b_2} = (k_2 \cdot N_v - U_R) \cdot r + \mu_{f_1} \cdot N_v \cdot r_{dyn}$$

$$M_{b_2} = (2,5 \cdot 290 - 18) \cdot 1,85 + 0,35 \cdot 290 \cdot 30,9$$

$$M_{b_2} = 4448 \text{ kpcm}$$

Stabilize yolda en büyük moment

$$Mb_3 = (k_1 \cdot N_v - U_R) \cdot r + \mu_{F_2} \cdot N_v \cdot r_{dyn}$$

$$Mb_3 = (2,5 \cdot 290 - 18) \cdot 1,85 + 0,86 \cdot 290 \cdot 30,9$$

$$Mb_3 = 8402 \text{ kpcm.}$$

$Mb_3 > Mb_2$ 'dir. Yani hesabın geri kalanı Mb_3 ile yapılır. Emniyet 'nin belirlenmesi.

$$\sigma_{buygulama} \leq \sigma_{bkabul}$$

$$\frac{Mb_3}{Wb} \leq \frac{\sigma_{b_s}}{V} = \frac{1,2 \cdot \sigma_s}{V} \quad V = \frac{1,2 \cdot \sigma_s \cdot Wb}{Mb_3}$$

$$V = \frac{1,2 \cdot 7000 \cdot 2,39}{8402} = 2,4$$

$$\sigma_s = 70 \text{ kp/mm}^2 = 7000 \text{ kp/mm}^2 \text{ (seçilen malzeme için)(34Cr4V)}$$

$$V = 2,4$$

Zaman mukavemeti için önerilen emniyet katsayısı $V = 1,5$ değerinin çok üstündedir ve bu yüzden C45 V'de yeterli olabilirdi. Bu malzemenin $\sigma_B \geq 90 \text{ kp/mm}^2$ 'nin üzerinde ve kopma sınırı $\sigma_S \geq 58 \text{ kp/mm}^2$ 'dir. Böylece

$$V = \frac{1,2 \cdot 5800 \cdot 2,39}{8402} = 1,97 \quad V=2\text{'dir.}$$

3.7. Arka Aks Milinin Hesaplanması

VW 1600 variant II'nin arka aks mili örnek olarak alınacak.

Kabul edilen faydalı yük : 540 kg

Kabul edilen arka aks yükü : $G_h = 1030 \text{ kg}$

Aks ağırlığı : $U_h = 65 \text{ kg}$

Bir lastiğin ağırlığı : $U_R = 18 \text{ kg}$

Daha önce olduğu gibi yay payları

Hava basıncı : $P_{1h} = 2,5 \text{ kp/cm}^2$

Max Motor döndürme momenti : $M_{dmax} = 11,2 \text{ kpm}$

Şanzuman : $3,8 - 2,6 - 1,26 - 0,89$

Diferansiyel oranı : $i_D = 4,125$

Verim : $= 0,88$ (Aktarma oranları toplam verimi)

Şekil 3.20'de bağlantı mili ölçüleri verilmiştir.

3.7.1 Diğer Değerlerin Bulunması

Tekerlek yay payı C_{1h} bulmak için önceki bölümde hesaplanan $C_R = 186 \text{ kp/cm}$ kullanılır.

$$C_{1h} = \frac{P_{1h}}{P_R} \cdot C_R = \frac{2,5}{1,7} \cdot 186 \quad C_{1h} = 274 \text{ kp/cm}$$

$$\text{ve } N_B = \frac{G_h}{2} = 515 \text{ kg} \quad \frac{C_{1h}}{N_h} = 0,532 \text{ cm}^{-1}$$

şekil 2.2 den k_1 ve k_2 tekerlek yükü çarpma faktörü bulunur

$$k_1 = 1,52 \quad \text{ve} \quad k_2 = 2,54$$

Yüzey sürtünme katsayısı ise

$$\mu_{F_1} = 0,32 \quad , \quad \mu_{F_2} = 0,82. \quad (\text{Şekil2.4})$$

3.7.2 Dayanıklılık

VW'de aks milinin altı kenarlı somununun çözülme momenti $M_a=30$ kpm'dir. (Şekil 3.18)

M_a : Sıkma momenti

M_s : Çözülme momenti

Cıvata M24 x 1,5

Sıkma kuvveti ise

$$F_s = 7140 \text{ kp} \quad (\text{Tablo 3.18})$$

VW'de dönme momenti nakli için profilinin kesit yüzeyi

$A_w = 6,3 \text{ cm}^2$ 'dir. ($d = 2,83 \text{ cm}$.) Bu durumda çeki yerilmesi

$$\sigma_{z1} = \frac{F_s}{A_w} = \frac{7140}{6,3} \quad \sigma_{z1} = 1135 \text{ kp/cm}^2$$

Eğilme gerilmesi

Eğilme sonucu milde oluşan moment M_{bo} :

$$M_{bo} = (k_1 \cdot N_h - U_R) a + \mu f_1 \cdot N_h \cdot r_{dyn}$$

$$M_{bo} = (1,52 \cdot 515 - 18) \cdot 1,7 + 0,32 \cdot 515 \cdot 309$$

$$M_{bo} = 6375 \text{ kpcm.}$$

Malzeme direnç mukavemeti

$$W_b = 0,098 d_A^3 = 0,098 \cdot 4,3^3 = 7,8 \text{ cm}^3$$

ve böylece

$$\sigma_{b1} = \frac{M_{bo}}{W_b} = \frac{6375}{718} \quad \sigma_{b1} = 817 \text{ kp/cm}^2$$

Eğilme gerilmesi, devamlı sözkonusu olan çeki gerilmesinden daha azdır.

Burulma gerilmeleri :

3. vitesteki burulma gerilmesi :

$$Mt_1 = \frac{M_{dmax} \cdot i_3 \cdot i_b \cdot \zeta}{2}$$

$$Mt_1 = \frac{1120 \cdot 1,26 \cdot 4,125 \cdot 0,88}{2}$$

$$Mt_1 = 2560 \text{ cmkp}$$

$$\text{ve } Wt = 0,196 d_1^3 = 0,196 \cdot 2,5^3 = 3,06 \text{ cm}^3$$

Burulma gerilmesi

$$\tau_{t1} = \frac{Mt_1}{Wt_1} = \frac{2560}{3,06} \quad \tau_{t1} = 837 \text{ kp/cm}^2$$

Zorlama durumu :

Kullanılan çelik ve mukavemet özellikleri belirli değildir. α_A 'nın bulunması için kullanılan kopma sınırı $\sigma_S = 0,8 \cdot \sigma_B$ 'dir.

Çentik etkisi değerleri;

$$\beta_{kb} = 1,7 \quad , \quad \beta_{kt} = 1,6 \quad (\text{Evolvent dişli millerde}) \quad (\text{DIN 5480})$$

$$\alpha_A = \frac{\sigma_{bu} \cdot \beta_{kt}}{\tau_{tsa} \cdot \beta_{kb}} = \frac{0,5 \sigma_B \cdot \beta_{kt}}{0,58 \sigma_S \cdot \beta_{kb}} = \frac{0,5 \cdot \sigma_B \cdot 1,6}{0,58 \cdot 0,8 \sigma_B \cdot 1,7} \cong 1$$

Bileşke gerilme : (kp/mm²)

$$\sigma_{V1} = \sqrt{(\sigma_{b1} + \sigma_{z1})^2 + (\alpha_A \cdot \tau_{t1})^2}$$

$$\sigma_{V1} = \sqrt{(8,17 + 11,35)^2 + (1 \cdot 8,37)^2}$$

$$\sigma_{V1} = 21,1 \text{ kp/mm}^2$$

kabul edilen gerilme ve min kırılma mukavemetinin bulunması

$$\sigma_{b \text{ kabul}} = \frac{\sigma_{bw} \cdot b_1 \cdot b_2}{N_b \cdot k_b} \geq \sigma_{V1}$$

b_2 şekil 3.2'den almak için $\sigma_{B \text{ min}} = 100 \text{ kp/mm}^2$ kabul edilmiştir.

R_t ise $10 \mu\text{m}$ 'dir.

$$b_2 = 0,88 \quad \text{ve} \quad b_1 = 0,9 \quad (\text{Şekil 3.3})$$

Bilinen değer $\beta_{kb} = 1,7 \cdot \sigma_{bw} \approx 0,5 \cdot \sigma_B$ ve $v = 1,2$ şartıyla kırılma mukavemeti

$$\sigma_B \geq \frac{\sigma_{V1} \cdot k_b}{0,5 \cdot b_1 \cdot b_2} = \frac{21,2 \cdot 1,7 \cdot 1,2}{0,5 \cdot 0,9 \cdot 0,88}$$

$$\sigma_B \geq 109 \text{ kp/mm}^2$$

3.7.3 Malzemenin Belirlenmesi

Tablo 3.14 34 Cr 4V - V

Yüzey sertleştirmesi ile kenar kesimlerin taşıyacağı gerilmeler artırılır.

$$\sigma_{bw} \approx 0,6 \cdot \sigma_B \quad \text{şartı uygulanır.} \quad \sigma_{B \text{ min}} = 91 \text{ kp/mm}^2$$

indiksiyonlar sertleşebilen 41Cr4v kullanılır.

$$41\text{Cr}4\text{V} \quad \sigma_B = 95 - 110 \text{ kp/mm}^2$$

$$\text{HRC} = 50^{+5} \quad (\text{üst yüzey sertliği}) \quad \text{Rockmell C}$$

kopma sınırı $\sigma_s \geq 70 \text{ kp/mm}^2$ genişleme $\delta = \% 11$

3.7.4 Zaman Mukavemeti Kontrolü

Stabilize yolda seyir

$$\text{yan kuvvet } S_2 = \mu_{F_2} \cdot N_h$$

$$M_{b_3} = (N_h \cdot k_1 - U_R) \cdot \alpha + \mu_{F_2} \cdot N_h \cdot r_{dyn}$$

$$= (1,52 \cdot 515 - 18) \cdot 1,7 + 0,82 \cdot 515 \cdot 30,9$$

$$M_{b_3} = 14350 \text{ cmkp}$$

$$M_{t_4} = \frac{M_{dmax} \cdot l_2 \cdot l_D \cdot \zeta}{2} = \frac{1120 \cdot 2,06 \cdot 4,125 \cdot 0,88}{2}$$

$$M_{t_4} = 4180 \text{ kp.}$$

Eğilme gerilmesi

$$\sigma_{b_3} = \frac{M_{b_3}}{W_{b_3}} = \frac{14350}{7,3}, \quad \sigma_{B_3} = 1840 \text{ kp/cm}^2$$

Burulma gerilmesi

$$\tau_{t_4} = \frac{M_{t_4}}{W_t} = \frac{4180}{3,06} \quad \tau_{t_4} = 1365 \text{ kp/cm}^2$$

$$\sigma_{z1} = 1135 \text{ kp/cm}^2 \quad (\text{dayanıklılık hesabı})$$

$$\alpha_A = 1 \quad (\text{dayanıklılık hesabı})$$

Bileşke gerilme

$$\sigma_{V3} = \sqrt{(\sigma_{b3} + \sigma_{z1})^2 + (\alpha_A \cdot \tau_{t4})^2} \quad \sigma_{V3} = 32,8 \text{ kp/mm}^2$$

Kabul edilen gerilme;

Eğilme kopma sınırı üst yüzey sertleştirmesi olmadan

$$\sigma_{bs} = 1,2 \sigma_s \text{ alınır.}$$

$$\sigma_{bs} = 1,5 \cdot 1,2 \cdot \sigma_s$$

(Kısa süreli taşınabilen gerilmelerde % 50 daha büyük olmalıdır.)

$$\sigma_{V3} \leq \sigma_{\text{kabul}2} \quad \text{ve} \quad \sigma_{\text{kabul}2} = \frac{\sigma_{b_s}}{V}$$

ile emniyet katsayısı hesaplanır

$$V = \frac{\sigma_{b_s}}{\sigma_{V3}} = \frac{1,5 \cdot 1,2 \cdot 70}{32,8} = 3,8$$

Bu değer belirlenen $V = 1,5$ 'ten büyüktür.

* Sükunetten harekete geçiş :

Hareket düzeninde elastik bir malzeme yoktur. $k_k = 2$

Mt_3 ve Mt_6 'dan küçük olanı ile hesap yapılır.

$$Mt_3 = \frac{M_{\text{dmax}} \cdot i_1 \cdot i_D \cdot \eta \cdot k_k}{2} = \frac{1120 \cdot 3,8 \cdot 4,125 \cdot 0,88 \cdot 2}{2}$$

$$Mt_3 = 15450 \text{ kpcm}$$

$$Mt_6 = \mu_L \cdot N_h \cdot r_{stat} = 1,1 \cdot 515 \cdot 30,4$$

$$Mt_6 = 17259 \text{ kpcm.}$$

Sükunetten harekete geçildiği için $r_{dyn} = 309 \text{ mm}$ yerine $r_{stat} = 304 \text{ mm}$ kullanılır.

Burulma gerilmesi : Mt_3 ile

$$\tau_{t_3} = \frac{Mt_3}{Wt} = \frac{15450}{3,06} \quad \tau_{t_6} = 5050 \text{ kp/cm}^2$$

Bu durumda

$$\mu_{L_3} = \frac{Mt_3}{r_{stat} \cdot N_h} = \frac{15450}{30,4 \cdot 515} \quad \mu_{L_3} = 0,99$$

$$Mb_6 = \sqrt{(N_h \cdot a)^2 + (\mu_{L_3} \cdot N_h \cdot b)^2}$$

Sapma $\gamma = 0$ 'dir. $a = b$ (eşit uzunlukta) (Şekil 2.7)

(Tekerlek eksenindeki sapma)

Böylece denklem sabitleşir.

$$Mb_6 = a \cdot \sqrt{(k_3 \cdot N_h - \frac{Uv}{2})^2 + (L_3 \cdot N_h)^2}$$

$$= 1,7 \cdot \sqrt{756^2 + 510^2}$$

$$Mb_6 = 1550 \text{ kpcm.}$$

Eğilme gerilmesi :

$$\sigma_{b_6} = \frac{Mb_6}{Mb_6} = \frac{1550}{7,8}$$

$$\sigma_{b_6} = 199 \text{ kp/cm}^2$$

Bileşke gerilmesi :

$$\begin{aligned}\sigma_{v6} &= \sqrt{(b_6 + z_1)^2 + (\alpha_A \cdot t_6)^2} \\ &= \sqrt{(199 + 1,35)^2 + (1 \cdot 50,50)^2}\end{aligned}$$

$$\sigma_{v6} = 52,2 \text{ kp/cm}^2 \text{ ve}$$

$$v = \frac{1,5 \cdot 1,2 \cdot 70}{52,2} = 2,4$$

Bu değerde $v = 1,5$ 'in üstündedir.

3.8 Bir Aks Milinin Hesaplanması

Burulma momentleri bilinmektedir.

$$\text{Devamlı ortaya çıkan } Mt_1 = 2560 \text{ kp.cm.}$$

$$\text{Mapimum söz konusu } Mt_3 = 15450 \text{ kp.cm.}$$

3.8.1 Malzeme Seçimi

Önce malzeme belirlenir. Kopma sınırı çapı belirler. Kopma sınırı durumu iyi olan bir tavlama çeliği bulunur. Genleşmesi düşük malzeme olmalıdır.

41 Cr 4 V mukavemet bölümü V için

$$\sigma_B = 100 - 130 \text{ kp/mm}^2, \sigma_S \geq 90 \text{ kp/mm}^2 \text{ ve } \delta \geq \% 10,$$

$$\gamma = \sigma_S / \sigma_B = 90/110 \quad \gamma = 0,82$$

3.8.2 Şaft Yarıçapının Hesaplanması

$$\tau_{tF} = 0,58 \sigma \text{ (Tablo 3.1)}$$

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{Mt_3 \cdot 5,1 \cdot v}{\tau_{tF}}}$$

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{15450 \cdot 5,1 \cdot 1,2}{0,58 \cdot 9000}} \quad d_{\min} = 2,63 \text{ cm.}$$

Min. Çap arandığı için $v = 1,2$ alındı.

Yarı mamül olarak sıcak hadde ile imal edilmiş $\varnothing 27$ DIN 1013 çeliği alınır. Kabul edilen sapmalar $0,6$ 'dır. en alt değer $\varnothing 26,3$ mm olur.

Çizim için verilen çap; $\varnothing 27 \pm 0,6$

3.8.3 Mil Sonlarının Boyutlandırılması

Dönme için milin her iki tarafında evolvent profili dişli kullanılır.

$$\beta_{kt} = 1,6 \text{ dır.}$$

b_1 ve b_2 şekil 3.2 ve 3.3'den okumak için profil iç çapı $d_4 = 30$ mm olması $R_t = 10$ m ile sınırlandırılmaktadır.

Böylece

$$b_1 = 0,88, \quad b_2 = 0,88, \quad \beta_{Nt} = 1 \text{ ve } v = 1,2 \quad \gamma < 0,86 \text{ (Tablo 3.1)}$$

$$\tau_{t_{sa}} = 0,58 \cdot \tau_s$$

$$\tau_{t \text{ kabul D}} = \frac{\tau_{t_{sa}} \cdot b_1 \cdot b_2}{\beta_{Nt} \cdot \beta_{kt} \cdot v} = \frac{0,58 \cdot 9000 \cdot 0,88 \cdot 0,88}{1 \cdot 1,6 \cdot 1,2}$$

$$\tau_{t \text{ kabul D}} = 2110 \text{ kp/cm}^2$$

Kabul edilen gerilme ile profilin min. çapı $d_{4\min}$ bulunmalıdır.

$$d_4 \min = \sqrt[3]{\frac{Mt_1 \cdot 5,1}{\zeta t \text{ kabul D}}} = \sqrt[3]{\frac{2560 \cdot 5,1}{2110}}$$

$$d_4 \min = 1,84 \text{ cm} = 18,4 \text{ mm.}$$

4. HAREKET DÜZENİ AKSAMINDAKİ KUVVETLER

Bu bölümde, statik ve mukavemet hesaplarından, mafsallardaki ve yataklardaki kuvvetler belirlenecektir.

Tekerlek değme noktasındaki kuvvetler şunlardır.

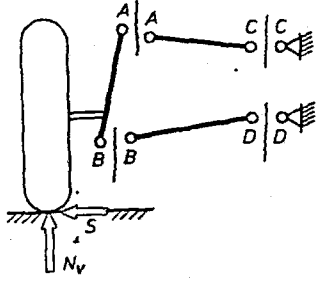
Tekerlek tepki kuvveti $N_{v,h}$ (Y-doğrultusu)

Yan tepki kuvveti S (X-doğrultusu)

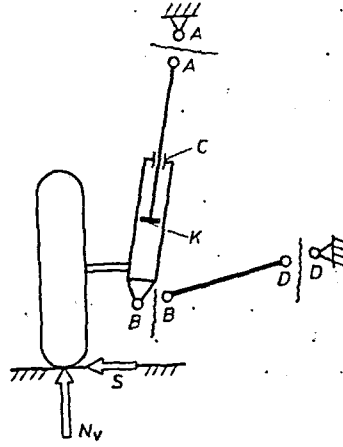
Dik tepki kuvveti L (Z-doğrultusu)

$N_{v,h}$ ve S dış kuvvettir. Düz seyirde yolun bünyesine bağlıdır. Dik kuvvet L ya iç kuvvet olarak motorun döndürme momentiyle, ya da dış kuvvet etkisiyle oluşur. Lastiğin fren momenti etkili olur.

Tekerlek değme noktasındaki kuvvetler sonucunda kolun bağlandığı A-B noktalarında ve Mc.Pherson yayının kayma noktaları C-D noktalarında x-y z doğrultularında tepki kuvvetleri oluşur.

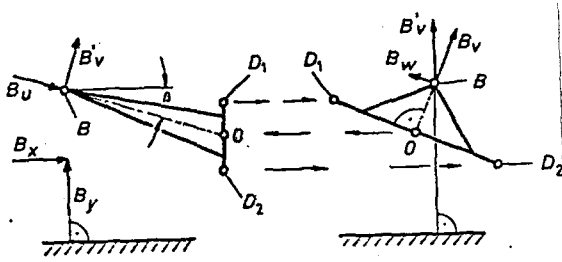


Şekil 4.1

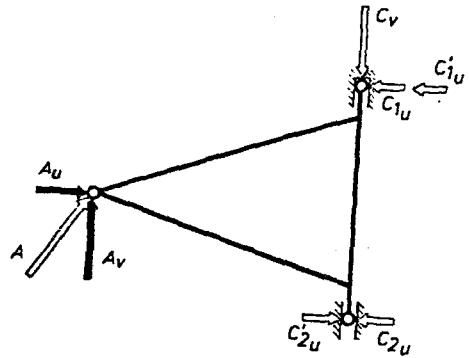


Şekil 4.2

Yani şekil 4.3'te görülen u, v, w doğrultularında bu kuvvetler oluşur. Eğik kuvvetlerin incelenen dönme noktasına etki uzaklıkları zor hesaplanır. Zorlama biçiminin kesin olarak bulunmasında güçlükler vardır. Bu yüzden bu tür kuvvetlerin iki veya üç belirlenmiş kuvvete indirgenmesi iyi olur.



Şekil 4.3



Şekil 4.4

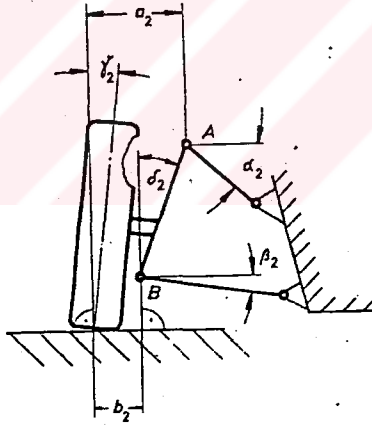
Hesaplarda şu hususlar gözönünde bulundurulmalıdır.

* Dayanıklılık incelenmesi - Durum-I-'de taşıt normal durumda bulunmalıdır. Yani tam yüklenmiş konumda. Tekerlek askısı kabul edilen aks yükü değerine göre yaylandırılmış durumda çizilmelidir.

* Aynı durum zaman mukavemeti-Durum-3- içinde geçerlidir. Stabilize yolda seyirde tekerlek askısı tamamiyle yaylandırılmış şekilde olmalıdır. (Şekil 4.5)

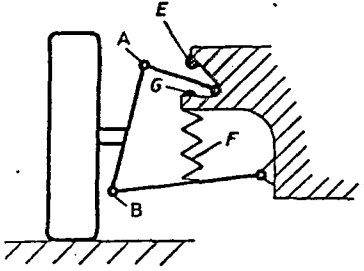
Şekil 4.5'te bulunan α_2 ve β_2 açıları yardımıyla tekerlek sapması γ_2 ve dikme δ_2 'yi bulabilmek için yaylandırma yolu f_1 gözönünde bulundurulmalıdır.

Etki uzaklıkları a_2 ve b_2 açılardan hesaplanır.

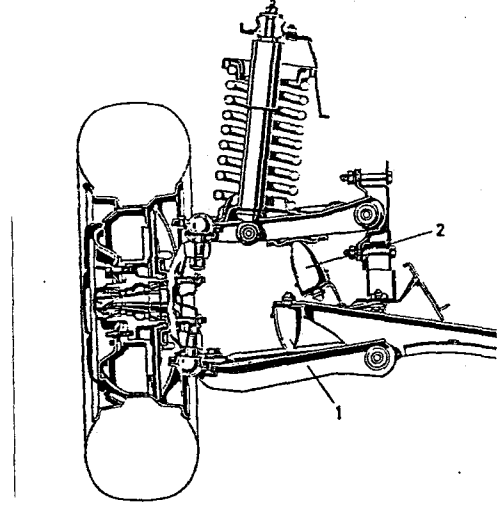


Şekil 4.5

Yaylandırılmış kütlelerin ağırlıkları U_v , h dikkate alınarak Fiat 132 için çapraz idare kolu kuvvet planı şöyle yazılabilir.



Şekil 4.6



Şekil 4.7

N_F = Tekerlek değme noktalarındaki yaydan alınan kuvvet.

N_E = Çarpma kuvveti

Kabul edilen aks yükü : $G_v = 600$ kg.

aks ağırlığı : $U_v = 60$ kg.

Yaylanma katsayısı : $C_{v2} : 10$ kp/cm

Yaylanma katsayısı : $f_{1v} : 80$ mm = 8 cm.

Tekerlek yükü : $N_v = \frac{G_v}{2} = 300$ kg.

Çarpma faktörü : $k_2 = 2,45$.

Tekerlek değme noktasındaki en büyük kuvvet

$$N_{v2} = k_2 \cdot N_v = 2,45 \cdot 300 = 735 \text{ kp.} = N_F + N_E + \frac{U_v}{2}$$

$$N_{v2} - \frac{U_v}{2} = N_F + N_E \quad N_F + N_E = 735 - \frac{60}{2} \quad N_F + N_E = 705 \text{ kp}$$

Meydana gelen kuvvet artışı :

$$\Delta N_v = f_{1v} \cdot C_{2v} = 8 \cdot 10 = 80 \text{ kp.}$$

Böylece yayda

$$N_F = N_v - \frac{v}{2} + \Delta N_v = 300 - 30 + 80 = 350 \text{ kp'lık bir kuvvet oluşur}$$

(Yaydan kaynaklanan kuv.)

Yay hareketi tamamıyla doğrusal olarak kabul edilir. Askı kolunun açısı değişimi sayesinde yaylandırma sertleşir. Yani N % 5 daha fazla olur. Böylece hesaplanması gereken çarpma kuvveti.

$$N_E = N_{v2} - (\Delta N_v + N_v) = 355 \text{ kp.}$$

Şekil 4.6'da B bilyalı mafsallı devamlı, A bilyalı mafsallı sınırlı süreli yüklenir.

5. SABİT AKSLAR; KUVVETLER, MOMENTLER, MUKAVEMET HESABI

5.1 Aksın İncelenmesi

$$Sh_1 = \mu_{F1} \cdot Nh$$

Sh_1 : Yan Kuvvet

μ_{F1} : Yan kuvvet faktörü

Nh_1 : Tekerlek yükü.

Şekil 5.1 ve 5.2'deki I-I kesitindeki sabit eğilme gerilmesi

$$\sigma_{\text{buygulama}} = \frac{Nho \cdot C + S_1 \cdot r_{\text{dyn}}}{Wb}$$

Nho : Üs yük. (max.)

C : Tekerlek değme nok. kritik kesite uzaklığı.

Wb : Malzeme mukavemet direnci

N_{ho} ve S_1 birbirine eşit olursa eğilme gerilmesi sıfır olabilir.

Kaynak edilmiş yay altlığının yanındaki aks çubuğunun kabul edilen eğilme gerilmesi

$$\sigma_{bkabul D} = \frac{\sigma_{bsa}}{\beta_{kb} \cdot v}$$

$\beta_{kb} = 2,5$ (kaynak esnasında oluşan çentik etkilere bağlıdır.)

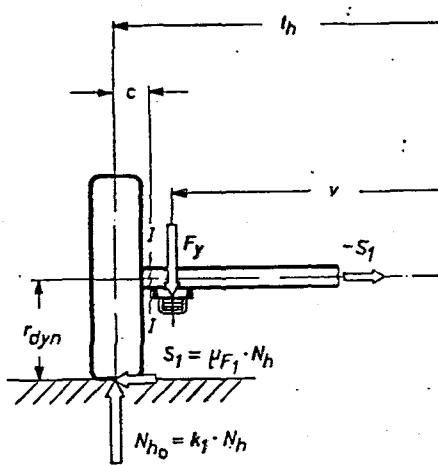
$$v = 1,5$$

σ_{bsa} : Tablo 2.1 ve 2.14'den bulunabilir.

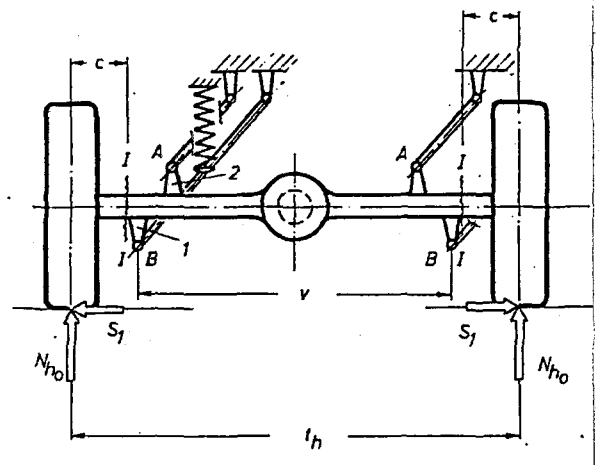
Azaltma faktörü b gözönüne alınarak

$$\sigma_{bkabul D} = \frac{\sigma_a \cdot b_4}{v}$$

Ana malzeme için σ_b de veya $\sigma_{b_{sa}}$ tablo 2.1'den bulunabilir.



Şekil 5.1

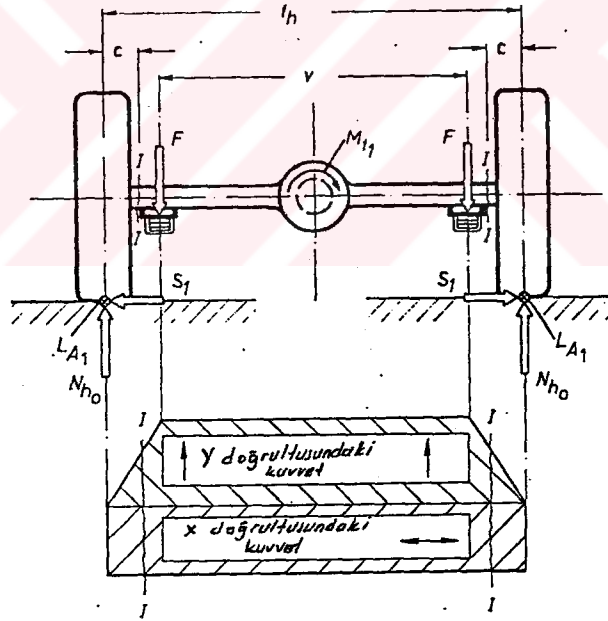


Şekil 5.2

Aksta meydana gelen eğilme momenti;

$$M_{b1} = N_{ho} \cdot \frac{th - v}{2} + S_1 \cdot r_{dyn}$$

formülü ile bulunur. (Şekil 5.3) Bu x ve y doğrultularında oluşan momenttir.



Şekil 5.3

Z yönünde olan eğilme momenti ise

$$M_{bZ} = L_{A1} \cdot \frac{th-v}{2} \quad \text{'dir ve}$$

burada L_A taşıtın işletme gücüdür.

$$L_A = \frac{M_{b1}}{r_{dyn}}$$

Aksın ortasında hesaplamalarda gözönüne alınan burulma momenti M_{t1} ise şöyle bulunur.

$$M_{t1} = \frac{M_{dmax} \cdot i_3 \cdot i_D \cdot \eta_m}{2}$$

sonuçta x, y ve z'nin toplam momenti bulunur.

$$M_{bR1} = \sqrt{M_{b1}^2 + M_{bZ}^2}$$

Bu moment sonucu oluşan gerilme ise şöyle bulunur.

$$\sigma_{v1} = \sqrt{\left(\frac{M_{bR1}}{W_b}\right)^2 + \alpha_A^2 \cdot \left(\frac{M_{t1}}{W_t}\right)^2}$$

Burulma ve eğilmenin eşit olması için $\beta_{kt} = \beta_{kb}$ olmalıdır. Böylece zorlanma durum katsayısı α_A ise;

$$\alpha_A = \frac{\sigma_{bsa}}{\sigma_{tsa}} = \frac{1,2 \cdot \sigma_s}{0,58 \cdot \sigma_s} \quad \alpha_A = 2,07, \quad \alpha_A^2 = 4,28$$

yuvarla kütleler için $W_t = 2 W_b$ olduğuna göre

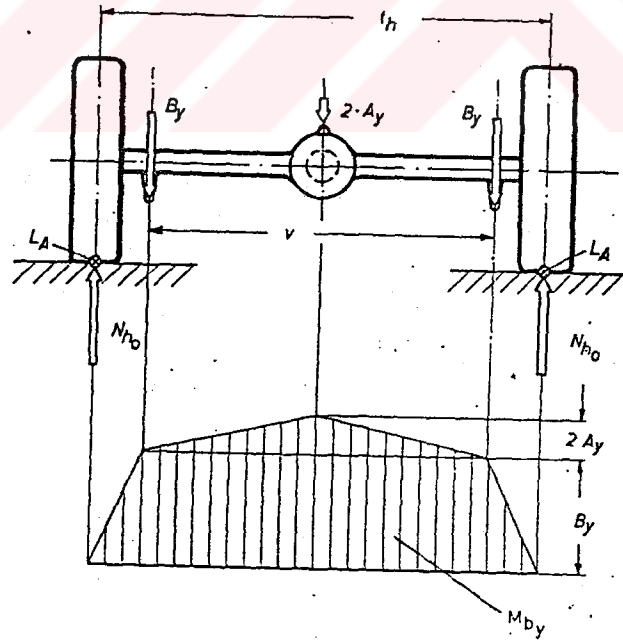
$$\sigma_{v1} = \frac{1}{WB} \cdot \sqrt{M_{bR}^2 + 1,07 M_{t1}^2}$$

sonucu elde edilir.

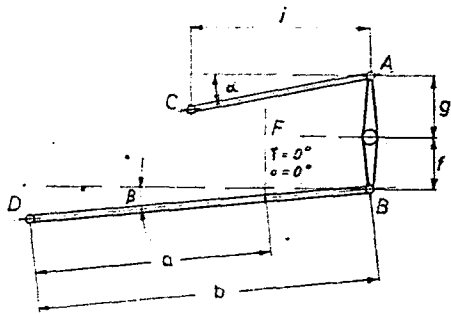
5.2 Sabit Aksın Hareketi

Örnek olarak Ford Taunus arka aksı incelenecektir. Burada yan kuvvetleri her iki üst idare kolu absorbe etmektedir. akstaki momentler ve idare kollarındaki kuvvetler, stabilize yolda ve seyir esnasında (Durum 3-6) için hesaplanacaktır.

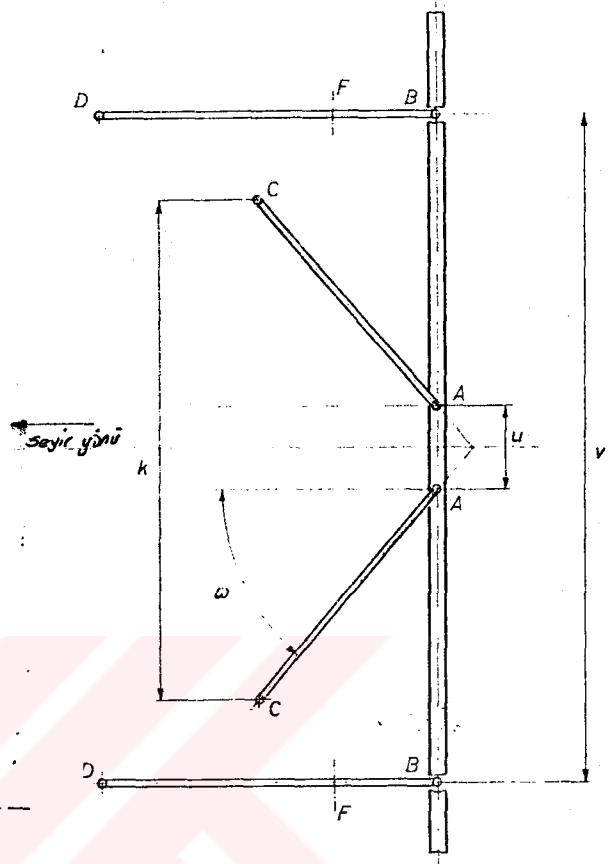
5.2.1 Normal Durumda Verilen Değerler



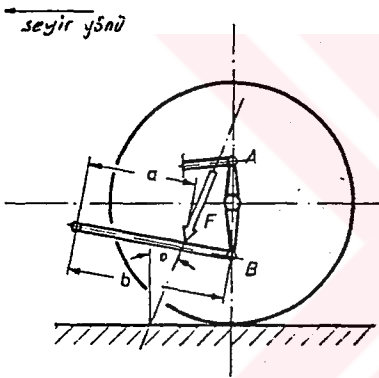
Şekil 5.4



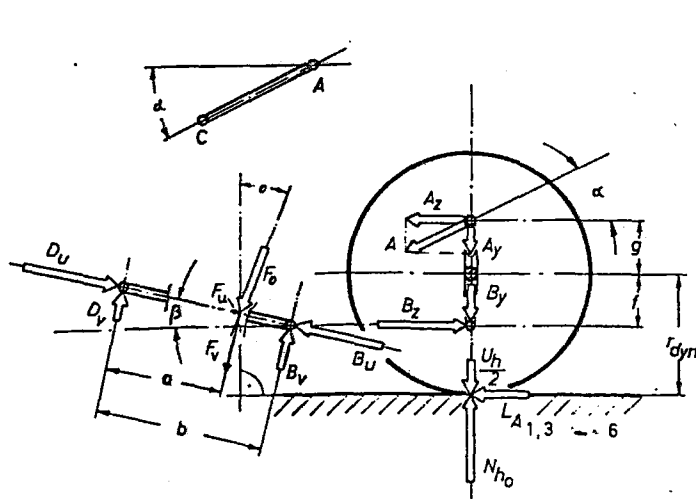
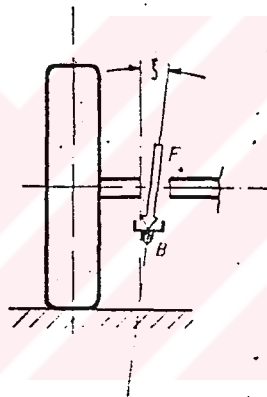
şekil 55



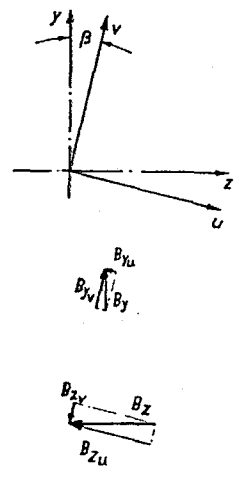
şekil 56



şekil 57



şekil 58



Arka aks yükü $G_h = 790 \text{ kg}$

Aks ağırlığı $h = 110 \text{ kg}$

İz genişliği $t_h = 1422 \text{ mm}$

Lastikler : 175 SR 13.

$D = 608 \text{ mm}$

$r_{stat} = 276 \text{ mm}$

$r_{dyn} = 296 \text{ mm}$

$N_R = 450 \text{ kp}$

$P_R = 2,0 \text{ kp/cm}^2$

$P_1 = 2,0 \text{ kp/cm}^2$

Uzaklıklar ve açılar hakkındaki açıklamalar şekil 5.5 ve 5.6 dan bulunabilir.

Yandan görünüşte üst kolun uzunluğu: $l = 241 \text{ mm}$

Yatak altı A'nın aks ortasına uzaklığı : $g = 83 \text{ mm}$

Yatak altı B'nin aks ortasına uzaklığı : $f = 71 \text{ mm}$

Alt kolun uzunluğu : $b = 450 \text{ mm}$

Yay uzaklığı (D-F) : $a = 310 \text{ mm}$

Üst koldaki açı : $\alpha = 11^{\circ}30'$

: $W = 49^{\circ}40'$

: $\beta = 5^{\circ}36'$

Alt Koldaki Açı :

Uzaklıklar :

$$k = 666 \text{ mm}$$

$$u = 111 \text{ mm}$$

$$v = 890 \text{ mm}$$

$$l = 236 \text{ mm}$$

Helezon yay alt kolun altında yerine dik durmaktadır. Bu yüzden θ ve ξ eşit ve sıfırdır. (Şekil 5.7)

Motor ve şanzuman özellikleri ise şöyledir.

$$Md_{\max} = 18 \text{ kpm.}$$

$$l_1 = 3,65$$

$$l_2 = 1,97$$

$$l_3 = 1,37$$

$$l_D = 3,44$$

$$\eta = 0.85$$

Aks taşıyıcı milin atalet momenti.

$$Wb = 0.098 \cdot (d^4 - d_0^4) / d \text{ (mm}^3\text{)}$$

veya dış çap x duvar kalınlığı

$$58,1 \times 4 \quad Wb = 8,52 \text{ cm. } Wb = 0,098 \cdot (d^4 - d_0^4) / d \text{ (mm}^3\text{)}$$

Atalet momenti olarak kaynak edilebilen tavlama çeliği C22 v, mukavemet bölümü III'den değerleri okunur.

(Tablo 2.14)

$$\sigma_B = 70 - 85 \text{ kp/mm}^2$$

$$\delta_s \geq \% 14$$

$$\sigma_S = 52 \text{ kp/mm}^2$$

Uygulama.

5.2.2 Tekerlek Değme Noktasındaki Kuvvetler

Lastik

$N_R = 450 \text{ kp}$ $P_R = 2,0 \text{ kp/cm}^2$ (Lastiğin yük taşıyabilme kapasitesi)

$$f_3 = \frac{D}{2} - r_{stat} \quad \text{Lastiğin yaylanması}$$

$$f_3 = \frac{608}{2} - 276$$

$$f_3 = 28 \text{ mm}$$

$$C_R = \frac{N_h}{f_h}$$

$$C_R = \frac{450}{2,8}$$

$$C_R = 161 \text{ kp/cm}$$

$$C_1 = \frac{P_{1h}}{P_R} \cdot C_R \quad P_{1h} = P_R \quad C_1 = C_R$$

$$C_1 = C_R = 161 \text{ kp/cm. (Lastik yaylanma katsayısı)}$$

Şekil 2.2'deki grafikten $\frac{C_1}{N_h}$ 'in fonksiyonu olarak tekerlek yükünün çarpma faktörleri bulunur.

$$k_1 = 1,41$$

$$k_2 = 2,41$$

$$N_h = Gh_{/2} = 790_{/2} = 395 \text{ kg}$$

$$N_{ho} = N_h \cdot k_1 \quad N_{ho}' = N_{ho} - \frac{U_h}{2}$$

$$N_{ho} = 395 \cdot 1,41 \quad N_{ho}' = 557 - 55$$

$$N_{ho} = 557 \text{ kp} \quad N_{ho}' = 502 \text{ kp}$$

Tekerlek çarpması için Max. kuvvet

$$N_{h2} = N_h \cdot k_2 = 395 \cdot k_2 = 395 \cdot 2,4 / = 951 \text{ kp.}$$

μ_{F_1} ve μ_{F_2} şekil 2.4'den

$$\mu_{F_1} = 0,34 \quad \mu_{F_2} = 0,85$$

Ortaya çıkan yan kuvvetler :

$$\text{Devamlı ortaya çıkan : } S_1 = \mu_{F_1} \cdot N_h = 0,34 \cdot 395 \quad S_1 = 134 \text{ kp}$$

$$\text{Sınırlı süreli : } S_2 = \mu_{F_2} \cdot N_h = 0,85 \cdot 395 \quad S_2 = 336 \text{ kp}$$

2. viteste stabilize yolda seyirde dikine kuvvet L_{A4}

$$L_{A4} = \frac{M_{t4}}{\text{rdyn}} = \frac{M_{dmax} \cdot i_2 \cdot i_D \cdot \eta}{2 \cdot \text{rdyn}} = \frac{18.1,97.3,44.0,8}{2.0,296}$$

$$L_{A4} = 175 \text{ kp.}$$

$$M_{b_1} = N_{ho} \cdot \frac{th - v}{2} + S_1 \cdot r_{dyn}$$

$$M_{b_1} = 557 \cdot 0,266 + 134 \cdot 0,296$$

$$M_{b_1} = 187,7 \text{ kpm}$$

$$L_{A4} = \frac{M_{t1}}{r_{dyn}} = \frac{M_{dmax} \cdot l_s \cdot l_D \cdot \eta}{2 \cdot r_{dyn}} = \frac{18.1,37 \cdot 3,44 \cdot 0,85}{2 \cdot 0,296}$$

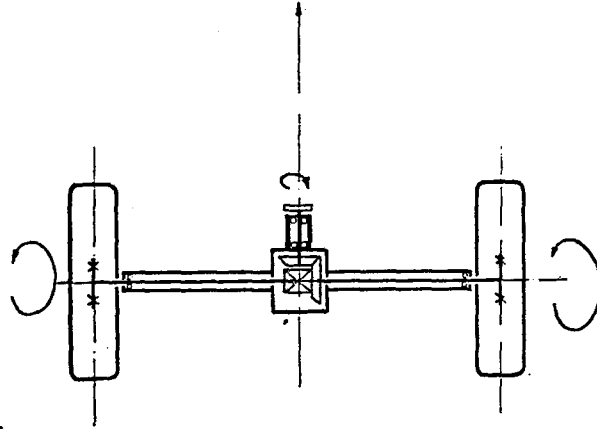
$$L_{A1} = 121,5 \text{ kp (Dik kuvvet)}$$

$M_{b_Z} = L_{A1}$ etkisiyle Z yönünde eğilme momenti

$$M_{b_Z} = L_{A1} \cdot \frac{th - v}{2} = 121,5 \cdot 0,266$$

$$M_{b_Z} = 32,3 \text{ kpm}$$

Bu iki moment tekerleklerin dönme momenti ve kardan milinin dönme momentlerinin birbirine dik olmasından ortaya çıkar.



Şekil 5.10

Sonuçta x, y ve z doğrultularında oluşan eğilme momentlerinin bileşkeleri hesaplanır.

$$M_{b_{R1}} = \sqrt{b_1^2 + b_z^2}$$

$$M_{b_{R1}} = \sqrt{187,7^2 + 32,3^2}$$

$$M_{b_{R1}} = 191 \text{ kpm}$$

Bunlardan başka aksa birde burulma momenti etki eder.

$$M_{t_1} = L_{A1} \cdot r_{dyn} = \frac{M_{b_1} \cdot i_3 \cdot i_D \cdot t}{2}$$

$M_{t_1} = 121,5 \cdot 0,296 = 36 \text{ kpm}$ ve bu momenlerle aksa etkiyen bileşke kuvvet

$$\sigma_{v1} = \frac{1}{W_b} \cdot \sqrt{M_{b_{R1}}^2 + 1,07 \cdot M_{t_1}^2}$$

$$\sigma_{v1} = 2270 \text{ kp/cm}^2$$

Emniyet açısından bileşke gerilme, kabul edilen yerilmenin altında kalmalıdır.

$$\sigma_{v1} \leq \sigma_{kabalub} \quad , \quad \sigma_{kabalub} = \frac{\sigma_{bsa}}{\beta_{kb} \cdot V} \quad (\text{Durum 2})$$

Malzeme için alınan değerlerde

$$\sigma_s \geq 52 \text{ kp/mm}^2$$

$$\sigma_{bsa} = 1,2 \sigma_s \quad (\text{Tablo 6.3/1.b})$$

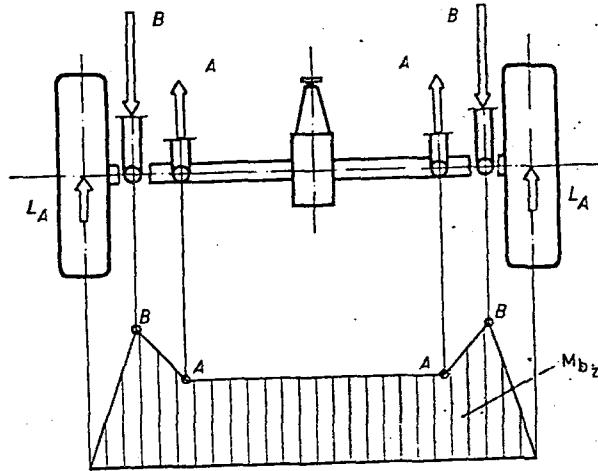
$$\beta_{kb} = 2,5 \text{ ile emniyet hesaplanırsa} \quad :$$

$$V = \frac{1,2 \cdot \sigma_s}{\beta_{kb} \cdot \sigma_{v1}}$$

$$V = \frac{1,2 \cdot 5200}{2,5 \cdot 2270} \quad V \geq 1,1$$

5.6.4 Sükunetten Harekete Geçişte Aksın Kısa Süreli Zorlanması. (Durum 6)

Şekil 5.11'de aks en çok dikine kuvvet tarafından alt idare kolunun bağlama noktası B'de zorlanır. Buradaki eğilme momenti



Şekil 5.11

$$M b_6 = R_A \cdot \frac{th - v}{2}$$

$$R_A = \sqrt{Nho^2 + \left(\frac{M t_3 \text{ veya } Mt_6}{r_{stat}} \right)^2}$$

$$M b_6 = \frac{th - v}{2} \cdot \sqrt{Nho^2 + L_{A3}^2}$$

$$M b_6 = \frac{1,422 - 0,89}{2} \cdot \sqrt{557^2 + 435^2}$$

$$M b_6 = 188 \text{ kpm.}$$

ve

$$M t_3 = L_{A3} \cdot r_{stat} = 435 \cdot 0,276$$

$$M t_3 = 120 \text{ kpm.}$$

Bileşke gerilme ise;

$$\sigma_{v6} = \frac{1}{W_b} \cdot \sqrt{M b_6^2 + 1,07 \cdot M t_3^2}$$

$$\sigma_{v6} = \frac{1}{8,52} \cdot \sqrt{18800^2 + 1,07 \cdot 12,000^2}$$

$$\sigma_{v6} = 2540 \text{ kp/cm}^2$$

5.6.5 Aksın Stablize Yolda Seyir Esnasında Zorlanması

Bir önceki hesap uygulanır. Yalnız 1. vites yerine 2. vites kademesi kullanılır (k_k kalkar) içten dışa etki eden kuvvet S_2 'dir.

Eğilme momenti

$$M_{b_3} = N_{ho} \cdot \frac{th - v}{2} + S_2 \cdot r_{dyn}$$

$$M_{b_3} = 557 + 0,266 + 366 \cdot 0,296$$

$$M_{b_3} = 247,3 \text{ kpm.}$$

İkinci vitesteki burulma momenti :

$$M_{t_4} = \frac{M_{dmax} \cdot l_2 \cdot l_D \cdot \gamma}{2} = \frac{18.1,97 \cdot 3,44 \cdot 0,85}{2}$$

$$M_{t_4} = 51,8 \text{ kpm.}$$

Bileşke eğilme momenti $M_{b_{R3}}$, M_{b_3} ve burulma momenti

M_{t_4} tarafından oluşturulan dikine kuvvet $L_{A4} = \frac{M_{t_4}}{r_{dyn}}$ 'den oluşur.

$$M_{b_{R3}} = \sqrt{M_{b_3}^2 + \left(\frac{th - v}{2} \cdot \frac{M_{t_4}}{r_{dyn}} \right)^2}$$

$$M_{b_{R3}} = 252 \text{ kpm.}$$

Bileşke gerilme aynı formülle

$$\sigma_{V3} = \frac{1}{W_b} \cdot \sqrt{M_{bR3}^2 + 1,07 \cdot M_{t4}^2}$$

$$\sigma_{V3} = 3030 \text{ kp/cm}^2$$

5.6.6 Hemzemin Geçitte Seyir Esnasında Aksın Zorlanması. (Durum-2)

Bu durumda 3. viteste seyir esnasında alttan max. bir çarpma olduğu kabul edilir. Bileşke eğilme momentini üç kuvvet oluşturur.

$$N_{h2} = 951 \text{ kp.}$$

$$S_1 = 134 \text{ kp}$$

$$L_{A1} = \frac{M_{t1}}{r_{dyn}}$$

$$M_{t1} = 36 \text{ kpm'dir. (} M_{t1} = L_{A1} \cdot r_{dyn} \text{)}$$

Eğilme momenti M_{b2} (yüksek ve yan kuvvetlerden) (Şekil 5.3)

$$M_{b2} = N_{h2} \cdot \frac{th - v}{2} + S_1 \cdot r_{dyn}$$

$$M_{b2} = 951 \cdot 0,266 + 134 \cdot 0,296$$

$$M_{b2} = 292,7 \text{ kpm.}$$

Bileşke moment

$$M_{bR2} = \sqrt{M_{b2}^2 + \left(\frac{th - v}{2} \cdot \frac{M_{t1}}{r_{dyn}} \right)^2}$$

$$M b_{R2} = 295 \text{ kpm.}$$

Bu durumda bileşke gerilme :

$$\sigma_{v2} = \frac{1}{W_b} \cdot \sqrt{M b_{R2}^2 + 1,07 \cdot M t_1^2} = \frac{1}{8,52} \cdot \sqrt{295000^2 + 1,07 \cdot 3600^2}$$

$$\sigma_{v2} = 3490 \text{ kp/cm}^2$$

5.6.7 Çubuk Aksın Kırılma ve Bükülmeye Karşı Emniyeti

Hesaplanan en büyük bileşke gerilme yani σ_{v2} 'nin şu şartı sağlaması gerekir.

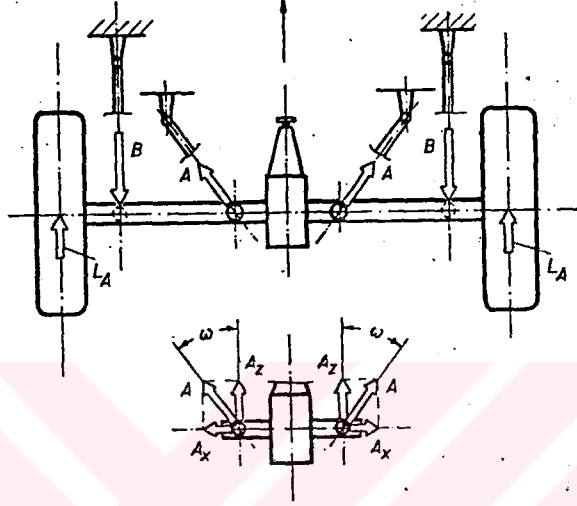
$$\sigma_{v2} \leq \sigma_{bkabul2} \quad \text{ve} \quad \sigma_{kabul2} = \frac{\sigma_{bs}}{V} = \frac{1,2 \cdot \sigma_s}{V}$$

burada emniyet $V \geq 1,5$ olmalıdır.

$$V = \frac{1,2 \cdot \sigma_s}{\sigma_{v2}} = \frac{1,2 \cdot 5200}{3490}$$

$V = 1,8$ bu emniyet yeterlidir.

5.6.8 Sükunetten Harekete Geçişte İdare Kollarındaki Kuvvetler. (Durum-6)



Şekil 12

Üst idare kolunun mafsal noktası A'da tekerlek değme noktasındaki kuvvetlerden L_{A3} veya L_{A6} , küçük alanının komponentleri A_{Z6} etki eder.

$$L_{A3} = 435 \text{ kp}$$

$$A_{Z6} = L_{A3} \cdot \frac{(r_{sta} - f)}{g+f}$$

$$A_{Z6} = 435 \cdot \frac{(276 - 71)}{83 + 71}$$

$$A_{Z6} = 579 \text{ kp}$$

Diğer iki kampanent ise şunlardır :

$$A_{y6} = A_{z6} \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

$$A_{y6} = 579 \cdot 0,2035$$

$$A_{y6} = 118 \text{ kp}$$

$$A_{x6} = A_{z6} \cdot \operatorname{tg} w$$

$$A_{x6} = 579 \cdot 1,178$$

$$A_{x6} = 681 \text{ kp.}$$

$$A_6 = \sqrt{A_{x6}^2 + A_{y6}^2 + A_{z6}^2}$$

$$A = 902 \text{ kp.}$$

İrdeleme :

- * $A_{y6} = 118 \text{ kp}$ kuvveti, idare kolu yoluyla yapıya taşınır ve "C" noktasında çeki kuvveti olarak etki eder. (Şekil 5.13)
- * 902 kp 'luk kuvveti üst kol karşılar.
- * B yatağına yaylar tarafından taşınan kolun yük doğrultusundaki kompenentleri etki eder.

$$B_{y6} = N_{ho'} - A_{y6} = 502 - 118$$

$$B_{y6} = 384 \text{ kp}$$

Dikine doğrultuda ise;

$$B_{z6} = L_{A3} + A_{z6} = 435 + 579$$

$$B_{z6} = 1014 \text{ kp}$$

Sonuçta B yatağına etki eden toplam kuvvet

$$B_6 = \sqrt{B_{y6}^2 + B_{z6}^2} = \sqrt{384^2 + 1014^2}$$

$$B_6 = 1080 \text{ kp}$$

Daha önce açıklandığı gibi yay yere dik durmaktadır ve statik yay kuvveti F'in hesabı için sadece alttaki kol çifti kullanılır. Şekil 5.13 ve 5.7 den görüldüğü gibi F kuvveti uzaklık oranı b/a'ya göre

$$F = B_{y6} \cdot \frac{b}{a} = 384 \cdot \frac{450}{310}$$

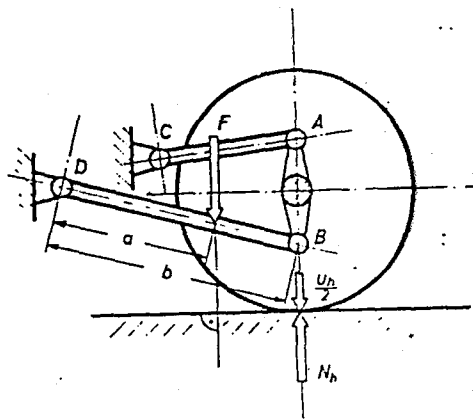
$$F = 557 \text{ kp}$$

Açıklama : Eğer yay önden görünüşte açısı ve yandan görünüşte O (omikron) açısı kadar yere doğru yatarsa (Şekil 5.7) bu açılardan bileşkesi F kuvvetine iyi redüksiyonu ile girer.

$$\tan \theta = \sqrt{\tan^2 \varphi + \tan^2 O}$$

$$l_y = \frac{b}{a \cdot \cos \theta}$$

$$F = \left(N_h - \frac{u_h}{2} \right) \cdot l_y \quad (\text{Aks ağırlığı hesaba katılmaz})$$



Şekil 5.13

5.6.9 Stabilize Yolda İdare Kolu Kuvvetleri

Şekil 5.14'de görüldüğü gibi burada yan kuvvet S_2 x doğrultusundadır.

$$A_x = S_2 = 396 \text{ kp'dır.}$$

Şekil 5.15 ve 5.16'dan alınan değerlerle A_y ve A_z hesaplanır.

$$A_z = A_x \cdot \text{Cotg } w = 396 \cdot 0,8485 \quad A_z = 285 \text{ kp}$$

$$A_y = A_z \cdot \text{Tg} \quad = 285 \cdot 0,2035 \quad A_y = 58 \text{ kp}$$

Dik kuvvet

$L = 175 \text{ kp}$ sol kolda A kuvvetini artırır.

$$\Delta A_z = L_{A4} \cdot \frac{rd_{\text{dyn}} - f}{g + f} = 175 \cdot \frac{296 - 71}{83 + 71}$$

$$\Delta A_z = 256 \text{ kp}$$

ΔA_z ile ΔA_x ve ΔA_y hesaplanır

$$\Delta A_x = \Delta A_z \cdot \text{tg } w = 256 \cdot 1,78 \quad \Delta A_x = 301 \text{ kp.}$$

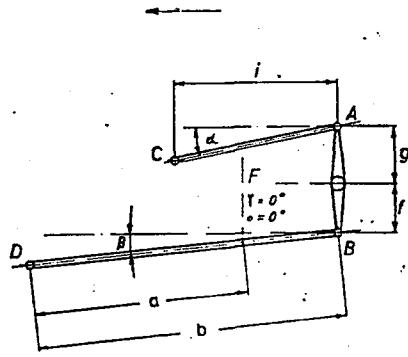
$$\Delta A_y = \Delta A_z \cdot \text{tg} \quad = 256 \cdot 0,2035 \quad \Delta A_y = 52 \text{ kp.}$$

Dkine kuvvet L_{A4} 'ün de yardımıyla iki idare kolundan birine gelen A kuvveti bulunur.

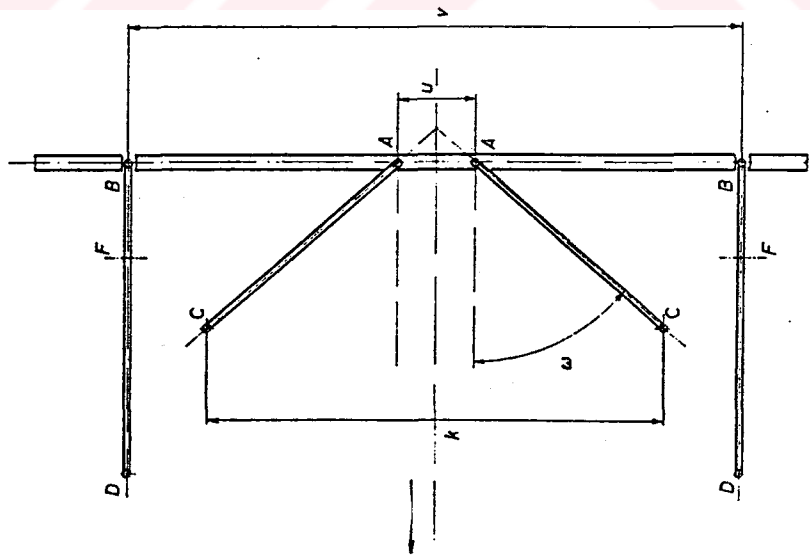
$$A = \sqrt{(A_x + \Delta A_x)^2 + (A_y + \Delta A_y)^2 + (A_z + \Delta A_z)^2}$$

$$A = 843 \text{ kp.}$$

Sonuç olarak şunu görüyoruz ki stabilize yolda seyir esnasında üst kollardaki kuvvetler, sükunetten harekete geçiş telinden daha azdır.



Şekil 5.15

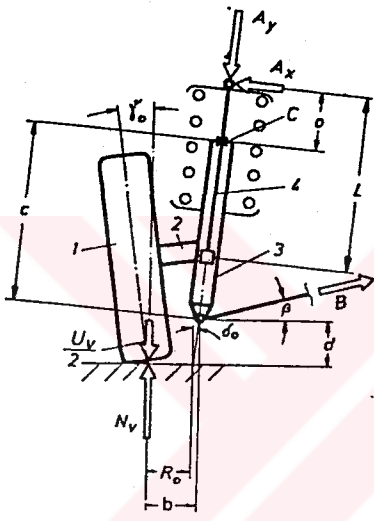


Şekil 5.16

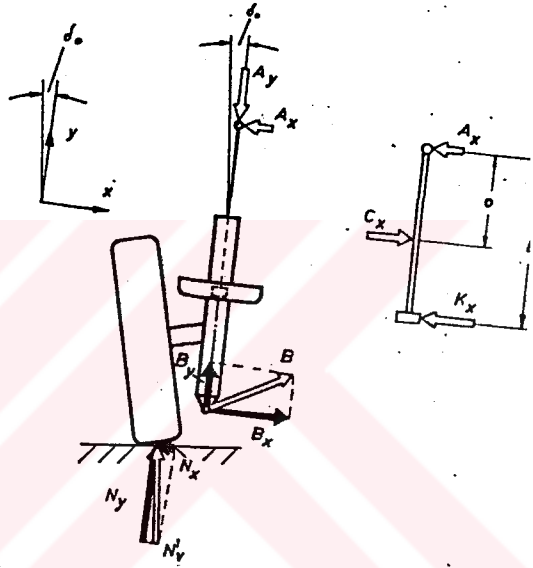
6. MC.PHERSON YAY BACAĞINDAKİ KUVVETLER

6.1 Statik Yay ve Yatak Kuvvetlerinin Bulunması

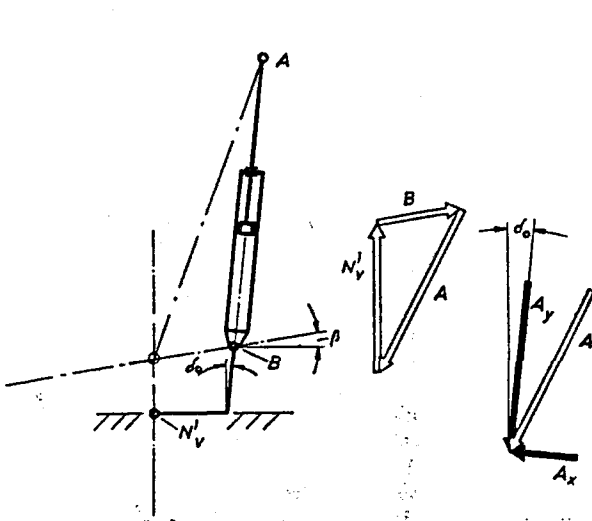
Bu bölümde Mc-Pherson sistemindeki kuvvetlerin ve momentlerin hesabı incelenecektir.



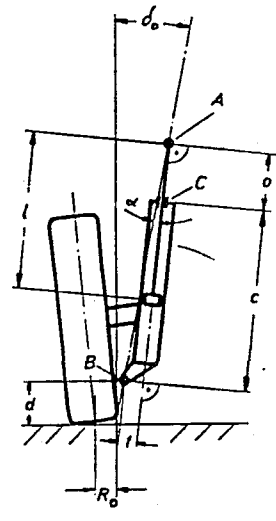
şekil 6.1



şekil 6.2



şekil 6.3



şekil 6.4

Burada B noktasına göre moment bize bu durumda ayrılmamış aks yükü Nv' ve şekil 6.1'deki uzunlukların durumunu verir.

$$Ax (C+O) = Nv' \cdot b$$

$$Ax = Nv' \cdot \frac{b}{C+O}$$

burada

$$b = Ro + d \cdot \text{tg } \delta_0$$

$$Nv' = Nv - \frac{Uv}{2}$$

Buradan anlaşıldığı gibi idare kolu yarıçapı küçüldükçe veya A noktası çamurluğa göre yukarı alındıkça, iz çubuğunu eğilmeye zorlayan Ax kuvvetinin küçüldüğünü gösterir. Diğer şart, Y doğrultusundaki kuvvetlerin toplamı eşit - O , statik yay kuvveti F 'i verir.

$$Ay = Ny + By = F$$

$$Ny = Nv' \cdot \text{Cos } \delta_0$$

$$By = Bx \cdot \text{tg} (\beta + \delta_0)$$

$$Fx = O \quad \text{Eksik olan kuvvet } Bx :$$

$$\Sigma Bx = Ax + Nx$$

$$Nx = Nv' \cdot \text{Sin } \delta_0$$

Piston kolundaki statik eğilme momenti.

$$Mk = Ax \cdot O$$

$$Cx = Ax \cdot \frac{v}{1-0}$$

$$\text{amortisör pistonunda } \boxed{kx = Cx - Ax}$$

Amortisörün bağlantı noktaları eksenine ile yaptığı açı ise

$$\text{tg } \alpha = \frac{t}{c+o}$$

Şekil 6.7/5'te amortisör aksı doğrultusunda ayrılan Nv' , B ve A kuvvetlerini gösterir. Bu durumda a'ya göre alınan moment

$$Nv' \cdot B + By \cdot t - Bx (C+0) = 0$$

$$b = Ro + d \cdot tg \delta_0 + t \cdot \cos (\delta_0 - \alpha) + (c+0) \cdot \sin (\delta_0 - \alpha)$$

$$By = Bx \cdot tg (\beta + \delta_0 - \alpha)$$

Böylece Bx hesaplanır.

$$\text{Tekerlek yükü } Nv' = Nv - \frac{Uv}{2}$$

$$Nx = Nv' \cdot \sin (\delta_0 - \alpha)$$

$$Ny = Nv' \cdot \cos (\delta_0 - \alpha)$$

kuvvetlerine ayrılır. Yay Ay ve yatak kuvveti Ax bulunur. Yay yükü, içinde iki kişi bulunan taşıtta küçük, mümkünse sıfır olmalıdır.

Nv' ve Nv 'nin kesim noktasının M 'ye yetirilmesi ile Ax , Cx ve $kx = 0$ şartı gerçekleşir ve bu istenen durum sağlanabilir. Bu durumda yay ve kol kuvvetleri

$$\text{Yay kuvveti} \quad F = Ay = Nv' \cdot \frac{\cos \beta}{\cos (\beta + \delta_0 - \alpha)}$$

$$\text{Kol kuvveti} \quad B = Nv' \cdot \frac{\sin (\delta_0 - \alpha)}{\cos (\beta + \delta_0 - \alpha)}$$

Yay S kadar uzağa yerleştirilmelidir. Bu çizimden alınabilir.

Yay tarafından absorbe edilen moment

$$Mf = Bv \cdot g$$

Mf ; Burulma çubuğunun belirlenmesi için kullanılır.

6.2 Devamlı Sözkonusu Olan Kuvvetler

Bu kuvvetler yay bacağıнын bilyalı mafsalı B ve sabitleme noktası A'da bulunmakta ve $N_{o'} = k_1 \cdot N_v - \frac{U_v}{2}$ ve $S_1 = \mu_{F1} \cdot N_v$ 'den oluşan R_{v_0} 'dan bulunur.

Aynı şekilde R_{v_u} 'nun bileşkesi $N_{v'} = N_v - \frac{U_v}{2}$ 'dir. Şekil 6.5 ve 6.6'da en son incelenen durum gösterilmiştir.

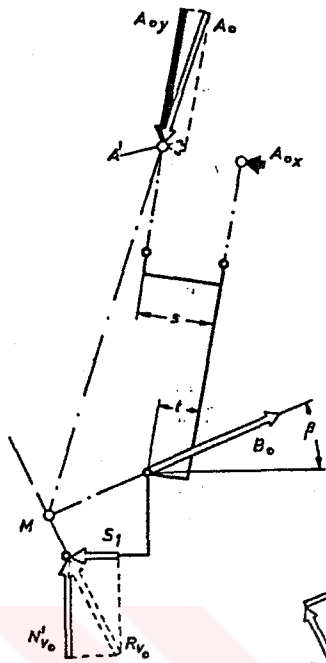
Burada t mafsal uzaklığı, yayın uzaklığıdır. B_o ve A_o kuvvetlerini analitik yolla bulabilmek için şekil 6.6, bize gerekli olan x ve y doğrultusunda ayrılmış kuvvetlerin planını verir. bu durumda şartlar;

$$\sum F_x = 0 ; - N_{ox} - S_{1x} + B_{ox} - A_{ox} = 0$$

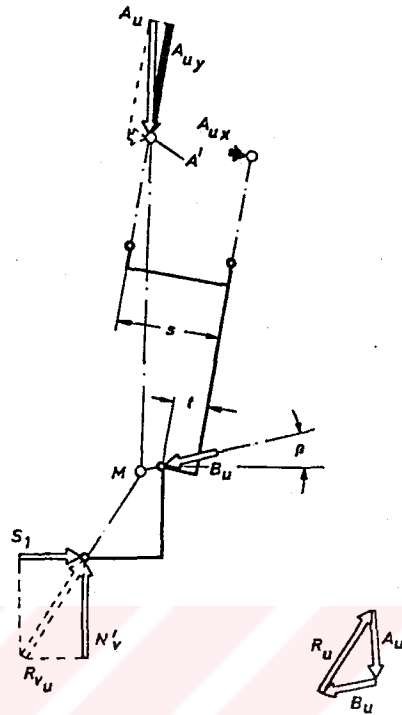
$$\sum F_y = 0 ; + N_{oy} - S_{1y} + B_{oy} - A_{oy} = 0$$

En basit moment A' noktasına göre alınır. B_{ox} ve B_{oy} bilinmemektedir.

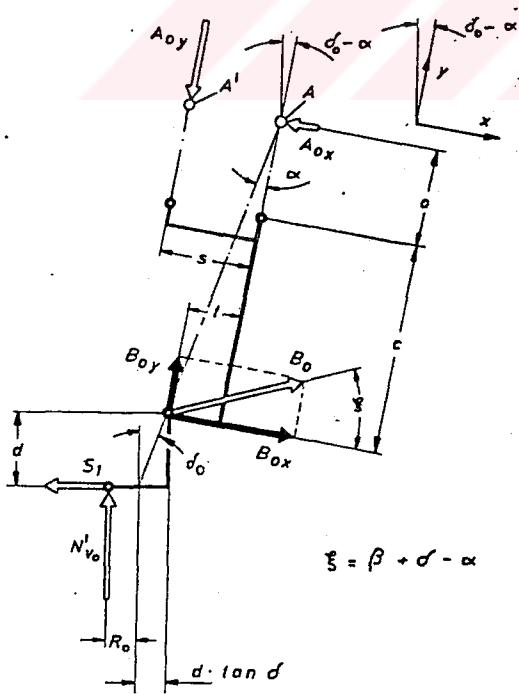
$$B_{oy} = B_{ox} \cdot \operatorname{tg} \varphi \quad \text{denklemleri ile sonuç bulunur.}$$



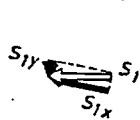
sekil 6.5



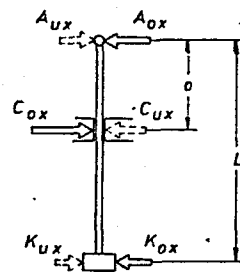
sekil 6.6



$$\xi = \beta + d - \alpha$$



sekil 6.7



sekil 6.8

noktasına göre moment alınıp sifıra eşitlendiğinde

$$\Sigma M_B = 0 + N_o' \cdot (R_o + d \cdot \text{tg } \delta_o) + S_1 \cdot d - A_{ox} \cdot (c + o) - A_{oy} \cdot S = 0$$

İki toplam denklemin bölümü, bilinmeyen iki kuvvetten birini (A_{ox} veya A_{oy}) ortadan kaldırabilir.

$$\frac{B_{oy}}{B_{ox}} = \text{tg } \varphi = \frac{S_{1y} + A_{oy} - N_{oy}}{S_{1x} - A_{ox} + N_{ox}}$$

$$A_{oy} = A_{ox} \cdot \text{tg } \varphi + S_{1x} \cdot \text{tg } \varphi - S_{1y} + N_{ox} \cdot \text{tg } \varphi + N_{oy}$$

$$S_{1x} = S_1 \cdot \text{Cos } (\delta_o - \alpha),$$

$$S_{1y} = S_1 \cdot \text{Sin } (\delta_o - \alpha),$$

$$N_{ox} = N_o' \cdot \text{Sin } (\delta_o - \alpha),$$

$$N_{oy} = N_o' \cdot \text{Cos } (\delta_o - \alpha).$$

A_{ox} ve A_{oy} ile amortisör üst koluna gelen devamlı eğilme momenti hesaplanır. Her iki kuvvet aynı doğrultuda ise yüklenme sabittir ve A_{ox} ile hesaba devam edilir.

$$M_k = A_{ox} \cdot 0$$

A_{oy} ve A_{ox} 'in ters yönlü kuvveti olarak negatif işarete sahiptir. Yani 0,42'nin önündeki işaret pozitif olur.

En son olarak, çıkan gerilme, kabul edilen gerilmenin altında 1 değilmi diye kontrol yapılır.

$$\sigma_{\text{uygulama}} \leq \frac{M_k}{W_b} \leq \sigma_{\text{bkabul}} = \frac{0,6 \cdot \sigma_B \cdot b_1 \cdot b_2}{\beta_{kb} \cdot V}$$

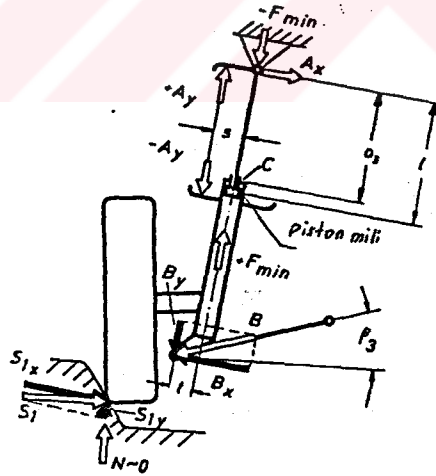
W_b : Amortisördeki

6.3 Sınırlı Süreli Ortaya Çıkan Kuvvetler

Mc Pherson yay bacağındaki en büyük kuvvetleri bulabilmek için her üç durumda incelenmelidir.

1. Stabilize yolda seyir (Durum-3)
2. Hemzemin geçitte seyir (Durum-2)
3. Bloke frenleme $V \leq 10$ km/h (Durum-5)

Burada şekil 6.9'dan faydalanılarak yay bacağına gelen kuvvetler incelenecektir. Amortisör pistonunun çeki çarpması sonucu yana yerleştirilmiş yayda C noktalarının altında $+A_y$ ve $-F_{min}$ 'den oluşan kuvvet çifti meydana gelir. Bunlarda eğilme momentini oluştururlar. Burada A_y ve F_{min} birbirlerine eşit değildir.



Şekil 6.9

$$F_{min} = A_y + B_y - S_{1y}$$

$$F_{min} = F_w - f_{2F} \cdot C_F = F_w - l_y \cdot f_2 \cdot C_{2V}$$

Burada f_2 tekerleğin açılma yoludur, C_{2V} tekerlek değme noktasındaki yay payı (katsayısı) \dot{I}_y redüksiyonudur ve x 'e eşittir. Böylece oluşan Mk_4 :

$$O_3 = O + f_2 \cdot \dot{I}_X = O + f_2 \cdot \cos \delta_0$$

yay çanağının piston koluna sabitlenmesinde

$$Mk_4 = Ax \cdot O_3 + Ay \cdot S$$

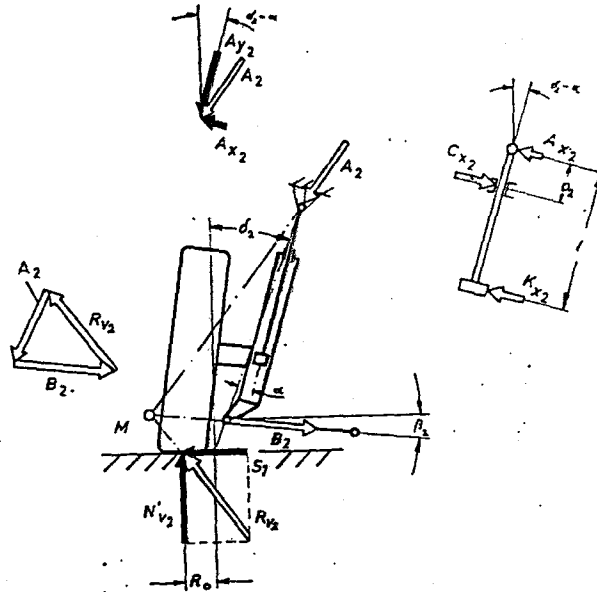
Kontroller göstermiştir ki O_3 'e etkiyen kuvvet Ax 'e rağmen eğilme momenti Mk_4 'ü küçültür.

Durum-3'de Ax_3 , Ay_3 ve B_3 kuvvetlerinin hesaplanması için tekerlek askısı normal durumda olmalıdır. Çözüm şekli 6.5 ve 6.7'dekil gibidir. Ancak tek istisna

$S_2 = \mu f_2 \cdot Nv$ yerine $S_1 = \mu f_1 \cdot Nv$ kullanılmalıdır. Önden tahrikli işletmede Mt_1 yerine Mt_4 kullanılmalıdır.

Durum-2'de aks f_1 yolu kadar "tamamen yaylandırılmış" olmalıdır. Tekerlek değme noktasına etkiyen $Nv'_2 = Nv_2 - \frac{Uv}{2}$ ve $S_1 = \mu f_1 \cdot Nv$ kuvvetleriyle değiştirilmiş β_2 ve δ_2 açılarının kullanılmasıyla ve Ro_2 sayesinde β_2 , Ax_2 ve By_2 kuvvetleri bulunabilir.

Frenlemede (Durum-5) frenleme kuvveti $L_B = \mu_L \cdot Nv = 1,25 Nv$ olarak incelenmelidir.



şekil 6.10

$$a_B = R_o \cdot \cos \delta_o \cdot \sin \delta_o$$

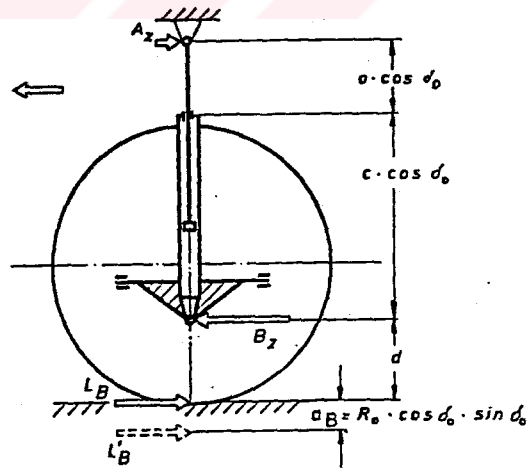
M_{kS} , A_{zS} , A_{xS} kuvvetlerinden ortaya çıkan eğilme momenti şöyle hesaplanır.

$$A_{zS} = L_B \cdot \frac{d + R_o \cdot \cos \delta_o \cdot \sin \delta_o}{(c + o) \sin \delta_o}$$

$$A_{xS} = Nv'o \cdot \frac{R_o + d \cdot \tan \delta_o}{c+o}$$

$$M_{kS} = \sqrt{A_{zS}^2 + A_{xS}^2} \cdot o$$

$$A_{zS} = L_B \cdot \frac{rdyn - a_L - d}{(c+o) \cdot \cos \delta_o}$$



şekil 6.11

7. ÖRNEK ÇALIŞMA

7.1. Aks Taşıyıcı Milin Hesaplanması

Bu bölümde Ford Taunus arka aks taşıyıcı milinin kontrolü yapılacaktır. Gerekli değerler Otosan A.Ş.'den alınmıştır.

Kabul edilen arka aks yükü : $G_h = 850 \text{ kg}$

Aks ağırlığı : $U_h = 110 \text{ kg}$

Lastik ağırlığı : $U_R =$

Arka lastik hava basıncı $P_{1h} = 28 \text{ psi} = 1,96 \text{ kg/cm}^2$

$r_{stat} = 289 \text{ mm}$ $NR = 437 \text{ kp}$ (Ek tablo-1)

$r_{dyn} = 281 \text{ mm}$ $PR = 2,45 \text{ kp/cm}^2$

$D = 600 \text{ mm}$

$d_{max} = 13 \text{ kpm}$

$\dot{l}_1 = 3,65$ $\dot{l}_2 = 1,97$ $\dot{l}_3 = 1,37$ $\dot{l}_4 = 1$ $\dot{l}_5 = 0,82$

$\dot{l}_D = 3,89$ $\dot{l} = 0,85$

Gerekli yaylanma katsayılarının hesaplanması.

$CR =$ Ne yükü altındaki lastik yaylanma sabiti (kp/cm)

f_3 : Statik halde lastikteki çökme miktarı (cm)

C_{1h} : İşletme şartlarındaki yük ve basınçta lastik yaylanma sabit (kp/cm)

$$f_3 = \frac{D}{2} - r_{stat}$$

$$C_{1h} = \frac{P_1}{PR} \cdot CR$$

$$f_3 = \frac{600}{2} - 289$$

$$C_{1h} = \frac{1,96}{2,45} \cdot 397,27$$

$$f_3 = 11 \text{ mm.}$$

$$C_{1h} = 317,816 \text{ kp}$$

$$C_R = \frac{NR}{f_3}$$

$$C_R = \frac{437}{1,1}$$

$$C_R = 397,27 \text{ kp}$$

$$N_h = \frac{Gh}{2} = \frac{850}{2} = 425 \text{ kg}$$

$$\frac{C_{1h}}{N_h} = \frac{317,816}{425} = 0,748$$

$$k_1 = 1,75 \quad , \quad k_2 = 2,775 \quad (\text{Şekil 2.2})$$

$$\mu_{f_1} = 0,30 \quad , \quad \mu_{f_2} = 0,825 \quad (\text{Şekil 2.4})$$

7.2 Dayanıklılık

Otosan Ford Taunus marka otomobillerde aks merkez somunu olarak M 16 x 1,5 - 8,8'lik Altı köşe başlı somun kullanılmaktadır. Bu somunun sıkma momenti tablo 3.19'dan $F_s = 22,5 \text{ kpm}$, sıkma kuvveti ise $f_s = 7900 \text{ kp}$ 'dir. Ford Taunus'ta arka aksta merkez somun kullanılmamaktadır. Bu yüzden vida tarafından oluşturulan çekme kuvveti $\sigma_{z1} = 0$ olarak alınır.

Eğilme gerilmesi :

Milde oluşan eğilme momenti : M_{bo} :

$$a = 15,5 \text{ mm}$$

$$M_{bo} = (k_1 \cdot N_h - U_R) \cdot a + \mu_{F_1} \cdot N_h \cdot r_{dyn}$$

$$M_{bo} = (k_1 \cdot N_h - \frac{h}{2}) \cdot a + \mu_{F_1} \cdot N_h \cdot r_{dyn}$$

$$M_{bo} = (1,75 \cdot 425 - \frac{110}{2}) \cdot 1,55 = 0,30 \cdot 425 \cdot 28,1$$

$$M_{bo} = 4650,31 \text{ kp.cm}$$

Malzeme mukavemet momenti :

$$W_b = 0,098 \cdot d_A^3$$

$$d_A = 3,5 \text{ mm (en küçük çap)}$$

$$W_b = 0,098 \cdot 3,5^3$$

$$W_b = 4,2 \text{ cm}^3$$

Böylece eğilme gerilmesi;

$$\sigma_{b1} = \frac{M_{b0}}{W_b} = \frac{4650,31}{4,2}$$

$$\sigma_{b1} = 1107,21 \text{ kp/cm}^2$$

Burulma gerilmesi :

3. vitesteki Burulma momenti :

$$M_{t1} = \frac{M_{dmax} \cdot i_3 \cdot i_D \cdot \eta}{2}$$

$$M_{t1} = \frac{1300 \cdot 1,37 \cdot 3,89 \cdot 0,85}{2}$$

$$M_{t1} = 2944,4^3 \text{ kp.cm}$$

$$W_t = 0,196 \cdot d_1^3 = 0,196 \cdot 2,25^3 = 2,232 \text{ cm}^3$$

Böylece burulma gerilmesi;

$$\tau_{t1} = \frac{M_{t1}}{W_{t1}} = \frac{2944,43}{2,232}$$

$$\tau_{t1} = 1319,1 \text{ kp/cm}^2$$

Zorlanma Durumu :

α_A : Zorlanma durum katsayısı

$$\alpha_A = \frac{b_w \cdot \beta_{kt}}{t_w \cdot \beta_{kb}} \quad \begin{array}{l} \beta_{kt} = 2,3 \\ kb = 2,5 \end{array} \quad \text{kamalı miller için}$$

Her iki durumda değişken $\sigma_{bw} = 0,5 \cdot \sigma_B$

(eğilme+burulma ile beraber) $\sigma_{tso} = 0,58 \cdot \sigma_S$ $\tau_{tw} = 0,29 \cdot \sigma_B$

zorlama vardır.

$$\alpha_A = \frac{0,5 \cdot B \cdot 2,3}{0,29 \cdot B \cdot 2,5}$$

$$\alpha_A = 1,58$$

7.3 Bileşke gerilme

$$\sigma_{V1} = \sqrt{(\sigma_{b1} + \sigma_{z1})^2 + (\alpha_A \cdot \tau_{t1})^2}$$

$$\sigma_{z1} = 0$$

$$\alpha_A = 1,58$$

$$\sigma_{b1} = 1107,21 \text{ kp/cm}^2$$

$$\tau_{t1} = 1319,1 \text{ kp/cm}^2$$

$$\sigma_{V1} = \sqrt{(1107,21 + 0)^2 + (1,58 \cdot 1319,1)^2}$$

$$\sigma_{V1} = 2360 \text{ kp/cm}^2$$

$$\sigma_{V1} = 23,6 \text{ kp/mm}^2$$

Kabul edilen gerilme ve min. kırılma mukavemetinin bulunması.

$$\sigma_{bkabul} = \frac{\sigma_{bw} \cdot b_1 \cdot b_2}{\beta_{Nb} \cdot \beta_{kb} \cdot v} \geq \sigma_{V1}$$

Aks malzemesi olarak Otosan Ford Taunus'ta SAE 1040 malzemesi kullanılmaktadır. Bu malzemenin DIN karşılığı DIN Ck 40'tır. Bu malzemenin mekanik özellikleri ise tablo 3.14'den alınmıştır.

$$\sigma_B = 90 - 105 \text{ kp/mm}^2$$

$$\sigma_S = 58 \text{ kp/mm}^2 \quad \text{Tablo 3.14}$$

$$\tau_S = \% 10$$

Aksın işlenmesinde bitirme işlemi $3x \nabla$ kalitesinde olup pürüzlülük derinliği $R_t = 10 \text{ }\mu\text{m}$ 'dir.

$$b_1 = 0,86 \quad (\text{Şekil 3.2})$$

$$b_1 = 0,88 \quad (\text{Şekil 3.3})$$

$$\sigma_{bkabul} = \frac{0,5 \cdot \sigma_B \cdot b_1 \cdot b_2}{\beta_{Nb} \cdot \beta_{kb} \cdot v}$$

$$\beta_{kb} = 2,5$$

$$\sigma_{bw} = 0,5$$

$$v = 1,2 \text{ (min) şartıyla}$$

Yine emniyet kontrolünde kabul edilen gerilmenin yerine bileşke gerilmeyi (σ_{v1}), σ_B eğilme gerilmesi yerine malzemenin endüşük eğilme yerilmesini koyarak emniyet katsayısını hesaplayabiliriz.

$$23,6 = \frac{0,5 \cdot 90 \cdot 0,86 \cdot 0,88}{1 \cdot 2,5 \cdot v}$$

$$v = 1,732 > 1,2$$

7.4 Zaman Mukavemeti

1. Stabilize yolda seyir

$$\text{Yan kuvvet } S_2 = \mu_{f_2} \cdot N_h$$

Çukurlu veya stabilize yolda seyir (Durum-3 ve 4) bu şartlarda en çok kullanılan vites 2. vitestir. Bu yüzden 2. vites redüksiyon oranı kullanılacaktır.

$$Mb_3 = (Nh \cdot k_1 - \frac{h}{2}) \cdot a + \mu_{f_2} \cdot Nh \cdot r_{dyn}$$

$$Mb_3 = (425 \cdot 1,75 - \frac{110}{2}) \cdot 1,55 + 0,825 \cdot 425 \cdot 28,1$$

$$Mb_3 = 10920,125 \text{ kpcm}$$

$$Mt = \frac{M_{dmax} \cdot i_2 \cdot i_D \cdot \eta}{2} = \frac{1300 \cdot 1,97 \cdot 3,89 \cdot 0,85}{2}$$

$$Mt = 4233,97 \text{ kp.cm}$$

Eğilme gerilmesi :

$$\sigma_{b_3} = \frac{Mb_3}{Wb_3} = \frac{10920,125}{4,2} = 2600 \text{ kp/cm}^2$$

Burulma gerilmesi :

$$\tau_{t_4} = \frac{Mt_4}{W_t} = \frac{4233,97}{2,232} = 1896,93$$

Bileşke gerilme :

$$\sigma_{v_3} = \sqrt{(\sigma_{b_3} + \sigma_{z_1})^2 + (\alpha_A \cdot \tau_{t_4})^2}$$

$$v_3 = \sqrt{(2600 + 0)^2 + (1,58 \cdot 1896,93)^2}$$

$$v_3 = 3967,73 \text{ kp/cm}^2$$

$$v_3 = 39.6773 \text{ kp/mm}^2$$

Malzemenin emniyet kontrolü ve durumda eğilmedeki kopma sınırının kontrolü şeklinde olacaktır. Malzemenin eğilmedeki kopma yerilmesi;

$$\sigma_{b_s} = 1,2 \cdot \sigma_s \text{ 'dir. Tablo 3.1}$$

Malzemede yüzey sertleştirme işlemi sonucu kısa süreli yüklerde % 50 ye varan yük taşıma kabiliyeti artışı görülmüştür. Öyleyse;

$$\sigma_s = 1,5 \cdot 1,2 \cdot \sigma_s \text{ olur.}$$

Emniyet için $\sigma_{v3} \leq \sigma_{\text{kabul}}$ 2 olmaktadır.

$$\sigma_{\text{kabul}} 2 = \frac{\sigma_{b_s}}{v}$$

Emniyet katsayısı ise

$$v = \frac{\sigma_{b_s}}{\sigma_{v3}} = \frac{1,5 \cdot 1,2 \cdot 90}{39,6773} = 4,08 \gg 1,5 \text{ malzeme oldukça emniyet-}$$

lidir.

2. Sükunetten harekete geçiş

Sürtünmeli kavramaya sahip olan taşıtta kavrama çarpma faktörü $k_k = 2$ (otomobil) alınır. Mt_3 ve Mt_6 momentlerini bularak işlemlerimize devam ederiz.

$$Mt_3 = \frac{M_{\text{dmax}} \cdot l_1 \cdot l_D \cdot \eta \cdot k_k}{2}$$

$$Mt_3 = \frac{1300 \cdot 3,65 \cdot 3,89 \cdot 0,85 \cdot 2}{2}$$

$$Mt_3 = 15689,34 \text{ kp.cm.}$$

$$Mt_6 = \mu_L \cdot N_h \cdot r_{\text{stat}}$$

$$Mt_6 = 1,1 \cdot 425 \cdot 28,9$$

$$Mt_6 = 13510,75$$

Burulma gerilmesi Mt_3 ile burulma gerilmesini hesaplarız.

$$\eta_{t_6} = \frac{Mt_3}{W_t} = \frac{15689,34}{2,232} =$$

$$\eta_{t_6} = 7029,274 \text{ kp/cm}^2$$

Bu durumda sürtünme katsayısı μ_{L3} küçük olan momente göre

$$\mu_{L3} = \frac{Mt_6}{r_{\text{stat}} \cdot N_h} = \frac{13510,75}{28,9 \cdot 425}$$

$$\mu_{L3} = 1,1$$

$M_{b_6} = \sqrt{(Nho' \cdot a)^2 + (\mu_{L3} \cdot Nh \cdot b)^2}$ a ve b birbirine eşittir. Yani $=0$ 'dır.

Böylece

$$M_{b_6} = a \cdot \sqrt{(k_1 \cdot Nh \cdot \frac{U h}{2})^2 + (\mu_{L3} \cdot Nh)^2}$$

$$M_{b_6} = 1,55 \cdot \sqrt{(1,75 \cdot 425 \cdot \frac{110}{2})^2 + (1,1 \cdot 425)^2}$$

$$M_{b_6} = 1290,26 \text{ kp.cm.}$$

Eğilme gerilmesi;

$$\sigma_{b_6} = \frac{M_{b_6}}{W_b} = \frac{1290}{4,2} =$$

$$\sigma_{b_6} = 307,2 \text{ kp/cm}^2$$

Bileşke gerilme

$$\sigma_{v_6} = \sqrt{(\sigma_{b_6} + \sigma_{z1})^2 + (\alpha_A \cdot \tau_{t6})^2}$$

$$\sigma_{z1} = 0$$

$$\alpha_A = 1,58$$

$$\sigma_{v_6} = \sqrt{(307,2 + 0)^2 + (1,58 \cdot 7029,24)^2}$$

$$\sigma_{v_6} = 11110,447 \text{ kp/cm}^2$$

$$\sigma_{v_6} = 111,10447 \text{ kp/mm}^2$$

$$v = \frac{1,5 \cdot 1,2 \cdot 100}{111,10447}$$

$$v = 1,62$$

Ford Taunus aks muylusunun hesaplanması :

1. Ön aks muylusu.

$$G_v = 750 \text{ kg}$$

$$U_v = 70 \text{ kg}$$

Tekerlek değerleri (175 SR 13)

$$P_1 = 1,83 \text{ kp/cm}^2$$

$$r_{\text{dyn}} = 281 \text{ mm}$$

$$D = 600 \text{ mm}$$

$$NR = 437 \text{ kg}$$

$$r_{\text{stat}} = 289 \text{ mm}$$

$$PR = 2,45 \text{ kp/cm}^2$$

Diğer değerlerin bulunması

$$N_v = \frac{G_v}{2} = \frac{750}{2} = 375 \text{ kp}$$

$$f_6 = \frac{D}{2} - r_{\text{stat}}$$

$$f_6 = \frac{600}{2} - 289$$

$$f_6 = 11 \text{ mm}$$

$$CR = \frac{NR}{f_3} = \frac{437}{1,1}$$

$$CR = 397,27 \text{ kp/cm}$$

$$C_{1V} = \frac{P_{1V}}{PR} \cdot Cr = \frac{1,83}{2,45} \cdot 397,27$$

$$C_{1V} = 296,73 \text{ kp/cm}$$

k_1 ve k_2 çarpma faktörleri $\frac{C_1}{N_v}$ 'den şekil 2.2'den bulunur.

$$\frac{C_1}{N_v} = \frac{296,73}{375} = 0,791 \text{ cm}^{-1}$$

$$k_1 = 1,8 \quad , \quad k_2 = 2,8$$

Sürtünme katsayıları μ_{F_1} ve μ_{F_2} N_v 'ye bağlı olarak bulunur.

$$\mu_{F_1} = 0,325 \quad \mu_{F_2} = 0,8375$$

Zaman mukavemeti hesabı.

$$N_{vo}' = k_1 \cdot N_v - \frac{U \cdot v}{2}$$

$$N_{vo}' = 1,8 \cdot 375 - \frac{70}{2} = 640 \text{ kp. (max. üst kuvvet)}$$

$$N_v' = N_v - \frac{v}{2} = 375 - \frac{70}{2} = 340 \text{ kp (max alt kuvvet)}$$

* Yan kuvvet :

$$S_{1V} = \mu_{F1} \cdot N_v = 0,325 \cdot 375 = 121,875 \text{ kp.}$$

* Eğilme momentleri.

Üst moment :

$$M_{bo} = N_{vo}' \cdot a + S_{1V} \cdot r_{dyn}$$

$$a = 20 \text{ mm (Resim, Otosan Ford Aksan)}$$

$$M_{bo} = 640 \cdot 2,0 + 121,875 \cdot 28,1$$

$$M_{bo} = 4704,68 \text{ kp.cm.}$$

$$M_{bu} = N_v' \cdot a - S_{1V} \cdot V \cdot r_{dyn}$$

$$M_{bu} = 340 \cdot 2,0 - 121,875 \cdot 28,1$$

$$M_{bu} = -2744,6875 \text{ cm.kp}$$

Alt momentin negatif olması burada oluşan eğilme zorlamasının değişken olduğunu gösterir.

İşletme eğilme gerilmesinin hesaplanması.

Resimden alınan aksan muylusunun çapı $d=27 \text{ mm}$.

Bu durumda direnç mukavemeti Atalet kuvveti.

$$W_b = 0,098 \cdot d_A^3$$

$$W_b = 0,098 \cdot 2,7^3$$

$$W_b = 1,928 \text{ cm}^3 \text{ olur.}$$

Max gerilme

$$\sigma_{bo} = \frac{M_{bo}}{W_b} = \frac{4704,68}{1,928} = 2440,186 \text{ kp/cm}^2$$

$$\sigma_{bu} = \frac{M_{bu}}{W_b} = \frac{-2744}{1,928} = -1423,236 \text{ kp/cm}^2$$

Bu iki değişken zorlama ile birlikte işletmede oluşan değişken eğilme gerilmesi toplamı

$$\begin{aligned} \sigma_{bw_{uygulama}} &= 0,58 \cdot \sigma_{bo} - 0,42 \cdot \sigma_{bu} \\ &= 0,58 \cdot 2440,186 - 0,42 \cdot (-1423,236) \end{aligned}$$

$$\sigma_{bw_{13L}} = 2013,067 \text{ kp/cm}^2$$

Kabul edilebilecek gerilme ise şu şekilde bulunur.

$$\sigma_{kabal} = \frac{\sigma_{bw} \cdot b_1 \cdot b_2}{\beta_{Nb} \cdot \beta_k \cdot v}$$

$$\sigma_{bw} \approx 0,5 \quad (\text{Şekil 3.1})$$

$$b_1 = 0,933 \quad (\text{Şekil 3.2})$$

$$b_2 = 0,88 \quad (\text{Şekil 3.3})$$

$$R_t = 10 \text{ mm (3)}$$

$$t = \frac{D - d}{2} = \frac{40 - 27}{2} = 6,5 \text{ mm}$$

D = 50 mm Resimden
d = 27 mm (Otosan ak-
son)

$$\frac{d}{D} = \frac{27}{40} = 0,675$$

$r = 3,0 \text{ } 0,5 \text{ mm}$ (Resimden-Otosan aksion)

$$\frac{r}{t} = \frac{3,2}{6,5} = 0,492$$

$\alpha_{kb} = 1,7$ (Şekil 3.11) Çentik şekil değeri faktörü :

malzeme faktörü f_w ise şekil 3.4'den alınabilir ve bu x değerinin fonksiyonudur.

$$\begin{aligned} x &= \frac{2}{a} + \frac{2}{r} = \frac{2}{27} + \frac{2}{3,2} \\ &= 0,699 \text{ mm}^{-1} \end{aligned}$$

f_w 'nin bulunabilmesi için σ_{Bmin} gereklidir.

$$f_w = 0,943 \text{ (Şekil 3.4)}$$

Böylece çentik etki faktörü $\beta_{kb} = \alpha_{kb} \cdot f_w$ 'den

$$\beta_{kb} = \alpha_{kb} \cdot f_w = 1,7 \cdot 0,943$$

$$\beta_{kb} = 1,6031$$

Bu parçada emniyet kontrolü en az 1,2 emniyet katsıysı ile yapılmaktadır.

$$\sigma_{bw} = 0,5 \cdot \sigma_B \text{ (Tablo 3.1)}$$

$$\sigma_{bkabul} = \frac{\sigma_{bw} \cdot b_1 \cdot b_2}{\beta_{Nb} \cdot \beta_{kb} \cdot v} = \text{değişken zorlama için}$$

(Malzeme için)

$$\sigma_{bkabul} = \frac{0,5 \cdot \sigma_B \cdot b_1 \cdot b_2}{\beta_{Nb} \cdot \beta_{kb} \cdot v} \quad \beta_{Nb} : \text{başlık pres etkisi} = 1$$

$$\sigma_{bkabul} = \frac{0,5 \cdot \cdot 0,933 \cdot 0,88}{1 \cdot 1,6031 \cdot 1,2} = 0,213 \cdot \sigma_B$$

$\sigma_{bkabul} = 0,213 \sigma_B$ Bu bulduğumuz bağıntıyla tablodan malzeme seçimi yapıp kontrolünü gerçekleştirebiliriz. Malzeme kontrolünde σ_{bw} uygulama $\leq \sigma_{bkabul}$ olmalıdır. Buradan malzemenin taşınması gereken min zorlama bulunabilir.

$$\sigma_{bkabul} = 0,213 \cdot \sigma_B$$

σ_{Bmin} 'i bulabilmek için sistemde seyir esnasında meydana gelen kuvveti kullanırız.

$$\sigma_{Bmin} = \frac{\text{BW uygulama}}{0,213}$$

$$\sigma_{Bmin} = \frac{2013,067}{0,213}$$

$$\sigma_{Bmin} = 9451,01 \text{ kp/cm}^2 \text{ olmalıdır.}$$

$$\sigma_{Bmin} = 94,51 \text{ kp/mm}^2 \text{ 'dir.}$$

Görüldüğü gibi bu değer 42 Cr Mo4 alaşımlı çeliğin eğilme yükü taşıma değerinin altında olduğu gibi, bunun yerine fiatı daha düşük olan DIN 41 Cr 4 V ve 34 Cr4V çeliğinde kullanılabilir. (Tablo 3,14) böylece aks imalatında maliyet düşürülmüş olur.

Malzemenin diğer bir kontrolünde emniyet katsayısı yönünden yapabiliriz.

$\sigma_{bkabul} = \frac{0,5 \cdot 0,933 \cdot 0,88}{1 \cdot 1,6031 \cdot V}$ σ_{Bkabul} yerine σ_{BW} uygulama koyarız ve σ_a yerinde malzemenin en düşük σ_B değerini koyarız.

$$V = \frac{0,5 \cdot 120 \cdot 0,933 \cdot 0,88}{1 \cdot 1,6031 \cdot 20,13} \quad V = 1,526 > 1,2 \text{ Buda malzemenin emniyet sınırları içinde olduğunu gösterir.}$$

Zaman mukavemeti kontrolü.

Oluşan momentler.

1. Hemzemin geçitte seyir esnasında oluşan en büyük eğilme momenti.

$$Mb_2 = (k_2 \cdot Nv - U_R) \cdot a + \mu_{F_1} \cdot Nv \cdot r_{dyn}$$

$$Mb_2 = (k_2 \cdot Nv - \frac{U \cdot v}{2}) \cdot a + \mu_{F_1} \cdot Nv \cdot r_{dyn}$$

$$Mb_2 = (2,8 \cdot 375 - 35) \cdot 2,0 + 0,325 \cdot 375 \cdot 28,1$$

$$Mb_2 = 5454,68 \text{ kp.cm}$$

2. Stabilize yolda oluşan en büyük moment

$$Mb_3 = (k_1 \cdot Nv - \frac{U \cdot v}{2}) \cdot a + \mu_{F_2} \cdot Nv \cdot r_{dyn}$$

$$Mb_3 = (1,8 \cdot 375 - \frac{70}{2}) \cdot 2,0 + 0,8375 \cdot 375 \cdot 28,1$$

$$Mb_3 = 10105,15 \text{ kp.cm.}$$

$Mb_3 > Mb_2$ olduğundan emniyet kontrolü Mb_3 'e göre yapılır.

$$\sigma_{\text{uygulama}} \leq \sigma_{\text{bkabul}}$$

$$\frac{Mb_3}{Wb} \leq \frac{\sigma_{bs}}{V} \quad \sigma_{bs} = 1,2 \quad (\text{Tablo 3,14})$$

$$Wb = 1,928 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_s = 100 \text{ kp/mm}^2 = 10.000 \text{ kp/cm}^2$$

$$V = \frac{1,2 \cdot \sigma_s \cdot Wb}{Mb_3}$$

$$V = \frac{1,2 \cdot 10.000 \cdot 1,928}{10105,15}$$

$$V = 2,289 \gg 1,5$$

Bu emniyet katsayısı malzemenin bir hayli emniyetle seçildiğini gösterir. Yine bu malzeme yerine 41Cr4V veya 34Cr4V malzemesini seçerek maliyeti düşürebiliriz.

71. Sabit Aksın Hareketi:

Yapılacak olacak hesaplar Ford Taunus binek aracını örnek olarak yapılacaktır. Akstaki momentler ve idare kollarındaki kuvvetler stabilize yolda ve seyir esnasında hesaplanacaktır.

71.1. Arka Aks İçin Normal Durumda Verilen Değerler:

$G_h = 850$ kg. , $U_h = 110$ kg. , $M_{d_{max}} = 13$ kpm. , $i_1 = 3,65$, $i_2 = 1,97$,
 $i_3 = 1,37$, $i_4 = 1$, $i_5 = 0,82$, $i_D = 3,89$, $\eta = 0,85$, $r_{stat} = 289$ mm. , $r_{dyn} = 289$ mm.
 $D = 600$ mm. , $N_r = 437$ kp. , $P_1 = 1,83$ kp / cm² , $P_r = 2,45$ kp / cm² , $i = 238$ mm.
 $l = 241$ mm. , $b = 451$ mm. , $\alpha = 9^\circ$, $\beta = 3^\circ 48'$, $v = 892$ mm. , $u = 211$ mm.
 $k = 668$ mm. , $\omega = 45^\circ$, $a = 325$ mm. , $f = 86$ mm. , $g = 83$ mm.

71.2. Tekerlek Değme Noktasındaki Kuvvetler:

Lastik $N_r = 437$ kp. ve $P_r = 2,45$ kp / cm² ile yüklenmiştir. Verilen hava basıncı ve bilimsel taşıyabilme kabiliyeti eşittir. Böylece;

$$f_3 = \frac{D}{2} - r_{stat} = \frac{600}{2} - 289 = 11 \text{ mm.}$$

$$C_R = \frac{N_R}{f_3} = C_1 = \frac{437}{1.1} = 397,27 \text{ kp / cm.}$$

$$N_h = \frac{G_h}{2} = \frac{850}{2} = 425 \text{ kp.} \quad C_1 / N_h = 397,27 / 425 = 0,93$$

Tablo 2.2'den C_1 / N_h 'nin fonksiyonu olarak tekerlek yükü çarpım faktörleri okunabilir.

$$k_1 = 1,9 \quad k_2 = 2,93$$

Buna göre üst yüksek kuvvet:

$$N_{ho} = N_h \cdot k_1 = 425 \cdot 1,9 = 807,5 \text{ kp.}$$

$$N'_{ho} = N_{ho} - U_h / 2 = 807,5 - 55 = 725,5 \text{ kp.}$$

ve maksimum kuvvet olarak:

$$N_{h2} = N_h \cdot k_2 = 425 \cdot 2,93 = 1245,25 \text{ kp.}$$

Yan form bağlantı değerleri, Tablo 24'den tekerlek yükü fonksiyonu olarak $\mu_{f1} = 0,32$ $\mu_{f2} = 0,82$ alınır.

Böylece ortaya çıkan yan kuvvetler :

$$\text{Devamlı} \quad S_1 = \mu_{f1} \cdot N_h = 0,32 \cdot 425 = 136 \text{ kp.}$$

$$\text{Sınırlı süreli} \quad S_2 = \mu_{f2} \cdot N_h = 0,82 \cdot 425 = 348,5 \text{ kp.}$$

2. vites kademesinde stabilize yolda seyirde dikine kuvvet;

$$L_{A4} = \frac{Mt_4}{r_{dyn}} = \frac{Md_{max} \cdot i_2 \cdot i_D \cdot \eta}{2 \cdot r_{dyn}} = \frac{13 \cdot 1,97 \cdot 3,89 \cdot 0,85}{2 \cdot 0,281} = 150,67 \text{ kp.}$$

Kavrama çarpma faktörü k_k göz önüne alınarak 1.vites kademesinde

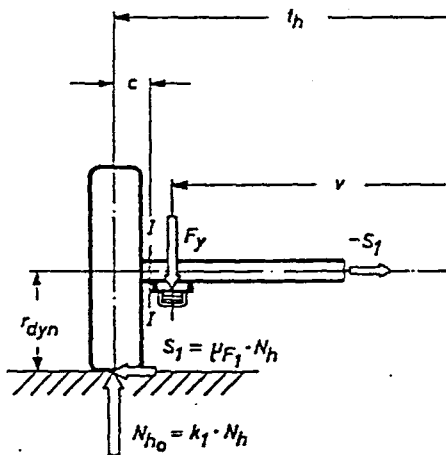
$$L_{A6} = \frac{Md_{max} \cdot i_1 \cdot i_D \cdot \eta \cdot k_k}{2 \cdot r_{stat}} = \frac{13 \cdot 3,65 \cdot 3,89 \cdot 0,85 \cdot 2,2}{2 \cdot 0,289} = 597,17 \text{ kp}$$

Beton üzerinde mümkün olan maksimum kuvvet bağlantısı $\mu_k = 1$ dikine kuvvet L_{A3} 'ü verir.

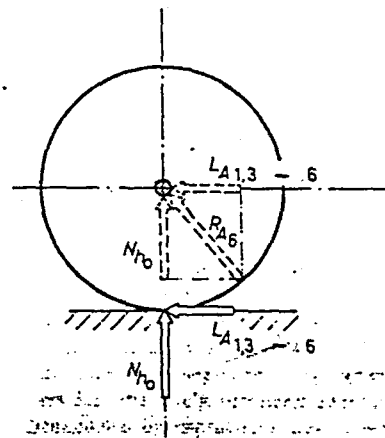
$$L_{A3} = \mu_k \cdot N_h = 1 \cdot 425 = 425 \text{ kp.}$$

7.1.3. Aksın zaman zorlaması :

Şekil 8.1 Yüksek ve yan kuvvetlerin şartları ve Şekil 8.2 dikine kuvvet L_{A1} 'in değerlerini verir. Bileşke gerilme σ_{v1} zaman zorlamasında şu hesap yoluyla bulunur.



Şekil 7.1



Şekil 7.2

$$Mb_1 = N_{ho} \cdot \frac{t_h - v}{2} + S_1 \cdot r_{dyn} = 807,5 \cdot \frac{1,422 - 0,892}{2} + 136 \cdot 0,281 = 252,2 \text{ kpm.}$$

$$L_{A1} = \frac{Mt_1}{r_{dyn}} = \frac{Md_{max} \cdot i_3 \cdot i_D \cdot \eta}{2 \cdot r_{dyn}} = \frac{13 \cdot 1,37 \cdot 3,44 \cdot 0,85}{2 \cdot 0,281} = 92,66 \text{ kpm}$$

$$Mb_z = L_{A1} \cdot \frac{1,422 - 0,892}{2} = 92,66 \cdot \frac{1,422 - 0,892}{2} = 24,55 \text{ kpm.}$$

Mb_1 ve Mb_z ile;

$$Mb_{R1} = \sqrt{Mb_1^2 + Mb_z^2} = \sqrt{252,2^2 + 23,3^2} = 253,27 \text{ kpm.}$$

Söz konusu bileşke gerilme ;

$$\sigma_{v1} = \frac{1}{W_b} \sqrt{Mb_{R1}^2 + 1,07 Mt_1^2}$$

$$W_b = 0,098 \cdot \frac{d^4 - d_o^4}{d} = 0,098 \cdot \frac{5,8^4 - 5^4}{5} = 9,93$$

$$Mt_1 = L_{A1} \cdot r_{dyn} = 92,66 \cdot 0,281 = 26,03 \text{ kpm.}$$

$$\sigma_{v1} = \frac{1}{9,93} \sqrt{25327^2 + 1,07 \cdot 2603^2} = 2564 \text{ kp / cm}^2$$

Bileşke gerilme kabul edilen gerilmenin altında kalmalıdır.

$$\sigma_{kabal} \geq \sigma_{v1} \quad \sigma_{kabal} = \frac{\sigma_{b_{sa}}}{\beta_{kb} \cdot v}$$

Verilen değerlerle $\sigma_s \geq 58 \text{ kp / mm}^2$ $\sigma_{b_{sa}} = 1,2 \sigma_s$ $\beta_{kb} = 1,5$ ile

$$v \geq \frac{1,2 \sigma_s}{\beta_{kb} \cdot \sigma_{v1}} = \frac{1,2 \cdot 5800}{1,5 \cdot 2564} = 1,8$$

7.1.5. Aksın stabilize yolda seyir esnasında zorlanması:

Hesap aynı bir önceki gibidir. Ancak 1. vites kademesi yerine 2. vites kademesi göz önüne alınır. (k_k 'sız). Buna dahil olarak içten dışarıya etki eden yan kuvvet S_2 dir. (Şekil 1)

Eğilme momenti;

$$Mb_3 = N_{ho} \frac{t_h - v}{2} + S_2 r_{dyn} = 807,5 \frac{1,422 - 0,892}{2} + 348,5 \cdot 0,281 =$$

$$= 311,916 \text{ kpm.}$$

İkinci viteste burulma momenti;

$$Mt_4 = \frac{Md_{max} \cdot i_2 \cdot i_D \cdot \eta}{2} = \frac{13 \cdot 1,97 \cdot 3,44 \cdot 0,85}{2} = 37,44 \text{ kpm.}$$

Bileşke eğilme momenti Mb_{R3} , Mb_3 'den ve burulma momenti Mt_4 tarafından oluşturulan dikine kuvvet $L_{A4} = \frac{Mt_4}{r_{dyn}}$ 'den oluşur.

$$Mb_{R3} = \sqrt{Mb_3^2 + \left(\frac{t_h - v}{2} \frac{Mt_4}{r_{dyn}} \right)^2} =$$

$$= \sqrt{311,91^2 + \left(\frac{1,422 - 0,892}{2} \frac{37,44}{0,281} \right)^2} = 313,9 \text{ kpm.}$$

Bileşke gerilme ;

$$\sigma_{v6} = \frac{1}{W_b} \sqrt{Mb_{R3}^2 + 1,07 Mt_4^2} = \frac{1}{9,93} \sqrt{31390^2 + 1,07 \cdot 3744^2} =$$

$$= 3696,86 \text{ kp / cm}^2$$

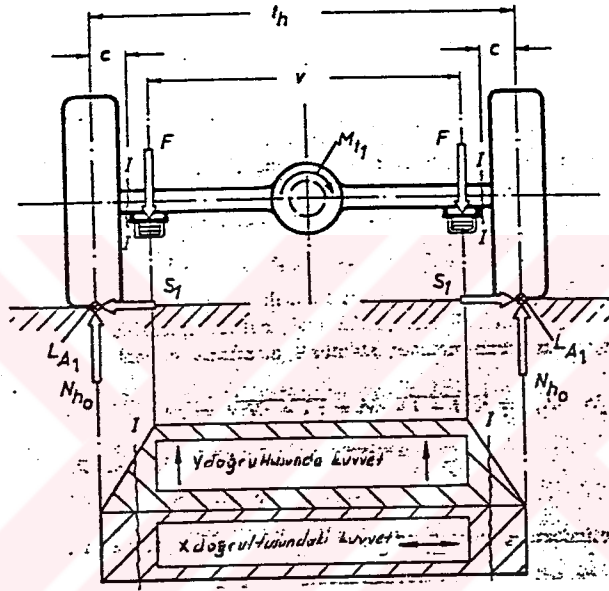
7.1.6. Hemzemin geçitte seyir esnasında aksın zorlanması:

3. vites kademesinde seyir esnasında alttan maksimum bir çarpma olduğu kabul edilir. Bileşke eğilme momentini üç kuvvet oluşturur.

$$N_{h2} = 1245,25 \text{ kp.} \quad S_1 = 136 \text{ kp.} \quad L_{A1} = 92,66 \text{ kpm.}$$

ve ortaya çıkan burulma momenti $M_{t1} = 36 \text{ kpm.}$ 'dir.

Eğilme momenti M_{b2} (Yüksek ve yan kuvvetlerden Şekil 4)



Şekil 74

$$M_{b2} = N_{h2} \frac{t_h - v}{2} + S_1 r_{dyn} = 1245,25 \frac{1,422 - 0,892}{2} + 136 \cdot 0,281 =$$

$$= 368,2 \text{ kpm.}$$

ve böylece bileşke

$$M_{bR3} = \sqrt{M_{b2}^2 + \left(\frac{t_h - v}{2} \frac{M_{t1}}{r_{dyn}} \right)^2} =$$

$$= \sqrt{368,2^2 + \left(\frac{1,422 - 0,892}{2} \frac{26,03}{0,281} \right)^2} = 369,01 \text{ kpm.}$$

Bileşke gerilme;

$$\sigma_{v2} = \frac{1}{W_b} \sqrt{M_{bR2}^2 + 1,07 M_{t1}^2} = \frac{1}{9,93} \sqrt{36901^2 + 1,07 \cdot 2603^2} =$$

$$= 3726 \text{ kp / cm}^2$$

7.1.7. Çubuk aksın kırılma , bükülmeye karşı emniyeti;

Hesaplanan en büyük bileşke gerilme yani σ_{v2} şu şartı sağlamalıdır.

$$\sigma_{\text{kabul}} \geq \sigma_{v2} = \frac{\sigma_{b_s}}{v} = \frac{1,2 \cdot \sigma_s}{v} \quad v = \frac{1,2 \cdot 5800}{3725} = 1,86$$

7.1.8. Sükunetten harekete geçişte idare kollarındaki kuvvetler:

Şekil7.5 'e göre üst idare kolunun mafsal noktası A 'da tekerlek değme noktasındaki kuvvetlerden L_{A3} veya L_{A6} , küçük olanının komponentleri A_{z6} etki eder.

$$L_{A3} = 425 \text{ kp.}$$

$$A_{z6} = L_{A3} \frac{(r_{\text{stat}} - f)}{g + f} = 425 \cdot \frac{0,289 - 0,086}{0,086 + 0,083} = 510 \text{ kp.}$$

Diğer iki komponentle ;

$$A_{y6} = A_{z6} \cdot \text{tg}\alpha = 510 \cdot 0,15 = 76,57 \text{ kp.}$$

$$A_{x6} = A_{z6} \cdot \text{tg}\omega = 510 \cdot 1 = 510 \text{ kp.}$$

$$A_6 = \sqrt{A_{x6}^2 + A_{y6}^2 + A_{z6}^2} = \sqrt{510^2 + 76,57^2 + 510^2} = 725,3$$

$A_{y6} = 76,57 \text{ kp.}$ kuvveti idare kolu yolu ile yapıya taşınır ve C noktasındaki çeki kuvveti olarak etki eder. $725,3 \text{ kp.}$ 'u üst diyagonal idare kolu absorbe eder. B yatağına yaylar tarafından taşınan kolun yüksek doğrultusundaki komponentleri etki eder.

$$B_{y6} = N_{ho} - A_{y6} = 752,5 - 76,57 = 675,93 \text{ kp.}$$

ve dikine doğrultuda;

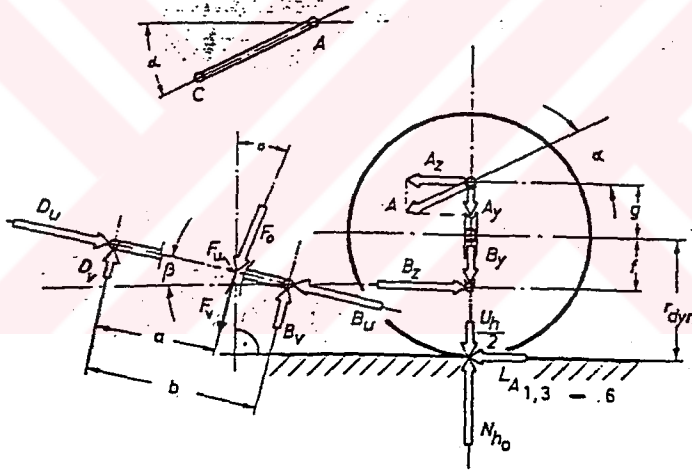
$$B_{z6} = L_{a3} + A_{z6} = 425 + 510 = 935 \text{ kp.}$$

sonuçta toplam kuvvet;

$$B_6 = \sqrt{B_{y6}^2 + B_{z6}^2} = \sqrt{675,93^2 + 935^2} = 1153 \text{ kp.}$$

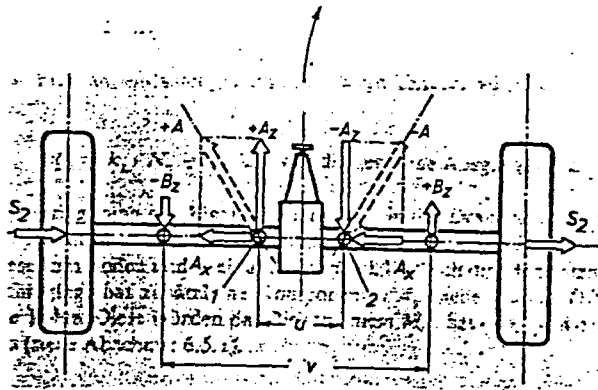
Şekil7.8'de açıklandığı gibi yay yere dik durmaktadır ve F kuvveti uzaklık oranı b/a 'ya göre

$$F = B_{y6} \cdot \frac{b}{a} = 675,93 \cdot \frac{451}{325} = 938 \text{ kp.} \quad \text{Yay kuvveti}$$



Şekil7.5

7.1.9. Stabilize yolda idare kolu kuvvetleri:



Şekil7.6

Şekil 7.6 'da görüldüğü gibi sabit bir aksın hesaplanmasında S_2 yan kuvveti eşit yönlendirilmiş olarak kabul edilir. X doğrultusunda $A_x = S_2 = 348,5 \text{ kp}$. dan kuvvet yoktur. Şekil 7.7 ve 7.8 'den alınan açının yardımıyla diğer komponentler A_y ve A_z belli olur.

$$A_z = A_x \cdot \cot \omega = 348,5 \cdot 1 = 348,5 \text{ kp.}$$

$$A_y = A_z \cdot \tan \alpha = 348,5 \cdot \tan 9 = 55,2 \text{ kp.}$$

Dikine kuvvet $L_{A4} = \frac{Mt_4}{r_{\text{dyn}}} = 150,67$ sol kolda A_z kuvvetini artırır.

$$\Delta A_z = L_{A4} \cdot \frac{(r_{\text{dyn}} - f)}{g + f} = 150,67 \cdot \frac{0,281 - 0,086}{0,086 + 0,083} = 173,85 \text{ kp.}$$

ΔA_z ile ΔA_x ve ΔA_y hesaplanır.

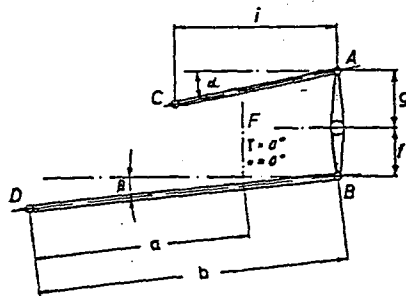
$$\Delta A_x = \Delta A_z \cdot \tan \omega = 173,85 \cdot 1 = 173,85 \text{ kp.}$$

$$\Delta A_y = \Delta A_z \cdot \tan \alpha = 173,85 \cdot \tan 9 = 27,53 \text{ kp.}$$

Dikine kuvvet L_{A4} sayesinde bulunan komponentler ve kuvvet yükselmeleri sonucunda iki idare kolundan birine gelen A kuvveti bulunur.

$$A = \sqrt{(A_x + \Delta A_x)^2 + (A_y + \Delta A_y)^2 + (A_z + \Delta A_z)^2} =$$

$$= \sqrt{(348,5 + 173,85)^2 + (55,2 + 27,53)^2 + (173,85 + 348,5)^2} = 743,33 \text{ kp}$$



Şekil 7.7

$$C_1 = C_R \cdot \frac{P_1}{P_r} = 397,27 \cdot \frac{1,83}{2,45} = 296,7 \text{ kp / cm.}$$

$$\frac{C_1}{N_V} = \frac{296,7}{375} = 0,8$$

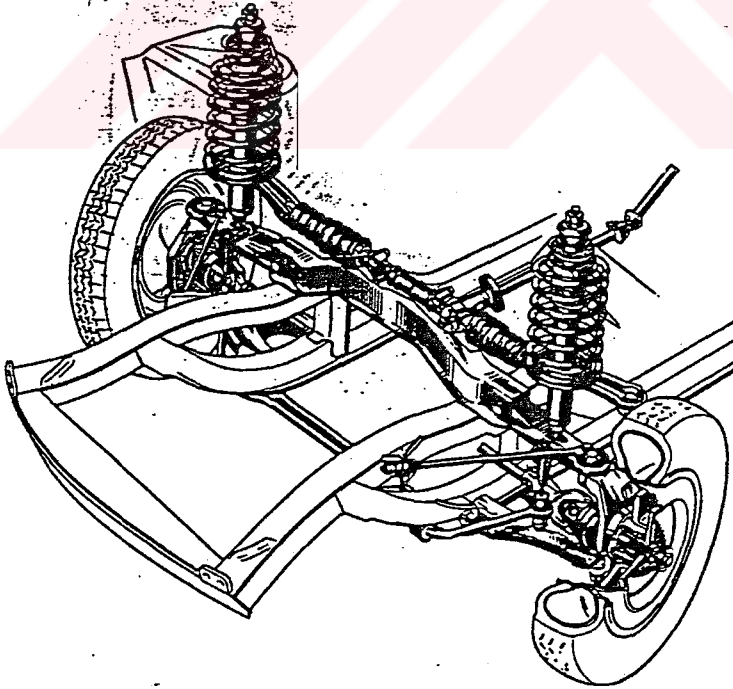
$k_1 = 1,8$ değeri ile işleme giren üst kuvvet

$$N_{VO}' = N_V \cdot k_1 - \frac{U_V}{2} = 375 \cdot 1,8 - 35 = 640 \text{ kp.}$$

Şekil bağlantı değeri μ_{f1} , değişken etki eden yan kuvvet S_1 'in bulunmasında tekerlek yükü $N_V = 375 \text{ kp.}$ 'un fonksiyonu olarak kabul edilir.

$$\mu_{f1} = 0,35$$

$$S_1 = N_V \cdot \mu_{f1} = 375 \cdot 0,35 = 131,25 \text{ kp.}$$



Şekil 79

7.2.2 Tekerlek Mafsallarda Üst Kuvvetler :

İlk önce altta sallanan yatakta bulunan bilyalı mafsalı B'yi zorlayan üst kuvvet B_O bulunur. Kuvvet yönünü belirleyen kol $\beta = 3^\circ$ eğik durmaktadır.

$$B_{xO} = B_O \cdot \cos\beta \quad B_{yO} = B_O \cdot \sin\beta$$

$$B_O = \frac{N_{VO}' \cdot a + S_1 \cdot (d - n_s + c)}{c \cdot \cos\beta - (a - b) \sin\beta}$$

Uzaklıklarla;

$$n_s = r_{dyn} \cdot \sin^2 \varepsilon = 281 \cdot \sin^2 3 = 0,75$$

$$a = (c + d) \operatorname{tg} \delta_o + R_o = 401 \cdot 0,07 + 83 = 111$$

$$a - b = c \cdot \operatorname{tg} \delta_o = 223 \cdot 0,07 = 15,6 \text{ mm.}$$

$$B_O = \frac{320 \cdot 111 + 131,25 (178 - 0,75 + 223)}{223 \cos 3 - 15,6 \sin 3} = 396 \text{ kp. sonucu alınır.}$$

böylece ;

$$B_{xO} = 396 \cdot \cos 3 = 395,45 \text{ kp.}$$

$$B_{yO} = 396 \cdot \sin 3 = 20,7 \text{ kp.}$$

$$A_{xO} = B_{xO} - S_1 = 395,45 - 131,25 = 264,2 \text{ kp.}$$

$$A_{yO} = N_{VO}' + B_{yO} = 320 + 20,7 = 340,7 \text{ kp.}$$

7.2.3. Tekerlek Mafsallarındaki Alt Kuvvetler:

Değişken zorlamanın ne derecede olduğunu anlayabilmek için en son olarak alt kuvvetler hesaplanır. Şekil 7.10'a göre dönme noktası A ile

$$B_U = \frac{S_1 \cdot (d - n_s + c) - N_V' \cdot a}{c \cdot \cos\beta - (a - b) \sin\beta} \quad N_V' = N_V - U_V / 2 = 375 - 35 = 340$$

$$B_U = \frac{131,25 (178 - 0,75 + 223) - 340 \cdot 111}{223 \cos 3 - 15,6 \sin 3} = 66,67 \text{ kp.}$$

$$B_{xU} = B_U \cdot \cos\beta = 66,67 \cdot \cos 3 = 66,57 \text{ kp.}$$

Eğilme A_{x0} ve A_{z0} çapraz kuvvetlerini oluşturur.

$$A_{\text{çapraz}} = \sqrt{A_{x0}^2 + A_{y0}^2} = \sqrt{264,2^2 + 8,9^2} = 264,37 \text{ kp.}$$

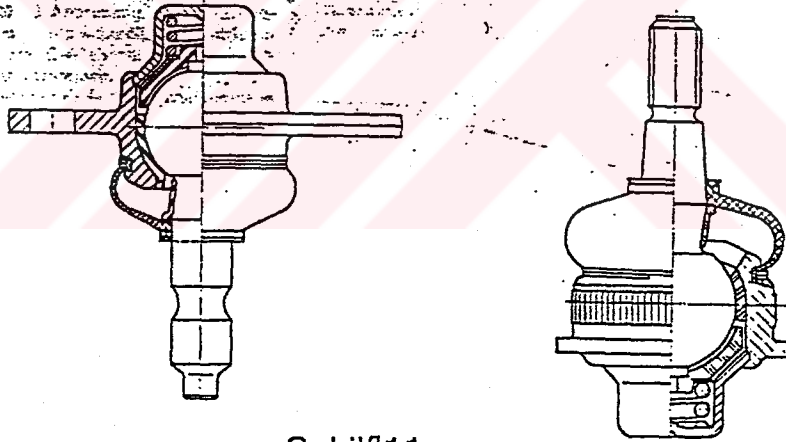
7.2.6. Alt Mafsal B'deki Kuvvetler :

Alt idare mafsalı B'de üç çapraz doğrultulu B_{x0} , B_{xu} ve B_{z0} bir araya getirilebilir ve bunlardan bu durumda çeki ve bası ile zorlanan B_{y0} ve B_{yu} komponentleri ayrılabilir. Şekil 7.11 sayesinde bu ölçünün neden önemli olduğu anlaşılır. Çeki ve çapraz kuvvetler malzeme tarafından absorbe edilirken, buna karşılık bası kuvveti vida yayı zorlar. Bunlar:

$$B_{\text{çapraz}} = \sqrt{(B_{x0} + B_{xu})^2 + B_{z0}^2} = \sqrt{462,02^2 + 8,9^2} = 462,2 \text{ kp.}$$

Buna dahil olarak;

$B_{y0} = 20,7 \text{ kp.}$ ve $B_{yu} = 3,5 \text{ kp.}$ bası kuvveti



Şekil 7.11

7.2.7. Tamamen Yaylandırılmış Durum İçin :

$\alpha_2 = 15^\circ$, $g = 225 \text{ mm.}$, $\beta_2 = 7^\circ$, $\delta_2 = 4^\circ 10'$, $R_{02} = 82,6 \text{ mm.}$,
 $j = 304 \text{ mm.}$, $i = 134 \text{ mm.}$, $\xi' = 10^\circ$, $L_w = 170 \text{ mm.}$, $C_{2V} = 11 \text{ kp / cm.}$

Taşıtta ölçülen sapma değeri $\Delta\delta = \delta_2 - \delta_0 = 4^\circ 10' - 4^\circ = 10'$ o kadar küçüktürki, a - d arası uzaklıkların değiştirilmesine gerek yoktur.

Tablo 2.1 den çarpma faktörü

$$k_2 = 2,8.$$

7.2.8. Tekerlek Değme Noktasındaki Kuvvetler :

$$N_V' = 340 \text{ kp.} \quad S_1 = 131,25 \text{ kp.}$$

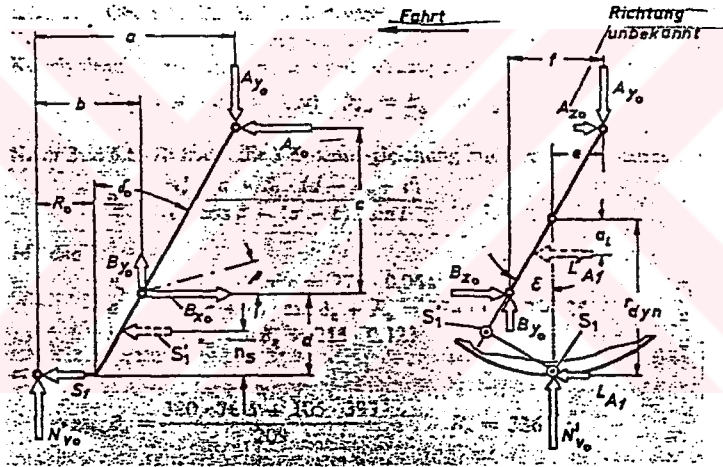
Göz önüne alınan maksimum yüksek kuvvet N_{V2}' :

$$N_{V2} = k_2 \cdot N_V = 2,8 \cdot 375 = 1050 \text{ kp.}$$

$$N_{V2}' = N_{V2} - U_V / 2 = 1050 - 35 = 1015 \text{ kp.}$$

7.2.9. Alt İdare Mafsalı B'deki Kuvvetler :

Yay ve çarpma kuvveti alt idare kolunda etkilir. Sadece bir mafsal çubuğunun fonksiyonu alttaki ilk önce incelenir. İdare kolunun yönü ile belirlenmiştir. B_{x2} ve B_{y2} komponentleri β_2 açısında birbirlerine bağlıdır. $B_{y2} = B_{x2} \cdot \text{tg } \beta_2$. A döndürme noktasındaki moment denklemiyle (Şekil 12)



Şekil 7.12

$$N_{V2}' \cdot a + S_1 (c + d - n_s) - B_{x2} \cdot c - B_{y2} (a - b) =$$

$$B_{x2} = \frac{N_{V2}' \cdot a + S_1 \cdot (d - n_s + c)}{c + (a - b) \text{tg } \beta_2} =$$

$$= \frac{1015 \cdot 111 + 131,25 (401 - 0,75)}{223 + 15,6 \text{tg } 7} = 734,5 \text{ kp.}$$

$$B_{x2} = 734,5 \text{ kp. ve } B_{y2} = 734,5 \cdot \text{tg } 7 = 90,18 \text{ kp.}$$

Büyüyen yüksek kuvvet nedeniyle z komponentleri B_{z2} olarak yeniden belirlenmelidir.

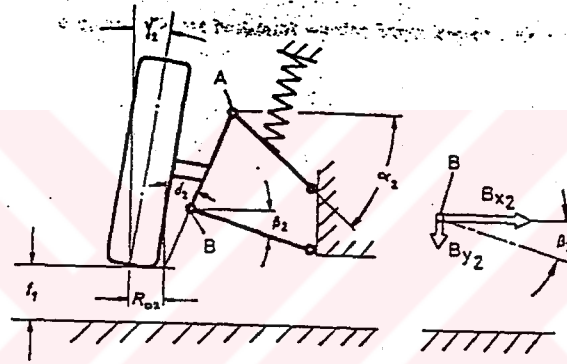
$$B_{z2} = \frac{N_{V2} \cdot e + B_{y2} \cdot f}{c} = \frac{1015 \cdot 6,28 - 90,18 \cdot 11,68}{223} = 23,86 \text{ kp.}$$

Maksimum çapraz kuvveti bulabilmek için x ve z komponentleri birleştirilir.

$$B_{z\text{çapraz}} = \sqrt{B_{x2}^2 + B_{z2}^2} = \sqrt{734,5^2 + 23,86^2} = 734,9 \text{ kp.}$$

$B_{y2} = 90,18 \text{ kp.}$ kuvveti alt idare mafsalını bası ile zorlar.

7.2.10. Üst Taşıma Mafsalı B' deki Kuvvetler :



Şekil 7.13

Şekil 13'den anlaşılacağı gibi, alt idare kolunun sapması sadece incelenen Normal Durumdaki değildir, ters yönlüdür.

A'nın her komponenti şöyledir:

$$A_{x2} = B_{x2} - S_1 = 734,5 - 131,25 = 603,25 \text{ kp.}$$

$$A_{y2} = N_{V2} - B_{y2} = 1015 - 90,18 = 924,82 \text{ kp.}$$

$$A_{z2} = - B_{z2} = -23,86 \text{ kp.}$$

7.2.11. Yay ve Takoz Kuvvetinin Bulunması :

Statik yay kuvveti F_w Normal durumda tekerlek yükü N_V ve kuvvet redüksiyonu i_y 'den hesaplanabilir.

$$F_w = N_V \cdot i_y \quad N_V = N_V - U_V / 2$$

$$i_y = \frac{j \cdot \cos \alpha}{i \cdot \cos \xi'} + \frac{1}{\cot \beta - \operatorname{tg} \delta_0} + \frac{\operatorname{tg} \alpha}{1 - \operatorname{tg} \delta_0 \operatorname{tg} \beta} =$$

$$= \frac{304 \cdot \cos 8,5}{134 \cdot 0,98} + \frac{1}{\cot 3 - \operatorname{tg} 4} + \frac{\operatorname{tg} 8,5}{1 - \operatorname{tg} 4 \cdot \operatorname{tg} 3} = 2,49$$

sonuç olarak $i_y = 2,49$ ve böylece

$$F_w = N_v' \cdot i_y = 340 \cdot 2,49 = 846,6 \text{ kp.}$$

Bilinen kol ölçüleri i ve j , kol uzunluğu L_w ve yumuşatma açısı ξ' ile L_n yardım uzunluğu ve kısaltma yolu Δ_{fF} bulunur.

Hesap büyüklüğü q :

$$q = \sqrt{L_w^2 + i^2 - 2L_w \cdot i \cdot \sin \xi} = \sqrt{170^2 + 134^2 - 2 \cdot 170 \cdot 134 \cdot \sin 10} = 197 \text{ mm.}$$

$$\sin w_0 = \frac{L_w}{q} \cdot \cos \xi' = \frac{170}{197} \cdot \cos 10 = 0,84$$

kol ve q uzaklığı arasındaki açı normal durumda $w_0 = 57^\circ 10'$ dir.

Yay kapatılmış durumda:

$$w_2 = w_0 - \Delta w = w_0 - \alpha_2 + \alpha_0 = 57^\circ 10' - 15^\circ + 8^\circ 30' = 50^\circ 40'$$

w_2 ile yardım uzunluğu L_n :

$$L_n = \sqrt{q^2 + i^2 - 2 \cdot q \cdot i \cdot \cos w_2} = \sqrt{197^2 + 134^2 - 2 \cdot 197 \cdot 134 \cdot \cos 50^\circ 40'} =$$

$$= 153 \text{ mm.}$$

ve yol farkı $D_{fF} = L_w - L_n = 170 - 153 = 17 \text{ mm.}$

Tekerlekte bulunan yay payı $C_{2v} = 11 \text{ kp / cm}^2$ dir.

Yol redüksiyonu i_x :

$$i_x = \frac{b}{a \cos \xi} = \frac{j}{i \cos (\xi - \alpha_0)} = \frac{304}{134 \cdot \cos 18,5} = 2,39$$

$$C_F = C_{2v} \cdot i_x \cdot i_y = 11 \cdot 2,39 \cdot 2,49 = 65,4$$

Sayısal değerler yerine yerleştirilirse:

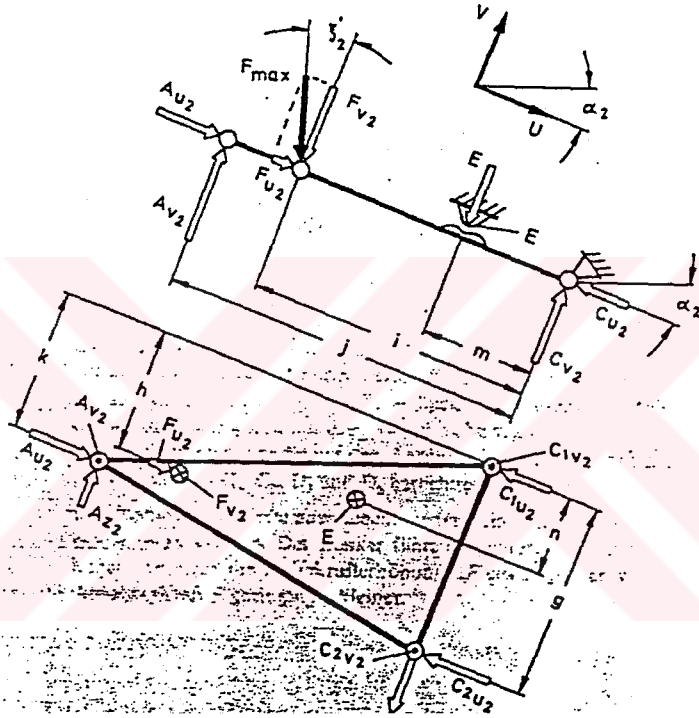
$$F_{\max} = F_w + \Delta F = F_w + \Delta_{fF} \cdot C_F = 846,6 + 1,7 \cdot 65,4 = 957,78 \text{ kp.}$$

Hesabın devamı için gerekli olan yay kuvveti komponenti;

$$F_{V2} = F_{\max} \cdot \cos \xi_2' \text{ dir.}$$

$$\cos \xi_2' = \frac{q}{L_n} \cdot \sin \omega_2 = \frac{197}{153} \sin 50 \rightarrow \xi_2' = 9^\circ 30'$$

$$F_{V2} = 957,78 \cdot 0,98 = 938,62 \text{ kp.}$$



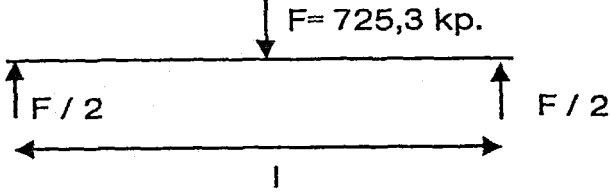
Şekil 7.14

Şekil 14'e göre takoz kuvveti E şöyle olur :

$$E = \frac{A_{V2} \cdot j - F_{V2} \cdot i}{m} = \frac{1004 \cdot 304 - 938,62 \cdot 134}{304} = 590,26 \text{ kp.}$$

2.12. Mukavemet Hesapları:

Pimler için ;



$$M_e = F \cdot l / 4 = 725,3 \cdot 45 / 4 = 8159,6 \text{ kpmm}$$

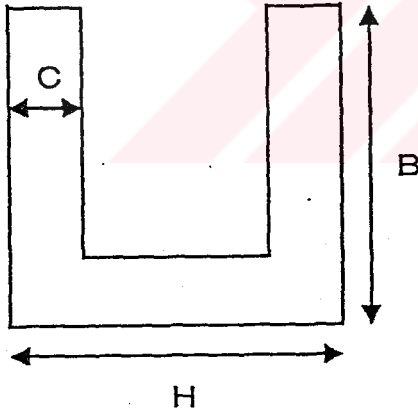
$$W = \pi D^3 / 32 = 3,14 \cdot 12^3 / 32 = 169,56 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_e = M_e / W = 8159 / 169,56 = 48,12 \text{ kp / mm}^2$$

$$\sigma_{em} = 80 \text{ kp/mm}^2 \geq 48,12 \text{ kp / mm}^2$$

$$\text{emniyet} = 80 / 48,12 = 1,66 \text{ emniyetlidir.}$$

Kollar için ;



Malzeme St 42

$$\sigma_e = 36 \text{ kp / mm}^2$$

$$\sigma_a = 26 \text{ kp / mm}^2$$

$$b_1 = 0,87 \text{ ön alt kol için}$$

$$b_2 = 0,88$$

$$b_1 = 0,9 \text{ arka alt kol için}$$

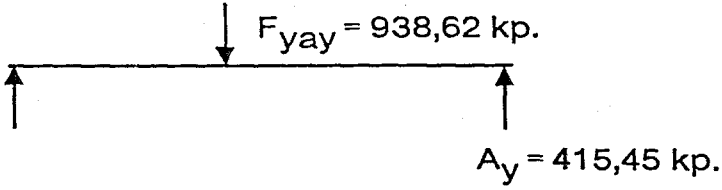
$$B_{\text{ön üst}} = 32 \text{ mm.} \quad H_{\text{ön üst}} = 75 \text{ mm.}$$

$$B_{\text{ön alt}} = 75 \text{ mm.} \quad H_{\text{ön alt}} = 69 \text{ mm.}$$

$$B_{\text{arka üst}} = 40 \text{ mm.} \quad H_{\text{arka üst}} = 70 \text{ mm.}$$

$$B_{\text{arka alt}} = 50 \text{ mm.} \quad H_{\text{arka alt}} = 62 \text{ mm.}$$

Ön alt kol için ;



$$\sigma_e^* = \sigma_e \cdot b_1 \cdot b_2 = 36 \cdot 0,87 \cdot 0,88 = 27,56 \text{ kp/mm}^2$$

$$M_{\text{emax}} = 415,45 \cdot 16,8 = 69795,6 \text{ kpmm.}$$

$$W_e = \frac{B H^3 - b h^3}{6 H} = \frac{75 \cdot 69^3 - 70,5 \cdot 60^3}{6 \cdot 69} = 22729 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_e = M_{\text{emax}} / W_e = 69795,6 / 22729 = 3,07 \text{ kp / mm}^2$$

$$\sigma_e^* / \sigma_e = 27,56 / 3,07 = 8,9 \text{ emniyetlidir.}$$

Ön üst kol için;

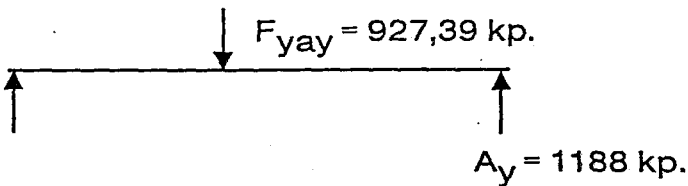


$$\sigma = P / F = \frac{462,1}{75 \cdot 32 - 30,5 \cdot 66} = 1,2 \text{ kp / mm}^2$$

$$\sigma_a^* = \sigma_a \cdot b_1 \cdot b_2 = 26 \cdot 0,87 \cdot 0,88 = 20 \text{ kp / mm}^2$$

$$\sigma_a^* / \sigma = 20 / 1,2 = 16,6 \text{ emniyetlidir.}$$

Arka alt kol için ;



$$\sigma_e^* = \sigma_e \cdot b_1 \cdot b_2 = 36 \cdot 0,9 \cdot 0,88 = 28,5 \text{ kp/mm}^2$$

$$M_{\text{emax}} = 1188 \cdot 126 = 149688 \text{ kpmm.}$$

$$W_e = \frac{B H^3 - b h^3}{6 H} = \frac{50 \cdot 62^3 - 45,5 \cdot 53^3}{6 \cdot 62} = 13824 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_e = M_{\text{emax}} / W_e = 149688 / 13824 = 11 \text{ kp / mm}^2$$

$$\sigma_e^* / \sigma_e = 28,5 / 11 = 2,59 \text{ emniyetlidir.}$$

Arka üst kol için;

$$\longrightarrow F = 743,32 \text{ kp.}$$

$$\sigma = P / F = \frac{743,33}{50 \cdot 62 - 45,5 \cdot 53} = 1,2 \text{ kp / mm}^2$$

$$\sigma_a^* = \sigma_a \cdot b_1 \cdot b_2 = 26 \cdot 0,87 \cdot 0,88 = 20 \text{ kp / mm}^2$$

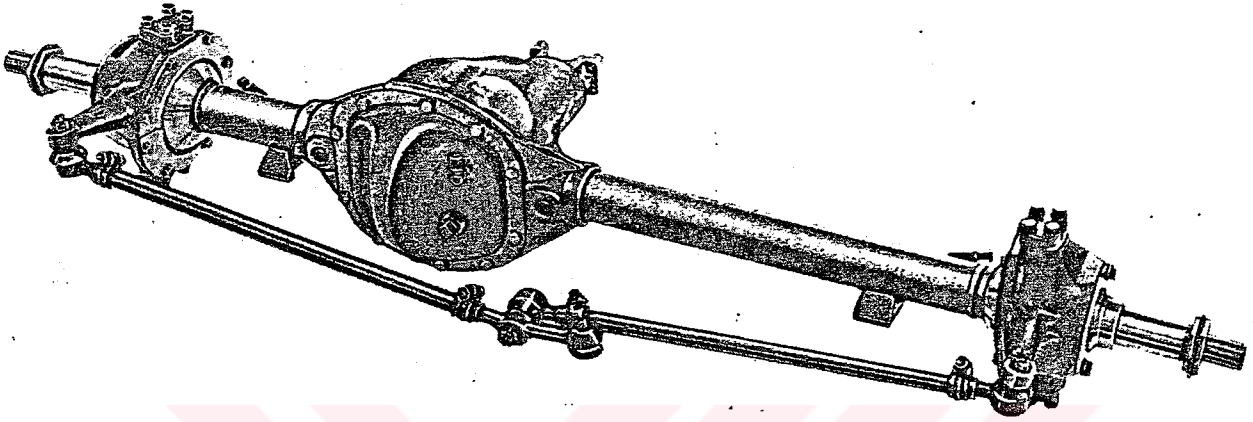
$$\sigma_a^* / \sigma = 20 / 1,2 = 16,6 \text{ emniyetlidir.}$$

7.7 Bir Başka Örnek için Çalışma

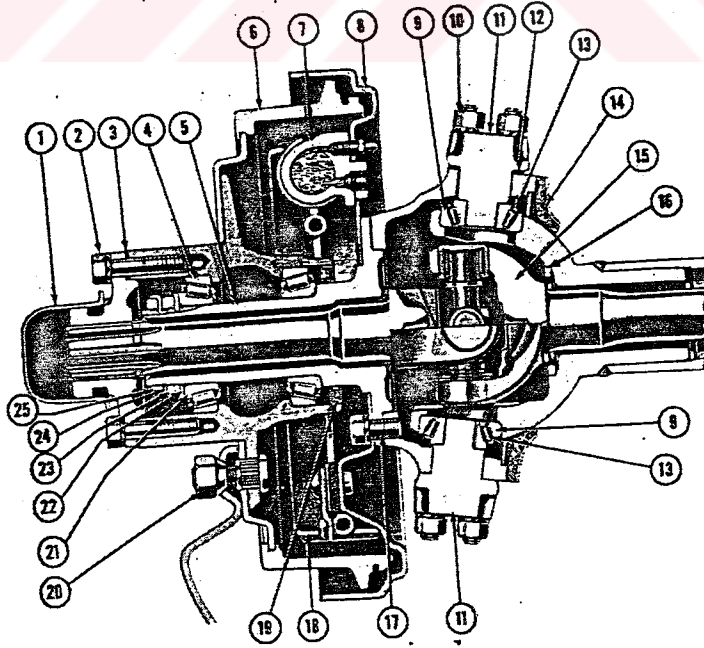
Bu kısımda Tuzla Askeri Jeep Fabrika'sında halen üretilmekte olan 1945 model Jeep marka CJ-3B tipi askeri jeepin ön düzeni üzerinde bir çalışma yapılmıştır. Araç hakkındaki mevcut şikayet seyir esnasında yolu iyi tutamaması ve yolda gezinmesi,yoldaki düzgünsüzlüğün araca çok yeterince sönmülmeden ulaşması,ön düzen ayarlarının çok çabuk bozulması ve aracın dönme yarıçapının çok büyük olmasıdır.Ön düzende kullanılan küresel mafsalın yetersiz dönme açısına sahip olmasından kaynaklanan bu problem aracın manevra kabiliyetini önemli ölçüde düşürmektedir.

Bu problemlerin, aracın ön düzeninde şu anda mevcut bulunan katı askı sisteminden bağımsız askı sistemine geçişle çözülebileceği düşünülmektedir.Bu doğrultuda yapılan çalışmada, ön düzende alt ve üst olmak üzere iki kola sahip bir aks taşıyıcı sistemi düşünülmüştür.Ust kol ile şasi arasına yerleştirilmiş amortisör ve onunla aynı eksende ve etrafında helezon yayı mevcuttur. Aracın Manevra kabiliyetinin arttırılabilmesi için iki tekerlek arası genişliğin büyütülmesi yoluna gidilmiştir.

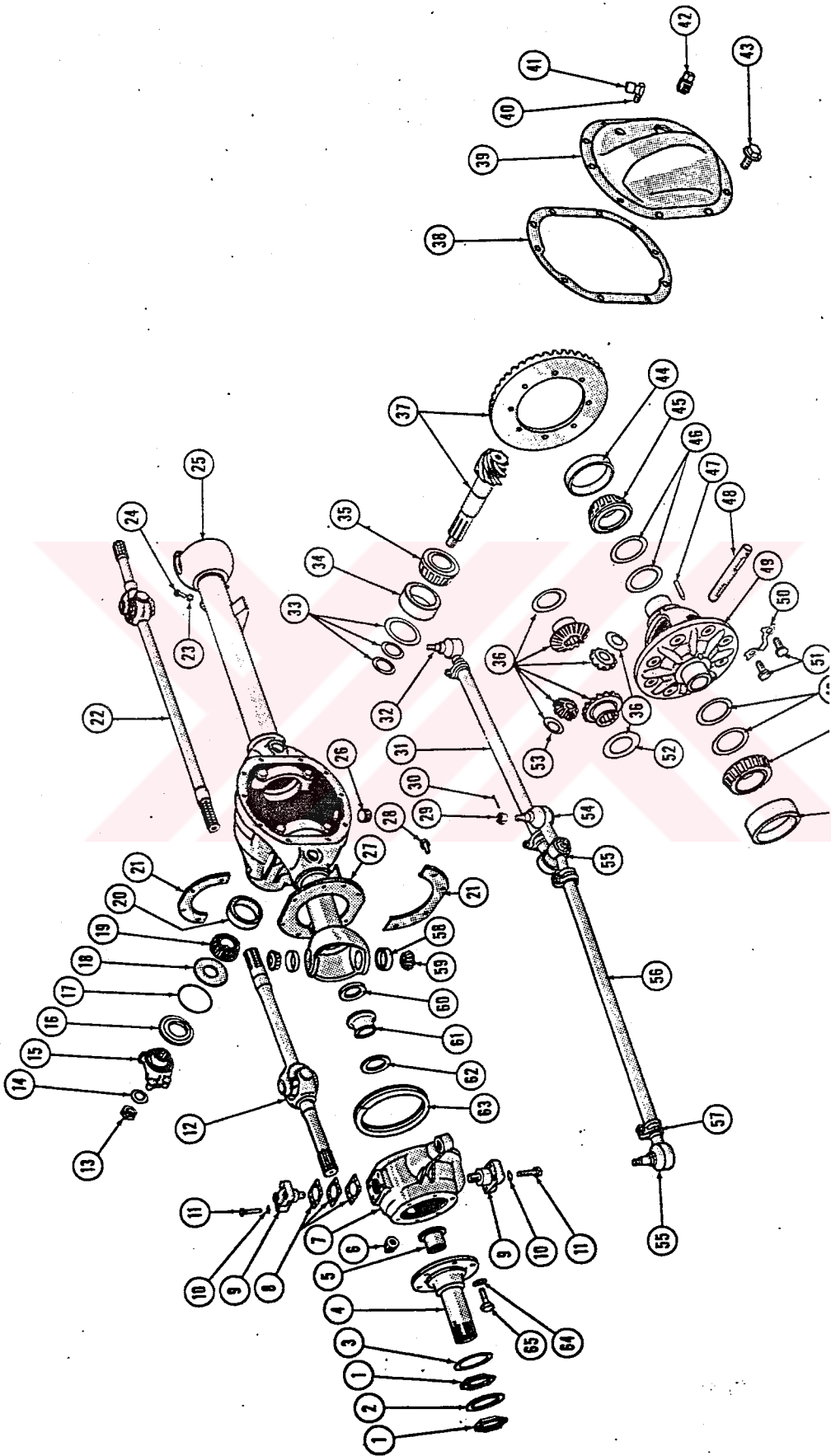
7.7 Mevcut askı sistemi



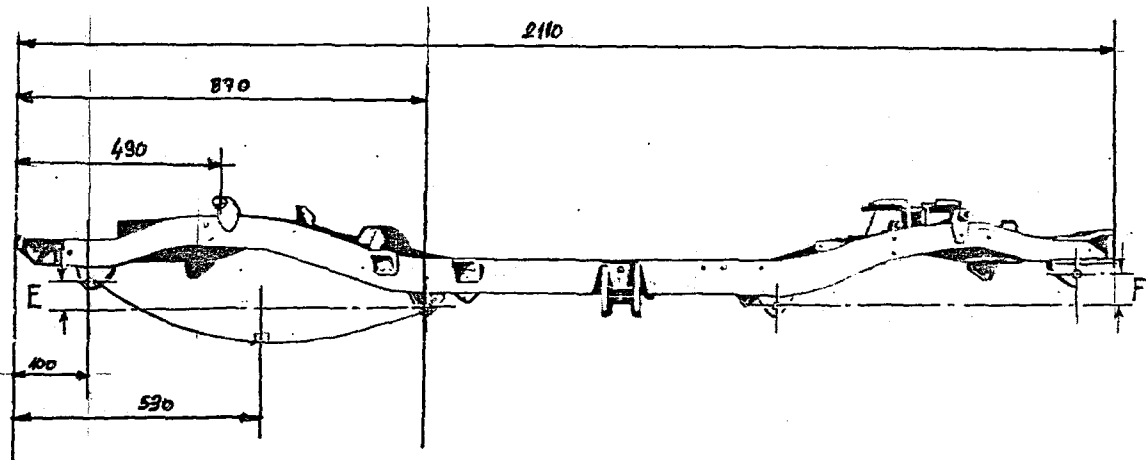
şekil 7.7.1



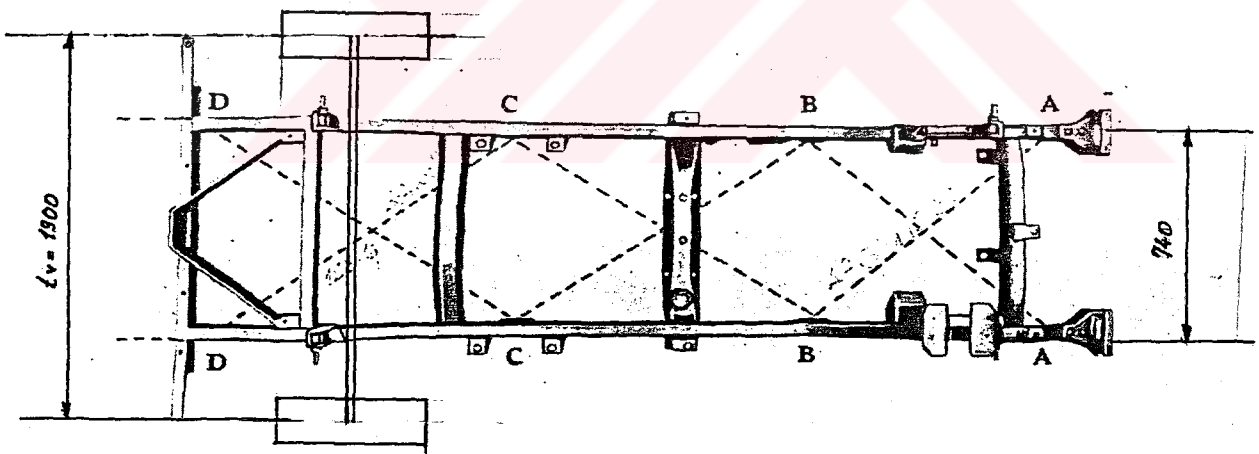
şekil 7.7.2



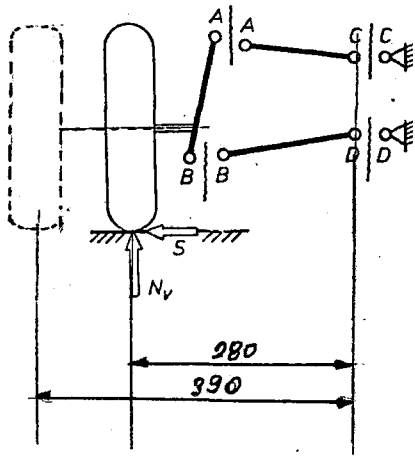
şekil 7.7.3



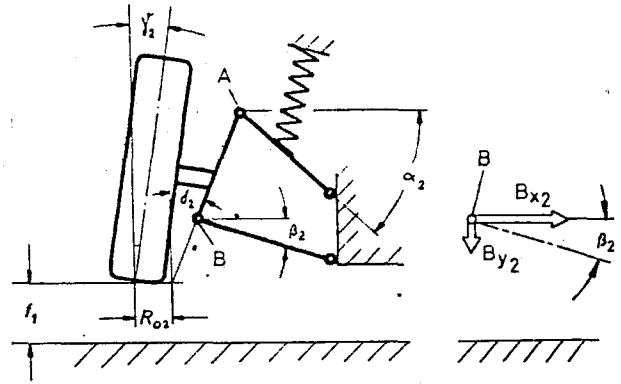
şekil 7.7.4



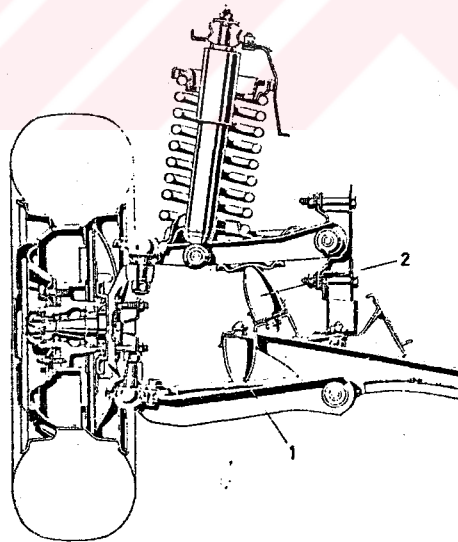
şekil 7.7.5



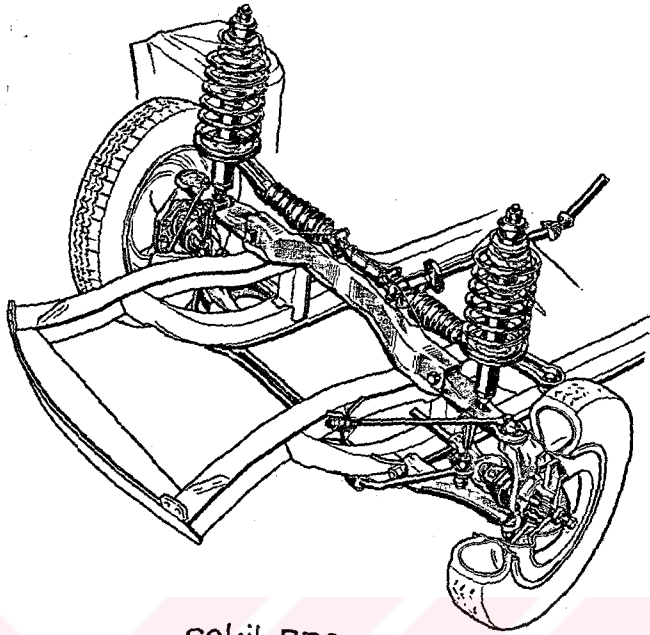
sekil 7.7.6



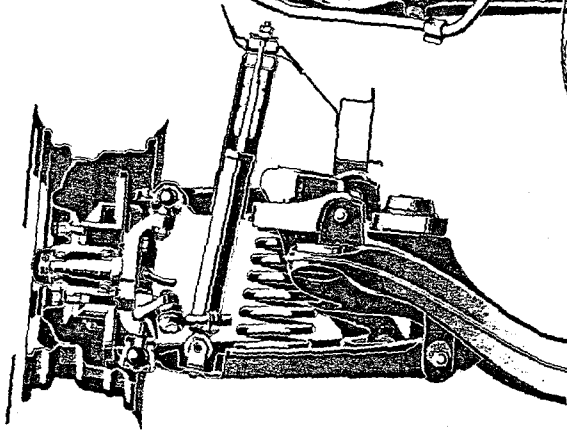
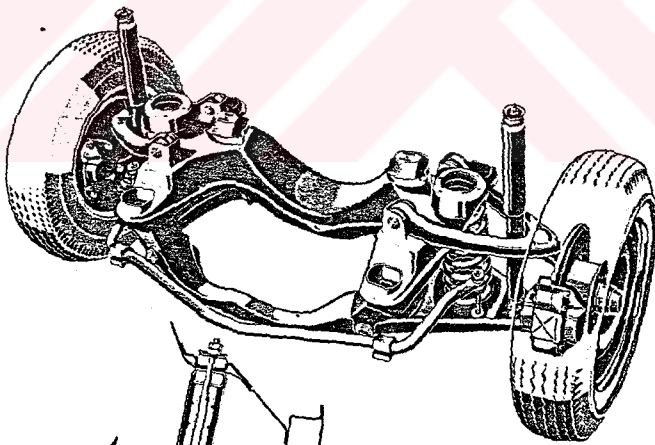
sekil 7.7.7



sekil 7.7.8



sekil 7.7.9

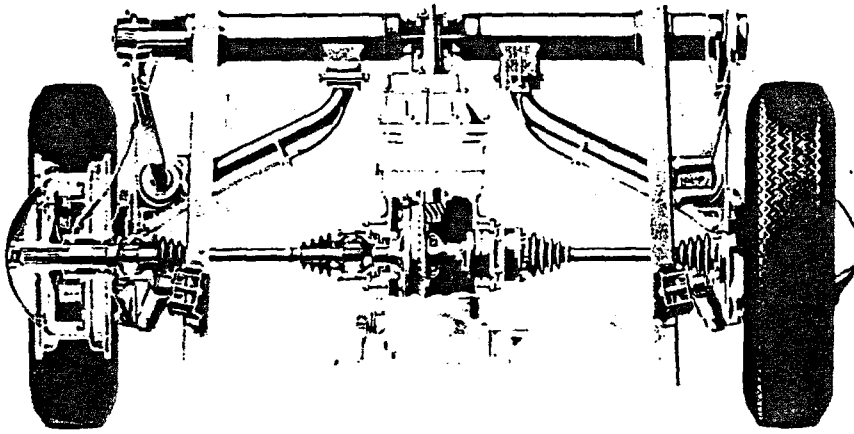


sekil 7.7.10

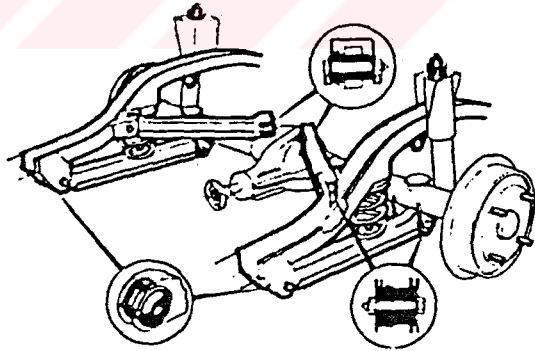
Bağımsız askı sistemine geçişte çift kol kullanılmıştır. Ancak bu durumda yine tekerleğin şasiye dokunması söz konusudur. Bunu düzeltmek için kollar ve aks 110mm. dışarı alınmış ve dönüş açısı 45° ye çıkarılmıştır. Alt kol için sasinin altına U şeklinde bir ilave yapılmıştır.



EKLER



Ek sekil.1 VW1600 Arka aks



Ek sekil 2 Ford Taunus arka aks

KAYNAKLAR

- 1- Motorlu Araçlar cilt 2 Prof.Dr.
Mustafa DEMİR SOY
- 2- Fahrwerktechnik cilt 1-2 Jörn sen REIMPEL
- 3- Deluxe Automotive Encyc Larry JOHNSON
- 4- Fundamentals of Vehicle Dynamics Thomas D.GILLESPIE
- 5- Otosan Ford Teknik Kaynakları
- 6- Tuzla Askeri Jeep Fabrikası Teknik kaynakları
- 7- Tekerlek Aski Sistemleri (Bitirme Tezi)

Özgeçmiş

- Doğum tarihi : 30 Haziran 1967
- Doğum yeri : İstanbul
- İlköğretim : Kurtuluş İlkokulu -Edirne
- Ortaöğretim : Atatürk Ortaokulu -Edirne
- Lise : Kartal Teknik Lisesi Elektrik Bölümü 1985
- Lisans : Yıldız Üniversitesi Makina Mühendisliği
Bölümü 1990
- Y.Lisans : Y.T.U.Fen Bilimleri Enstitüsü
- Tecrübeler : Y.T.U.Makina Fakültesi Enerji Makinaları
Bilim Dalı - Arş.Gör.