

57529

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GERİLMELERİN STATİSTİK DAĞILIMI
GÖZÖNÜNE ALINARAK BİR TAŞIT VİTES KUTUSUNDA
MİLLERİN
EMNİYET VE GÜVENİRLİK,
ÖMÜR HESAPLARI

Mak.Müh. Bozor ULUGOV

F.B.E. Mak. Müh. Anabilim Dalı Konstrüksiyon programında
hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Prof.Necati TAHRALI

F.B.E. YATIRIM KURULU
DOKÜMENTASYON MERKEZİ

İSTANBUL, 1996

İÇİNDEKİLER

sayfa

TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZET.....	iv
ABSTRAKT.....	v
I. GİRİŞ.....	1
1. Makina Parçalarının Zorlanmaları.....	1
1.1. Çekme ve Basma zorlanmaları.....	1
1.2. Eğilme zorlanmaları.....	3
1.2.1. Mil ekseninden geçen düzlemde tek taraflı eğilme zorlanmaları.....	3
1.2.2. Mil ekseninden geçen düzlemde iki taraflı eğilme zorlanmaları.....	4
1.2.3. Milde radyal zorlanmalar.....	5
1.3. Burulma zorlanması.....	7
2. Malzeme Mukavemet Değerleri - Nominal Gerilmeler.....	8
2.1. Yükleme durumları.....	9
2.2. Gerilme ve nominal gerilmelerin tanımı.....	11
2.3. Gerilme çeşitleri ve nominal gerilmeler.....	11
2.3.1. Çekme - basma.....	11
2.3.2. Eğilme.....	12
2.3.3. Kayma - kesme.....	13
2.3.4. Burulma, döndürme (torsiyon).....	14
2.3.5. Aynı anda eğilme ve burulma.....	15
2.4. Statik mukavemet.....	16
2.4.1. Tek eksenli gerilmeler.....	16
2.4.2. Çok eksenli gerilmeler.....	19
2.5. Kertik etkisi.....	21
2.5.1. Kertikli çubuklar şekil sayısı ve gerilme düşmesi.....	25
2.5.2. Kertik etki sayısı.....	27
2.6. Yüzey kalite sayısı.....	29
2.7. Kalınlık sayısı.....	30
2.8. Malzemenin kullanabilme sınırı şekil mukavemeti.....	31
2.9. Emniyet sayıları ve gerilme kontrolü.....	35
3. Şekilleri ile özel olan parçalar.....	37
3.1. Silindirik miller.....	37
3.2. Kamalı miller.....	37
4. Yorulmada birikmiş hasar değerlendirmeleri.....	39
4.1. Genel bilgiler.....	39
4.2. Palmgren - Miner denklemleri.....	40
4.3. Sürekli mukavemet bölgesinde ömür değerlerinin hesabı.....	42

5. Emniyet katsayısı ve güvenilirlik.....	48
5.1. Genel bilgiler.....	48
5.2. Hasar hali ve güvenilirlik.....	50
5.3. Emniyet katsayısı ve güvenilirlik.....	56
6. Numerik değerlendirmeler.....	59
6.1. Vites kutusu milleri wöhler diyagramlarının analitik çizimleri.....	60
6.1.1. Grup dişlisi mili.....	60
6.1.2. Çıkış mili.....	67
6.1.3. Prizdirek mili.....	71
6.1.4. Avare mili.....	74
6.2. Emniyet katsayısı ve güvenilirlik.....	77
6.2.1. Grup dişlisi mili.....	77
6.2.2. Çıkış mili.....	79
6.2.3. Prizdirek mili.....	81
6.2.4. Avare mili.....	82
7. Sonuç.....	83
8. Kaynaklar.....	84
9. Özgeçmiş.....	85

TEŞEKKÜR

“Gerilmelerin istatistik dağılımı göz önüne alınarak bir taşıt vites kutusunda millerin emniyet ve güvenilirlik, ömür hesapları” konulu tezimin tesbiti ve incelenmesinde teşvik eden sayın hocam Prof. Necati TAHRALI beye tezin düzenlenmesi ve yazılmasında destek ve yardımcı olan Mak. Müh. Cihan DEMİR beye teşekkürlerimi sunarım.

Mak. Müh. Bozor ULUGOV



Ö Z E T

Herhangi bir teknik sistemin, belirli bir şartlar altında ve öngörülen bir süre içinde istenilen fonksiyonu, memnun edici bir tarzda yerine getirme ihtimaline Güvenirlik denir.

Güvenirlik , emniyet fikrinin yeni bir ifadesi olarak zannedilir. Halbuki güvenilirlik ve emniyet kavramları birbirinden farklıdır.

Klasik konstrüksiyon metodu, emniyet fikrine dayanır. Bu yöntemde herhangi bir teknik sistemin işe yarar durumu, sistem elemanlarının oldukça uzun bir süre dayanması ile sağlanır. Bu işlem makina elemanları biliminin kurallarına göre ve uygun bir emniyet katsayısı seçilerek yapıldığı takdirde, sistemin işe yarar olduğu fark edilir. Ancak bu metoda göre teknik sistemin işe yarama süresi hakkında kesin bir bilgi verilemez.

İstatistik konstrüksiyon denilen metodun temel fikri ise güvenirliliktir. Bu tezde istatistik konstrüksiyon metodlarından yararlanarak millerin ömrü, güvenirliliği ve emniyetliliği hesaplanmıştır ve istenilen makina parçasının analitik ömür hesapları ve güvenirliliğihesapları gösterilmiştir.



ABSTRACT

It is thought that reliability is new version of safety. But they are very different each other.

Classic construction method is based on safety.

Statistic construction is based reliability.

Reliability is based on statistic analysis and theory of probability.

It's also detailed that about factor of safe and reliability in the chapter 4

In the machine engineering, It must have been made probability not to be failure (fracture, abrasion and corrosion etc.) in a time period.



GİRİŞ

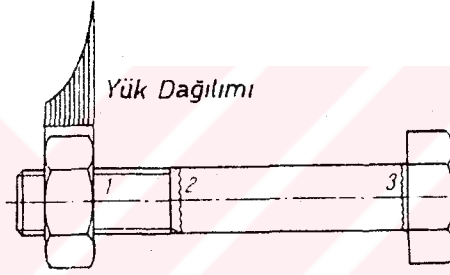
İşletme durumunda bir makina parçasının kırılması veya şeklinin görevini yapamıyacak durumda bozulması, muhakkak ki çalışma süresince kendisine etki eden dinamik kuvvetlerin sonucudur. Bu kuvvetler şiddet itibari ile küçük olsada muntazam veya gayri muntazam periyodik etkileri zamana bağlı olarak, özeelikle malzeme, işletme veya konstrüksiyon ve motaj hataları da var ise hızla büyür.

Parçayı etkileyen kuvvetlerin iç bünyede meydana getirdiği kuvvet çizgilerinde akışını değiştirecek parça üzerindeki her türlü şekil değişikliğine kertik adını vereceğiz. Kertik konstrüksiyon gereği bilinerek yapıldığı gibi, - örneğin bir mil üzerindeki faturalar, kama yuvaları ve delikleri gibi. görülmeyen ve farkına varılmayan kılcal çatlaklıklar da olabilir. Parçanın şekli ve fiziki yapısının yanı sıra etkili kuvvetlerin meydana getirdiği zorlamaların tarzıda sürekli kırılma olayına etkin faktörlerin başında gelir, bu olayların araştırılması, kontrolü ve hesabı için bir gidiş yolu olarak başlangıçda zorlama tarzını tesbit ve tayin etmek gerekir.

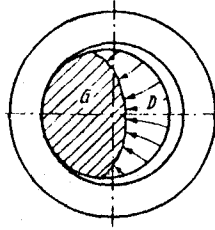
1. MAKİNA PARÇALARININ ZORLANMALARI

1.1. Çekme ve Basma Zorlamaları

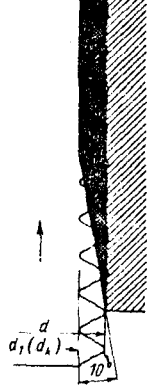
Meselenin daha canlı olarak tasavvur edilebilmesi için zorlama tarzlarına en uygun makine parçaları örnek olarak ele alınmalıdır. Cıvatalar ve vidalar çekme ve basma zorlamalarına en uygun bir örnektir, zira bilindiği gibi bu elemanlar adı geçen zorlamanın dışındanda başka bir zorlama altında çalıştırılmazlar. Şekil 1.1'de gösterilen cıvatanın malzeme deneyinde aşağıdaki özellikler saptanmıştır. Dolayısı ile cıvata gibi elemanların çekme ve basma



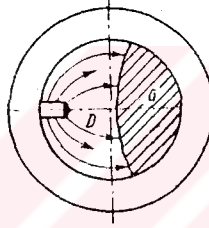
Şekil 1.1.a. Cıvata üzerinde tehlikeli "Sürekli kırılma" kesitleri



Şekil 1.1.b. Cıvatanın ilk dişinde "Sürekli kırılma" kesiti



Şekil 1.1.c. Somununda yük dağılımı



Şekil 1.1.d. Cıvata başının altında "Sürekli kırılma" kesiti

zorlamaları altındaki çalışmada bu özellikler gözönünde bulundurularak şekillendirilmeli ve mukavemet kontrolleri yapılmalıdır.

1. Cıvatanın diş açılmış kısmında somunla ilişkili ilk dişi bütün yükün 45...90%'sini taşımak zorunda kalır. Bu bakımdan sürekli kırılma tehlikesi 65% 1. kesittedir. Şekil 1.1.a. Şekil 1.1.b'de bu bölgedeki sürekli kırılma'da kesitler gösterilmiştir. Taranmamış kısım D sürekli kırılma kesiti, taranmış kısım G şekil kesiti. Şekil 1.1.c'de ise somundaki yük dağılımı gösterilmiştir. Somun veya somunla ilişkili cıvata dişleri birinci dişden itibaren takriben 10'lık bir açı altında azalarak yük etkisi altında kalırlar. Bu durum dişlerin yük altında Elastik Deformasyonlarına göre saptanmıştır.

2. Cıvata dişlerinden şaft kısmına geçiş yüksek kertik etkisi gösterir (2. kesit) ve "Sürekli kırılmaya" ya göre 20% hassastır.

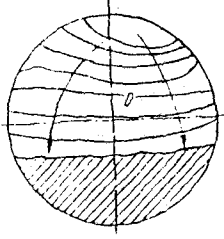
3. Cıvata başı ile şaftın birleştiği 3. kesit' te yüksek kertik etkisi altında kaldığından , " Sürekli kırılma" ya karşı takriben 15% hassas olup, özellikle bu kısımda bir setuskur deliği gibi şekil değişikliği yapılmış ise bu hassasiyet önemli derecede artar (Şekil 1.1.d).

1.2. Eğilme Zorlanması.

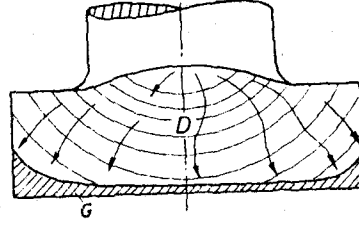
Eğilme zorlamaları altında çalışan elemanların önünde Miller ile aksları örnek olarak gösterebiliriz. Ancak eğilme olayı kuvvetlerin etki şekline göre zorlamada değişik durumlar arz eder. Örneğin mil ekseninden geçen düzlem içinde tek yöne veya her iki yöne doğru zorlamalar olduğu gibi , mil eksenine dik düzlem için de radyal doğrultuda eğilme zorlamaları da meydana gelebilir. Aşağıda bunlara ait örnekler gösterilmiştir.

1.2.1. Mil Ekseninde Geçen Düzlem İçinde Tek Taraflı Eğilme Zorlamaları

Şekil 2.1'de bir kırıcının (Konkasör) Eksantrik Mili, Şekil 2.2'de bir Diesel Motorun Krank milinin eğilme zorlamaları etkisi altında "Sürekli Kırılma" durumları gösterilmiştir. Şekil 2.1'deki Eksantrik mili eksantrikliğin en büyük olduğu belirli bir noktada (bu noktadan ve mil ekseninden geçen düzlem içinde) en büyük kuvvetle etkilenir ve en büyük zorlamaya maruz kalır. İşletme durumu göz önüne getirilecek olursa bir devirde milin hep aynı noktası zorlanır, bunun dışında zorlama gittikçe küçülür ve en büyük zorlamanın tam tersinde sıfır olur, görülüyor ki mil periyodik olarak hep aynı tek tarafından zorlanmaktadır. (Bu tip zorlamalara veya, gerilmelere ileride "Yüklü Değişken" adını vereceğiz). Kırılma ise Eksantrikliğin en büyük olduğu bölgeden başlar.



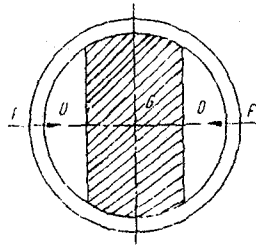
Şekil 2.1. Bir kırıcının
ekzantrik
sürekli kırılması



Şekil 2.2. Bir motor krank
mili yanağında meydana gelen
sürekli kırılma.

1.2.2. Mil Ekseninden Geçen Düzlem içinde iki Taraflı Eğilme Zorlamaları

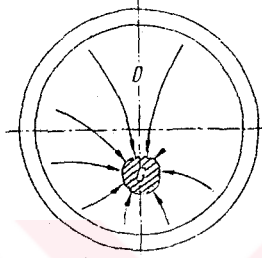
Şekil 2.3'te Kamyonun Römorkunun Askı Demiri Bağlıntı kasasındaki Aksın "Sürekli Kırılma" durumu gösterilmiştir. Bu eleman, kamyonun virajlarda savurması ile ekseninden geçen düzlem içinde her iki yönde takriben eşit kabul edebileceğimiz şiddetle etkilenir ve her iki yönde zorlanır (Bu tür zorlamaya ileride "Değişken Zorlama veya Gerilme" adını vereceğiz). Sonuç olarak kırılma takriben parça kesitinde her iki yönden başlar ve simetrik bir durum arz eder. Normal durumda keza kırılma fatura köşelerinden başlar.



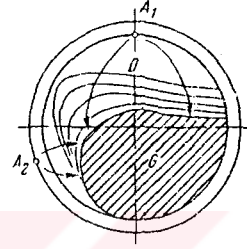
Şekil.2.3. Römork bağlantı aksının sürekli kırılma
görünümü.

1.2.3. Milde Radyal Düzlem içindeki Zorlamalar

Bu tür zorlamalar genellikle dönme hareketi yapan ve büyük ölçüde burulma zorlamalarının etkisinde olmayan millerde mütalaa edilebilir. Şekil 3.1'de bir elektrik motorunun milinin "Sürekli Kırılması" gösterilmiştir. Kırılma Rulmanlı yatak mil faturasında keskin iç köşede başlamıştır. Şekil gerilmesi G 'nin küçük değerleri aynı zamanda Nominal gerilmenin de ufak olduğunu "Sürekli Zorlama"nın ise büyük olduğunu gösterir.



Şekil 3.1. Bir elektrik motorunun sürekli kırılma yüzeyi.

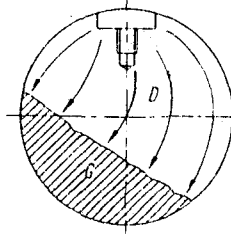


Şekil 3.2. Kollergang tahrik mili sürekli kırılma yüzeyi

Şekil 3.2 bir Kollergang tahrik milinin "Sürekli Kırılma" yüzeyini göstermektedir. Miller genellikle radyal kuvvetlerin etkisi ile, eğilme zorlamaları ile, Döndürme Momentinin etkisi ile ve Burulma zorlaması ile aynı zamanda etkilenirler. Ancak bu zorlamaların bir tanesi diğerinin yanında çok küçük kalıyorsa ihmal edilebilir ve mil yalnızca tek bir zorlama ile mukavemet kontrolüne tabi tutulabilir. Şekil 3.1'de milde yalnız eğilme zorlamasının etkisi varsayılmıştır. Şekil 3.2'de ise mil bir tahrik elemanı olarak her iki zorlama ile etkilenmektedir.

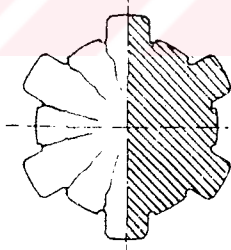
Kırılma fatura köşesinden başlamıştır, her ne kadar köşe yuvarlatma yarıçapı (radius) yeteri kadar büyük tutulmuş ise de, derin torna kalem izleri yüksek kertik etkisi göstererek çatlamanın başlangıcına sebep olmuştur. Şekil sınırı ve kesitinin merkezden kaçık tek tarafta

kalıfına, kırılma başlangıcının önce A1 sonra ona yakın aynı tarafta A2'de başlamış olması sebep olmuştur. Her iki gerilmenin aynı zamanda etkili olmasının tipik bir örneğidir.



Şekil 3.3. Bir hız kutusu milinde kırılma.

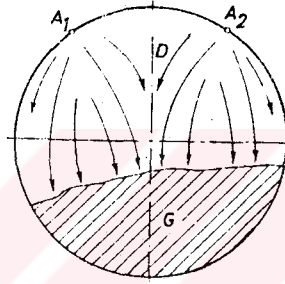
Şekil 4.1'de bir kamalı milde, kama yuvalarının iç köşelerindeki yüksek kertik etkisi ve özellikle döndürme momentinin meydana getirdiği zorlamalar, bu köşelerden radyal çatlamların meydana gelmesine sebep olmuşlardır. Bu çatlaklılar daha sonra eğilme zorlamalarının etkisi ile "Sürekli Kırılma" şeklinde sonuçlanır. Kama yuvalarında köşelerden başlayan bu çatlaklıklar milde dişlerin Evolvent profili yapılması ile önlenmiştir.



Şekil 4.1. Bir kamalı milde sürekli çatlama durumu.

Şekil 4.2'de çok yüksek yüzey basınçlarının hüküm sürdüğü tekerlek göbeyinde (Porya) Demiryolu vagon aksının "Sürekli Kırılma"sı aksın A1 ve A2 noktalarından başlamıştır. Yalnız eğilme zorlamalarının etkili olduğu aksda kırılmada "Şekil Sınırı ve Şekil yüzeyi"

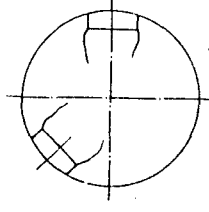
daha evvelki örnekte açıklandığı sebepten ötürü simetrik olmayıp çatlama başlangıcının karşı bölgesinde kalmıştır. Şekil 4.3'de ise yine bir demiryolu vagonunun tahrik tekerleği aksı "Sürekli Kırılma" durumu gösterilmiştir. kırılma veya çatlama buradada sıkı geçme olarak takılmış tekerlek göbeği kenarı A1'den başlamış, bu çatlaklık bir hayli ilerledikten sonra bu tekerlek göbek kenarının başka bir yeri A2'den de başlamıştır. Yukarıda özellikle Şekil 4.2 ve Şekil 4.3'de açıkça görüldüğü gibi Aks veya Mil yüzünde sıkı geçme (Sıcak Geçme) takılan tekerlek göbeğinin mil bünyesine yaptığı basınç bu yerlerde büyük kertik etkilerine sebep olmakta ve kırılmalar bu kısımlardan başlayıp yine aynı yerlerden kırılmaktadır.



Şekil 4.2. Bir demiryolu tekerlek aksının porya tabanında sürekli kırılma.

1.3. Burulma Zorlamaları.

Bilindiği gibi burulma zorlamaları asal normal zorlama eksenine göre 45° lik düzlemlerde teşekkül ederler ve kırılmada böyle bir görünüm arz eder. Genelde durum böyle olmakla beraber mukavemeti yüksek malzemelerin çekme altındaki burulma zorlamalarında eksene dik kayma kırılma, değişken burulma zorlamalarının etkisi altında ise 45° lik açı altında kırıldığı görülmüştür (Kesilme Kırılması).



Şekil 5.1. Bir seyyar vinç redüktör milinde meydana gelen radyal çatlaklıklar.

Şekil 5.1'de bir seyyar vinç redüktörü milinde burulma zorlamalarının kama yuvaları köşelerinde meydana getirdiği radial "Çürekli Çatlama" lar görülmektedir. Yuva köşelerinin yuvarlatılması ile bu çatlamlar bir dereceye kadar önlenabilir.

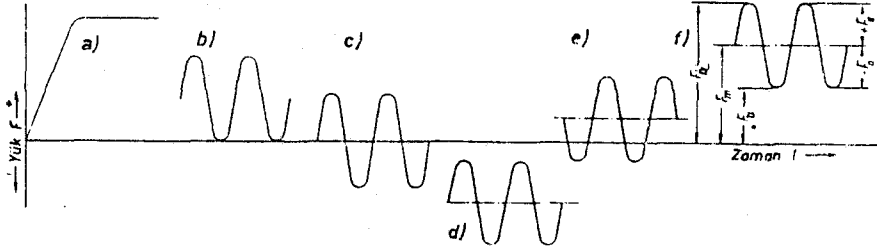
1.4. Malzeme Mukavemet Değerleri Ve Nominal Gerilmeler.

Çeşitli malzemelerin özellikle çelik malzemenin güvenilirlik sınırları içinde kullanılabilmesi için mukavemet değerlerinin bilinmesi zorunludur. Bunun için deney yapılacak malzemeden tamamen belirli ölçülerde (Bu ölçüler Norm ve Standartlarla saptanmıştır) deney çubukları alınır ve deney makinasında istenilen tarzda kuvvet altında zorlanmaya tabi tutularak malzemenin fiziki değişimleri ve değerleri saptanır ve bir grafik veya tablo halinde kullanılmaya sunulur. Hangi tarz zorlama altında deney yapılırsa yapılsın, sonucu etkileyen ve sağlıklılığını yön veren iki önemli faktörün önceden saptanması gereklidir,

- a) Yükleme durumu
- b) Deney süresi veya yükün etki müddeti

Böylece deney sonuçları "zorlamaların zamanın fonksiyonu" şeklinde ifade edilmiş olur.

2.1. Yükleme Durumları



Şekil 6.1'de çeşitli yükleme şekilleri bir eksen takımında grafik olarak gösterilmiştir. Düşey eksen sıfır durumuna göre (+, -) yük şiddetlerini, yatay eksen ise zamanı ifade etmektedir.

1. Düzgün artan ve sabit yükleme: Şekil 6.1.a'da görüldüğü gibi yükün şiddeti sıfırdan başlayarak tamamen düzgün bir artışla belirli bir değere yükselmiş ve bundan sonra değişmeden sabit kalmıştır. Buna statik yük veya yükleme diyebiliriz. Yük şiddeti olarak değişmeyen, sabit kalan en büyük yük şiddeti (F) alınır.

2. Değişken yükler (Şekil 6.1. b, c, d, e, f) : Görüldüğü gibi yük şiddeti Maks. ve Min. olarak ayrıca (-, +) bölgelerde zamana bağlı periyodik olarak değişmektedir. Malzeme deneylerinde tabi ki yükleme bölgeleri maks. ve min. yük şiddetleri , periyodik zaman aralıkları tamamen belirlidir ancak, durumun matematiksel olarak formüle edilebilmesi ve anlatılabilmesi için bu değişken değerler aşağıdaki sistem içinde mütalaa edilirler.

F_u Üst yükleme, en büyük yükleme

F_a Alt yükleme, en küçük yükleme

F_o Ortalama yükleme

F_g Yük genliği

F_D Değişken yükleme (Şekil

F_S Sınır değişken yükleme

F_Y Yüklü değişken yükleme

F_T Tam değişken yükleme

Genel olarak yük veya kuvvetin ifadesi :

$$F = F_o \pm F_g$$

şeklinde gösterilir. Ayrıca yükleme durumlarına göre grafiği bölgelere de ayırabiliriz.

I.Bölge; Bu bölgede yük mutlaka ($\pm$) ve ($-$) değerleri alır (Şekil 6.1. b ve c).

Şekil c, F_T Tam değişken yükleme

$$+ F_u = - F_a = \pm F_g \quad F_o = 0 \quad (6.1)$$

II.Bölge; Şekil b, F_S Sınır deyişken yükleme

$$F_u = 2F_g \quad F_a = 0 \quad F_o = F_g / 2 \quad (6.2)$$

III. Bölge; Şekil d,e,f, F_Y Yüklü deyişken yükleme cebirsel işaretler ait olduğu bölgeye göredir.

$$F_u = F_o + F_g \quad F_a = F_o - F_g \quad (6.3)$$

Bu yüklemeler Eğilme ve Burulma zorlamalarında M momentle ifade edilirler,

M_u üst moment, M_a alt moment, M_o ortalama moment ve M_g moment genliği gibi.

2.2. GERİLME VE NOMİNAL GERİLMENİN TARİFİ

Birim yüzeyi etkileyen zorlamalara “GERİLME” adı verilir. bu durumda gerilmenin matematiksel ifadesi, yük veya kuvvetin yüzey alanı büyüklüğüne bölümüdür, eğilme ve burulma gerilmelerinde eğilme ve burulma momentinin (M_e, M_b), atalet veya mukavemet (W_e, W_b) momentlerine bölümü şeklinde ifade edilir. Dolayısı ile gerilme birimi ($N, daN/mm^2, cm^2$) olur. Karakteri tamamen belirli yük veya kuvvetlerle yine tamamen belirli parça yüzey ve büyüklükteki parçalarda meydana gelen gerilmelere NOMİNAL gerilme adını veriyoruz. Örneğın laboratuarda deneyle elde edilen gerilmeler bu tarif kapsamına girer ve kesin olarak hesaplanabilir.

2.3. GERİLME ÇEŞİTLERİ VE NOMİNAL GERİLMELERİ

Paragraf 1’de çeşitli zorlamalar altında makina parçalarının kırılmaları örnek olarak gösterilmiştir. Olay parçaların çalışmaları ve işletme durumlarında önemlidir, bu bakımdan mukavemet kontrolleri zorlanma çeşitlerine uygun gerilme değerleri ile yapılır. Bunun içinde gerilme çeşit ve tarzları ile bunların NOMİNAL büyüklüklerini belirlemek gerekir.

2.3.1. Çekme ve Basma

Sabit yüklemde F kuvvet, A yüzey veya kesit alan büyüklüğü ve kuvvetin parça eksenı doğrultusunda etkisi ile nominal gerilmeleri,

$$\text{Çekme: } \sigma_c = F/A \quad (7.1)$$

$$\text{Basma: } \sigma_b = -F/A \quad (7.2)$$

Değişken zorlamalarda ise,

$$\text{Üst gerilme } \sigma_u = F_u/A = \sigma_o + \sigma_g \quad (7.3)$$

$$\text{Alt gerilme } \sigma_a = F_a/A = \sigma_o - \sigma_g \quad (7.4)$$

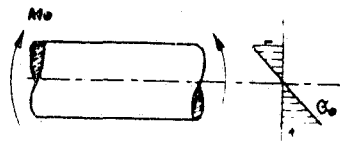
$$\text{Ortalama gerilme } \sigma_o = F_o/A = 0,5 (\sigma_u + \sigma_a) \quad (7.5)$$

$$\text{Gerilme genliği } \sigma_g = F_g/A = 0,5 (\sigma_u - \sigma_a) \quad (7.6)$$

$$\text{Gerilme oranı } R = \sigma_o / \sigma_u \quad (7.7)$$

2.3.2. Eğilme

Yükleme parça eksenine dik olarak yapıldığı zaman parça eğilme momenti ile M_e zorlanır ve parça eksenine dik kesitlerde lineer olarak değişen Eğilme gerilmeleri meydana gelir. Bu gerilmeler aslında eğilme düzleminin üstünde σ_b basma, altında σ_t çekme gerilmeleri olup en büyük değerlerini parça yüzeyinde bulurlar, ekseninde ise sıfır olurlar. İki normal gerilmenin aynı anda hüküm sürdüğü gerilme çeşidine “Eğilme Gerilmesi” denir ve σ_e ile gösterilir. (Şekil 7.1)



Şekil 7.1. Eğilme gerilmesi.

W_e eğilme eksenine dik parça kesitine göre mukavemet momenti olup, I atalet momentinden türetilmiştir. Mil gibi yuvarlak kesitli d çaplı malzemelerde değeri $W \approx d^3/10$ alınabilir. Genellikle miller işletmede I. bölgede Tam değişken gerilme (σ_{DT}), Akslarda ise II.bölgede(Şekil 6.1) çalışmak durumundadırlar.

2.3.3. Kayma, Kesme

Şekil 8.1. a) eğilme gerilmesinde kesit içinde meydana gelen kesme kuvvetleri ve “kayma gerilmesi”. b) makaslama şeklinde “kesme gerilmesi”

eğilme gerilmesinde tarafsız eksene dik kesme kuvvetlerinin doğması kesitte kayma gerilmelerine sebep olur ve gerilmelerin kesit içine eşit dağıldığı kabul edilerek,

$$\tau_{ks} = F/A \quad (8.1)$$

şeklinde yazılabilir. Aslında gerilme dağılımı kesit şekline göre eşit olamaz, örneğin bir çemberin kesitinde (Şekil 8.1.a) paraboliktir. En büyük kayma gerilmesi parçanın tarafsız düzleminde meydana gelir ve (8.1)’e göre yaklaşık

$$\tau_{maks} \approx 1,35 \tau_{ks} \quad (8.2)$$

değerindedir. Kayma gerilmeleri en büyük eğilme gerilmelerinin yerinde sıfır olduğundan genellikle nazarı itibare alınmazlar. Fakat nisbeten eğilme momentlerinin küçük, kesme kuvvetlerinin büyük olduğu işletme durumlarında Kesme gerilmeleri doğar ve önem kazanır. (Şekil 8.1.b). Perçinler, cıvatalar, pernolar gibi.

$$\tau_{ks} = F_{ks}/A \quad (8.3)$$

2.3.4. Burulma, Döndürme (Torsiyon)

Şekil 9.1 a, da görüldüğü gibi eğer bir parça bir kuvvet çiftinin etkisi altında kalırsa M_b burulma momentinin etkisi altında kalır ve Burulma gerilmesi ile zorlanır.

$$\tau_b = M_b / W_b \quad (9.1)$$

Şekil 9.1. a)burulma gerilmesi, b) Bir mil üzerindeki iki dişli çarkın meydana getirdiği döndürme momenti, c) Bir mil üzerinde üç dişli çarkın meydana getirdiği döndürme momenti.

Burulma gerilmelerinin en büyük değeri parça yüzeyinde olup merkeze doğru lineer olarak küçülür ve parça ekseninde sıfır olur. Yuvarlak kesitli mil ve akslarda d çapına göre yaklaşık $W \approx d^3 / 5$ alınabilir.

Aslında kayma gerilmeleri olan burulma gerilmelerinin en büyük değeri parça yüzeyinde olup merkeze doğru lineer olarak değişir ve parça ekseninde sıfır olur. W_b burulmaya göre mukavemet momenti kutupsal atalet momentinden (I) türetilmiştir. Yuvarlak

kesitli mil ve akslarda (d) çapına göre yaklaşık değeri

$$I_b \approx d^4 / 10 \quad \text{veya} \quad W_b \approx d^3 / 5 \quad \text{dir.}$$

Şekil 9.1 b,de aynı mil üzerindeki iki dişli çarkın meydana getirdiği burulma momentleri ve Şekil c, de ise aynı mil üzerindeki üç dişli çarkın mildeki momentleri görülmektedir. Şekil b, de dişli çarkların çevre kuvvetleri F_{u1} ve F_{u2} olduğuna göre döndürme momentinin $M_d = F_{u1} \cdot r_{o1} = F_{u2} \cdot r_{o2}$ dir

2.3.5. Aynı anda Eğilme ve Burulma

Genellikle mil olarak çalışan elemanlar işletme koşullarının gereği olarak aynı zamanda hem burulma ve hemde eğilme gerilmeleri ile zorlanırlar. Bu iki gerilme tek bir eğilme gerilmesi şeklinde mütalaa edilir ve σ_i “birleşik gerilme” adı ile hesaplanır. Hesaplanan bu değer deneyle bulunmayıp, bilaks parçanın işletme şartlarından elde edilmiştir, parçanın malzemesinin emniyetli eğilme gerilmesi değerinden büyük olmaması gereklidir. Hesap tarzı için iki Hipotez kullanılır;

1. Hipotez: En büyük kayma gerilmesine göre

$$\sigma_I = \sqrt{\sigma_e^2 + 4(\alpha_o \cdot \sigma_d)^2} \leq \sigma_{eem} \quad \alpha_o = \frac{\sigma_{eem}}{2\tau_{dem}} \quad (9.1)$$

2. Hipotez: En büyük şekil değişikliğine göre

$$\sigma_I = \sqrt{\sigma_e^2 + 3(\alpha_o + \tau_d)^2} \leq \sigma_{eem} \quad \alpha_o = \frac{\sigma_{eem}}{1,73 \tau_{dem}} \quad (9.2)$$

(σ_e) ve (τ_d) işletmede parçanın maruz kaldığı maks. gerilmeler, (σ_{eem}) ve (τ_{dem}) malzemenin emniyetli gerilmeleridir.

(α_o) yorulma oranı, yukarıda verilen formül değerleri ile hesaplanabildiği gibi pratik olarak aşağıdaki tablo değerlerinde de kullanılabilir.

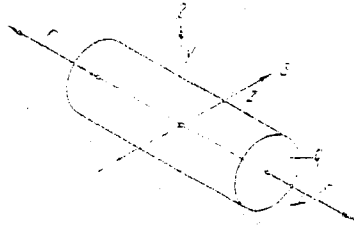
	<u>Denklem 9.1</u>	<u>Denklem 9.2</u>
İmalat çeliklerinde	$\alpha_o \approx 0,6$	$\approx 0,7$
İslah çeliklerinde	$\alpha_o \approx 0,55$	$\approx 0,63$
Takım çeliklerinde	$\alpha_o \approx 0,67$	$\approx 0,77$

Not: Tam eğilme ve burulma durumunda bu değerler 1,25 ile çarpılmalıdır.

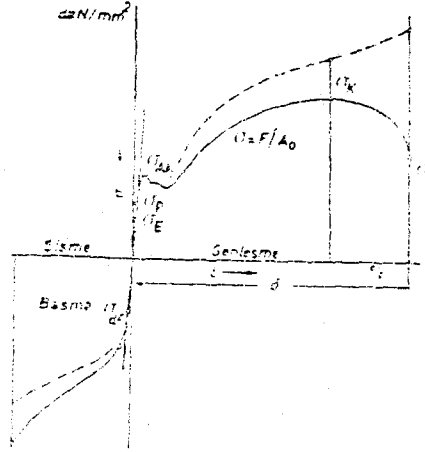
2.4. STATİK MUKAVEMET

Makina imalatında parçaların zorlamaların etkisi altında şekil değiştirmesi ve şekil değiştirmenin kesinlikle elastik özellikte olması, bununla ilgili sınır değerinin bilinmesini zorunlu kılar. Çeşitli deneylerle bu bölgeler saptanabilir, bunların içinde bize geniş ayrıntılı bilgi veren deneylerin başında “Çekme deneyi” gelir.

2.4.1. Tek Eksenli Gerilmeler



Şekil 10.1. Tek eksenli gerilme durumu.



Şekil 10.2. Yumuşak imalat çeliğinin çekme deneyinde gerilme - şekil değiştirme grafiği.

Şekil 10.1' de düz sade bir çubuk eksenî doğrultusunda F gibi kuvvet etkisinde bırakılırsa "Çekme gerilmesi" ile zorlanmış olur. Bunu bir deney makinasında yaptığımız takdirde (Şekil 10.2), gerilmeleri dikey eksen, şekil değiştirmeler yatay eksene alınarak olay bir grafikte gösterilebilir. (Keza kuvvet yönlerinin yine çubuk eksenî doğrultusunda ters olduğu durumda basma gerilmesi söz konusu olur). Çubuk gerilmelerin etkisi ile önce (σ_p) değerine kadar doğrusal olarak şekil değiştirmiş, daha sonra gerek gerilmeler ve gerekse uzamalar (genleşmeler) muntazam olmayan bir gelişme ile devam etmiş. Çubuk (δ) kadar uzadıktan sonra kopmuştur. Gerilmenin (σ_p) kadar değerindeki sınırına "Orantılı sınırı" adı verilir ve bu bölgede Hook kanunu geçerlidir.

$$\sigma = \varepsilon \cdot E \quad (10.1)$$

Yani çubuk üzerinden zorlamalar kalkarsa teorik olarak çubuk eski boyuna gelebilir, bu bakımdan buraya "Elastik Bölge" de diyebiliriz. (E) deneylerle tesbit edilen malzemeye bağlı "Elastiklik Modülü" dür. (σ_E) Elastiklik sınırını belirleyen gerilmedir, bu bölgeye kadar malzeme mutlak Elastikliğini korur. (σ_p) Sınırında ise çok küçükde olsa bir kalıcı deformasyon olabileceği kabul edilir, ancak bu iki sınır birbirine çok yakın olup pratikte tek bir değer ve nokta olarak kabul edilir.

Yumuşak çelikde akma sınırı (σ_{AK}) nisbeten belirlidir ve bu noktadan sonra kuvvetle orantılı olmayan bir durumda akmaya, şekil değiştirmeye başlar. Bu sınır basma deneyinde “Ezilme sınırı”, eğilme deneyinde “Eğilme sınırı” ve burulma deneyinde “Burulma sınırı” olarak isimlendirilir.

Mukavemeti yüksek çeliklerin çekme deneyinde akma sınırını tesbit etmek bir hayli zordur, grafik belirgin bir durum göstermez. Bu gibi durumlarda malzemenin kalıcı deformasyon miktarı δ_A ’ in 0,2 sine tekabül eden gerilme değeri akma sınırı olarak kabul edilir.

$$\sigma_{0,2} = F_{AK} / A_0 \quad (10.2)$$

Deney devam ettiği müddetçe (σ_K) de malzeme gerilme olarak en yüksek değerine ulaşır, buna “Kopma gerilmesi” denir. Biraz sonrada deney çubuğu bir kuvvet etkisi olmaksızın kendiliğinden kopar.

Tek eksenli gerilme durumunda (Şekil 10.1) ye göre çubuk 1 doğrultusunda

$$\varepsilon_1 = \sigma_1 / E \quad (10.3)$$

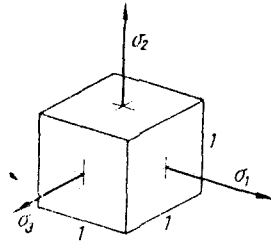
uzar (genleşir), buna mukabil 2 ve 3 doğrultularında ise büzülür, kesiti küçülür (negatif genleşme)

$$\varepsilon_{2,3} = - \mu \cdot \sigma_1 / E = - \varepsilon_1 : \mu \quad (10.4)$$

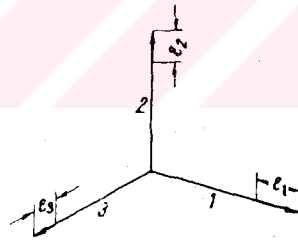
(μ) ye “kesit genleşme” veya “Poisson” sayısı adı verilir. Çoğu kez $m = 1 / \mu$ şeklinde ters olarak kullanılan bu sayının değeri sabit olup çelik malzeme için $\mu \approx 0.3$, $m \approx 10/3$ dür.

2.4.2. Çok eksenli gerilmeler

En genel haliyle küp şeklinde bir malzeme parçasığını etkileyen nominal gerilme olarak üç koordinat eksenine doğrultusunda τ_1 , τ_2 , τ_3 şeklinde gösterilebilir. Şekil 11.1. Bu gerilmelerin etkisiyle küp ana doğrultularda orantı sınırları içinde ε_1 , ε_2 , ε_3 miktarında şekil değişikliğine uğrar (Şekil 11.2).



Şekil 11.1. Malzeme küpünün üç eksenli gerilme durumu.



Şekil 11.2. Gerilmelerin etkisi ile malzeme küpünün üç doğrultudaki genişmesi.

Üç doğrultudaki nominal gerilmelerle, meydana getirdikleri genişmeler arasında bağıtı Süperpozisyon Kanununa göre;

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E} \left[\sigma_1 - \frac{1}{m} (\sigma_2 + \sigma_3) \right] \quad (11.1)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{E} \left[\sigma_2 - \frac{1}{m} (\sigma_1 + \sigma_3) \right] \quad (11.2)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{1}{E} \left[\sigma_3 - \frac{1}{m} (\sigma_1 + \sigma_2) \right] \quad (11.3)$$

Gerilmelerin yalnız ifadeleri ise büyük bir anlam taşımaz zira malzemeye ancak toplu olarak etkilidirler, bu bakımdan yine asal doğrultularda toplu etkinliklerini (σ_i) olarak göstererek;

$$\sigma_{1t} = \sigma_1 - \frac{1}{m} (\sigma_2 + \sigma_3) \quad (11.4)$$

$$\sigma_{2t} = \sigma_2 - \frac{1}{m} (\sigma_1 + \sigma_3) \quad (11.5)$$

$$\sigma_{3t} = \sigma_3 - \frac{1}{m} (\sigma_1 + \sigma_2) \quad (11.6)$$

şeklinde ifade edebiliriz. Gerek 11.1, 2, 3 numaralı denklemlerle ifade edilen genleşmelerin ve gerekse 11.4,5,6 numaralı toplu gerilme değerlerinin daima orantı sınırı içinde olmaları gereklidir.

Zorlamaların ve geometrik şeklinin simetrik olduğu makina parçalarında iki doğrultudaki gerilmeler eşit olabilir (Silindrik kazanlar, komprösürler v.b) bu takdirde yalnız bir doğrultudaki elastik deformasyonların bilinmesi parçanın diğer tarafları içinde aynı olacağından yeterli olabilir, bu bakımdan bu gibi durumlarda problem üç eksenli gerilme yerine iki eksenli gibi düşünülebilir. Buna mukabil bazı parçalarda nominal gerilme eksenlerine göre belirli bir (φ) açısı doğrultusundaki şekil değiştirme durumu,

$$\varepsilon_{\varphi} = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2}{2} + \frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}{2} \cos \varphi \quad (11.7)$$

ile kontrol edilebilir.

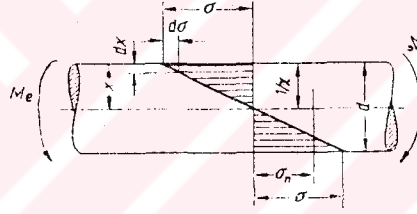
2.5. KERTİK ETKİSİ.

Kertik etkisini evvelce, herhangi bir tarzda zorlanan parçanın kesitinde meydana gelen gerilmeleri değitirecek sebebler olarak tarif etmiştik. İdeal olarak parça kesitinin eşit gerilmeler altında zorlanması istenir, ancak bu üç sebebden ötürü gerçekleşmez;

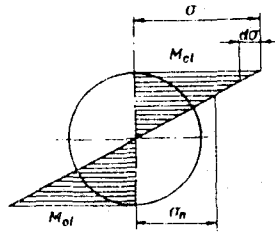
1. Zorlama tarzı, çekme, basma, eğilme, burulma
2. Parçanın şekli, düz, faturalı, kanallı, delikli v.b.
3. Parçanın iç yapısı, Homogenlik

Son üçüncü sebep, gerilme değişimindeki farklılıkların çok az meydana gelmesi ve bu farklılıkların gerek teorik ve gerekse ampirik olarak tesbiti zor ve karışık olduğundan mukavemet hesaplarına dolaysız olarak girmeyip, bir dereceye kadar dolaylı olarak diğer iki sebep içinde etkili olur.

Şekil 12.1’de düz bir çubuğun eğilme zorlanması altındaki gerilme durumu, Şekil 12.2’de ise aynı şekilde bir çubuğun burulma ile zorlanması sonucu gerilmeleri gösterilmiştir. Her iki durumdada gerilmeler çubuk ekseninden başlayarak dışarı doğru büyüyerek değişir. Bu değişikliğin lineer olduğu kabul edilir. Şayet aynı çubuğu çekme veya basma ile zorlamış olsaydık teorik olarak gerilmeler çubuk kesitine eşit dağılmış olacaktı. Şu halde aynı malzeme ve aynı büyüklükteki bir çubukta gerilme değişimleri, “Kertik Etkisi” eğilme ve burulma zorlamalarından ötürü meydana gelmiştir. Çubuk şeklinde bir değişiklik olmadığı halde gerilme değişimlerinin sebebi burada zorlamanın tarzıdır.

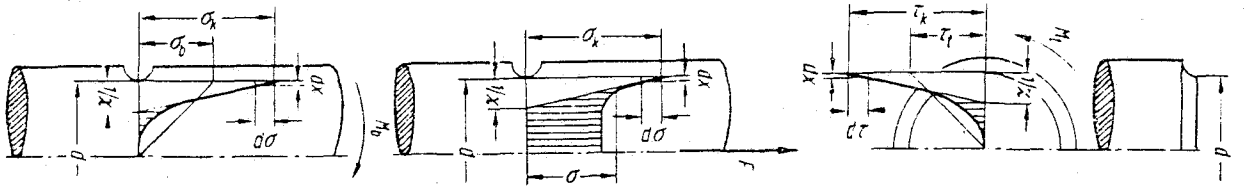


Şekil 12.1. Düz çubukta eğilme gerilmeleri.



Şekil 12.2. Düz çubukta burulma gerilmeleri

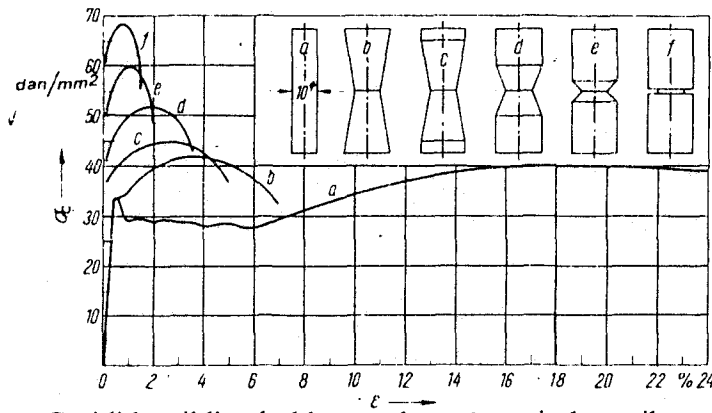
Şekil 13.1. a,b,c. de ise kertikli ve faturalı bir çubukdaki zorlamalar sonucu meydana gelen gerilme değişimleri görülmektedir. Buradaki değişimler ise zorlama tarzından başka çubukdaki şekil değişiklikleri (Kertik) gerilme değişmelerine sebep olmuştur. Özellikle şekle bağlı bu değişiklik şekil 13.1.a'da daha açık görülebilir, zira düz çubukda çekme zorlamaları herhangi bir gerilme değişmesi meydana getirmez, gerilmeler kesitte eşit dağılmışlardır, halbuki kertikli çubukta artık bu eşitlik kaybolmuştur.



Şekil 13.1. Kertikli çubuklarda meydana gelen gerilme değişimleri: a) Çekme, b) Eğilme, c) Burulma.

Meydana gelen bu gerilme değişmelerinin malzeme mukavemetini nasıl etkilediği hakkında Şekil 13.2 bir ön fikir vermektedir. Şekilde aynı malzemeden aynı kesit büyüklüğündekideney çubukları ile yapılan çekme deneyi sonuçlarında (Klasik standart çekme deneyi, statik gerilme halidir) düz ve değişik kertik şekillerindeki kopma mukavemetleri ve genleşmeler görülmektedir. Burada kertik şekil bakımından etkili olduğu sürece malzeme mukavemetinin arttığı, buna mukabil genleşmelerin azaldığı izlenebilir.

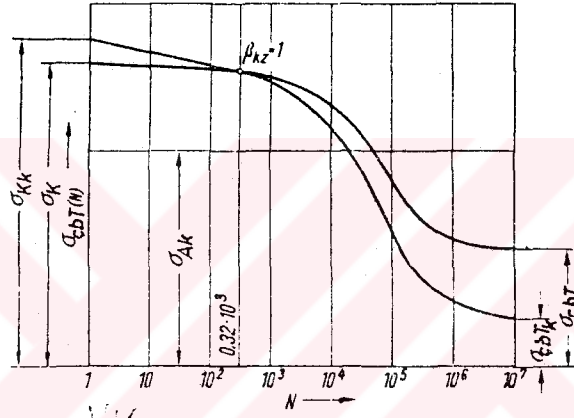
Yukarıda denildiği gibi bu durum düzgün artan bir yüklemde meydana gelmektedir.



Şekil 13.2. Çeşitli kertikli çubukların çekme deneyinde gerilme - genleşme durumları

Değişken yükleme ve zorlamalarda ise durum daha değişiktir. Şekil 14.1’de aynı malzeme ve kesitte biri düz diğeri kertikli iki deney çubuğunun değişken zorlamalarda gösterdiği mukavemet değerleri Wöhler eğrisi olarak gösterilmiştir. Diyagramda düşük yük sayısı tekrarında kertikli çubukda kopma mukavemeti daha büyük iken belirli bir sayıda iki çubuğun mukavemetleri eşit oluyor $N = 0,32 \cdot 10^3$ ve daha büyük yük tekrarlarında kertikli çubuğun kopma mukavemeti bakımından azaldığı ve hale sürekli mukavemet sınırında $N = 10^7$ yuk tekrarı sayısında büyük bir farkla düştüğü görülmektedir.

Bu durum kertikli çubukların değişken zorlamalardaki zayıflıklarını mukavemetleri bakımından olumsuz olarak vurgulamaktadır. Bu da malzemenin ömrünü etkiler.



Şekil 14.1. a) Düz çubukda, b) Kertikli çubukda çekme - basma tam değişken yükleme deneyinde Wöhler eğrileri.

Statik mukavemetdeki duruma gelince, dahada ilginç sonuçlar yine olumsuz olarak etkiler. Her ne kadar kertik çubuk mukavemetini artırıcı bir etki yapıyorsa da, akma sınırının tespiti hemen hemen imkansız olup çok az bir genişleme ile kopma meydana gelmektedir. Böyle bir malzeme mukavemet özelliğinde makina parçalarının hesaplanmasında ve kullanmasında güvensizlik verir. Sonuç olarak makina parçalarının mukavemet ve ömürlerinde her yönüyle olumsuz etkisi olan bu kertik olayının bilinmesi, belirlenmesi ve mukavemet hesaplarına yansıtılması gerekir. Şekil 12.1 ve 12.2’de görüldüğü gibi d çapında düz yuvarlak bir

çubukda eğilme ve burulma gerilmeleri çubuk eksenine göre dışarı doğru lineer olarak değişiyordu, en büyük gerilmede çubuk yüzeyinde meydana gelir.

Gerilme değişme oranı “Şekil Sayısı” En büyük gerilmenin nominal gerilmeye oranı olarak tarif edilir.

$$\alpha = \sigma / \sigma_n \quad (12.1)$$

“Gerilme Düşmesi” Çubuk boyutuna göre (burada d çapı) gerilme değişiminin en büyük gerilmeye oranı olarak tarif edilir.

$$\frac{d\sigma}{dx} = \frac{\sigma}{x} \quad (12.2)$$

Gerilme düşmesi çekme ve basma gerilmelerinde sıfırolup, eğilme ve burulma gerilmelerinde For. 12.2’ ye göre hesaplanır.

2.5.1. Kertikli Çubuklarda α_k Şekil Sayısı ve χ Gerilme Düşmesi

Makina parçalarında, fatura, kanal, delik gibi her türlü şekil değişikliğinin gerilme değişimlerine yol açtığını belirtmiştik. En büyük gerilme ise kertik kenarında meydana gelir Şekil 13.1. Buna (σ_k) Kertik gerilmesi adı verilir ve şekil sayısı Şekil 13.1. (σ) ‘e göre, kertik gerilmesinin (σ) nominal gerilmeye oranı olarak yazılır.

$$\alpha_k = \sigma_k / \sigma \quad (12.3)$$

Nominal gerilme, gerilme değişimlerinin olmadığı kesite eşit dağılmış gerilme olarak kabul edilir. Çekme gerilmesinde $\sigma_c = F/A$, eğilme gerilmesinde $\sigma_e = M_e / W_e$, burulma gerilmesinde $\sigma_b = M_d / W_d$ şeklindedir.

Kertikli çubuklarda α_k şekil sayısı ancak malzemenin elastiklik sınırları içinde mütalaa edilir ve elastisite teorilerine göre hesap edilebilmekle beraber genellikle deneysel olarak tesbit edilir. Şekil sayısı çekme gerilmelerinde eğilmeye göre biraz büyük, burulmada ise eğilmeye göre küçük değerler verir.

Gerilme düşmesi ise Şekil 13.1. For.12.2'ye göre hesaplanır.

$$\chi = \frac{d\sigma / dx}{\sigma_k} \quad (12.4)$$

Elastisite teorisine göre gerilme dağılımı χ bir fonksiyonu olarak $\sigma = f(x)$ yazılabilir ve kertik yerindeki gerilme düşmesi,

$$\chi = \frac{f'(x)}{f(x)} \quad (12.5)$$

förmülü ile hesaplanır.

2.5.2. Kertik Etki Sayısı

For. 12.1’de şekil sayısını $\alpha = \sigma / \sigma_n$ şeklinde tarif etmiştik, aynı oranı $\sigma_k = \sigma_{\text{çbt}} / \sigma_{\text{kt}}$ şeklinde yazdığımız takdirde bunun tarifi: “Düz bir deney çubuğunun çekme ve basma olarak tam değişken zorlamadaki mukavemet değerinin, aynı şartlarda kertikli bir çubuğun mukavemetine oranıdır”.

$\sigma_{\text{çbt}}$ Düzçubuğun çekme - basma tam değişken zorlamada mukavemet sınırı

σ_{kt} Kertikli çubuğun aynı şartlarda mukavemeti

Deney çubukları ile elde edilen bu α_k şekil sayısı ideal bir sonuç olup gerçekte, kertik yerindeki gerilme dağılımına ve malzeme yapısındaki homojenliğe bağlı olarak daha düşük bir değerdedir. Bu yeni değer yine α_k şekil sayısına bağlı olarak ifade edilir β_k “Kertik etki sayısı” adını alır.

Şekil sayısı ile β_k kertik etki sayısı arasındaki bağıntı geniş bir araştıma konusu olup değişik araştırmacılar tarafından çeşitli şekillerde ifade edilmişlerdir. Petersen’e göre;

$$\beta_k = \frac{\alpha_k}{1 + \sqrt{\rho^* \cdot \chi}} \quad (13.1)$$

şeklinde gösterilen bu formüldeki değerler,

α_k Şekil sayısı, zorlama tarzı ve kertik şekline göre T196.1,2-197.1,2,3-198.1,2-

199.1,2,3,4-200.1,2

ρ^* Referans kertik yarı çapı, malzemenin çekme deneyinde kopma mukavemeti ve çekme basma tam değişken gerilmesine göre T 193.1,2' da verilmiştir. Bu grafiklerde kalınlık faktöründe nazarı dikkate alınmıştır. Ancak dökme demir malzemedde kalınlığın bir rolü yoktur.

χ Gerilme düşmesi, For. 12.4,5'e göre.

“Gerilme Düşmesi” kertikli çubuklarda çekme ve basmada, eğilme ve burulmaya göre tabii olarak daha küçüktür, zira eğilme ve burulma zorlamalarının tabiatı icabı gerilme düşmesi düz çubuklarda dahi meydana gelir. d Çubuk kalınlığı kertik yuvarlatma yarı çapı olarak pratikte

$$\text{Çekme - Basma da} \quad \chi \approx 2 / \rho \quad (14.1)$$

$$\text{Eğilmede} \quad \chi \approx 2 / d + 2 / \rho \quad (14.2)$$

$$\text{Burulmada} \quad \chi \approx 2 / d + 1 / \rho \quad (14.3)$$

alınabilir. For 13.1 etki olan ρ^* ve χ faktörleri sıfır olup ortadan kalktığı takdirde, ideal bir deney durumu meydana gelir ve $\beta_k = \alpha_k$ olur, dolayısıyla kertik etki sayısında

$$\beta_k = \sigma_{\text{çbt}} / \sigma_{\text{tk}} \quad (14.4)$$

şeklinde yazabiliriz. Burada $\sigma_{\text{Dıçb}}$ için malzemenin çekme - basma ve eğilme gerilmeleri esastır ve tablo ve cetvellerden seçilebilir. Burulmada ise formüle gerilmenin çekme ve basma gerilme eşitlikleri konur.

Diğer bir şekil olarak kertik etki sayısı

$$\beta'_k = \sigma_t / \sigma_{tk} \quad (14.5)$$

olarak yazılır. σ_t malzeme mukavemet değeri olup, hangi gerilme tarzı ile hesap yapılacaksa o değer bütün tablo ve cetvellerden alınır. Ayrıca bu kertik etki sayısı ile hesap yapmada b_k kalınlık faktörü de ayrıca seçilerek hesaplara dahil edilir.

2.6. YÜZEY KALİTE SAYISI

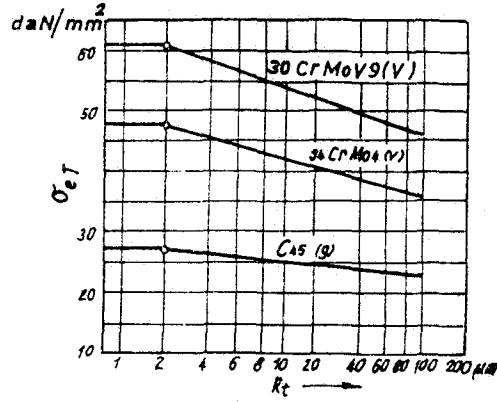
Makina parçalarının sürekli mukavemet kırılmasında, kertik yerinde meydana gelen kılcal çatlaklıkların başlangıç olarak birinci derecede rol oynadığı bir gerçektir. Kırılma ile sonuçlanan çatlaklıklar ise genellikle imalatda meydana gelir ve malzeme yüzeyinin bu pürüzlülüğü çatlağın başlamasına sebep olur. Bir madde mamülünün yüzeyi, bir dövme parçasının yüzeyi, talaş kaldırmada meydana gelen kalem izleri yüzeyde ayrı R_t gibi pürüz derinliği meydana getirir.



Şekil 15.1. Üst yüzeyde R_t pürüz derinliği.

Genellikle standart ve normlarla üst yüzey kalitesi işaret ve şekil olarak R_t pürüz derinliği' ne bağlı olarak tesbit edilmiştir T 194.1. Pürüz derinliği R_t ' ye bağlı olarak çeşitli çeliklerin tam değişken mukavemet değerlerinin değişimi Şekil 16.1' de gösterilmiştir. Özellikle eğilme

gerilmelerinde R_t arttıkça malzemenin mukavemet değeri düşer. T 195.1' de b_y üst yüzey kalite faktörü R_t pürüz derinliğine bağlı olarak dağılmış bir alanda verilmiştir. T 195.2' de ise b_y , malzemenin çekme kopma gerilmesine ve yüzey işleme kalitesine göre verilmiştir.



Şekil 16.1. Çeşitli çeliklerin eğilme tam değişken zorlamaları altında R_t ' ye bağlı olarak mukavemet değerlerinin değişimi. (v) ıslah edilmiş, (g) sulanmış.

Olumsuz yüzey pürüzlüğündeki yüzeyler Nitrasyon veya kumlama ile (Çelik bilyalı kum) düzeltilebilir. Bu suretle aynı zamanda malzeme mukavemetinde de bir artış meydana gelir. Yüksek genlik değerlerinde değişken zorlama altında çalışan makina parçaları özellikle yüksek mukavemetli çelikler, yüzey pürüzlülükleri yüzünden çatlamalara maruz kalmamaları bakımından çok hassas torna edilmeli veya taşlanmalıdır.

2.7. KALINLIK SAYISI

Deneyler parça kalınlığının artması ile malzemenin mukavemet değerinin düştüğünü göstermektedir. Parça kalınlığının etkisi For. 13.1' de β_k Kertik etkisinde χ ile mukavemet hesaplarına yansıtılmıştır. Ayrıca δ^* kertik referans yarıçapı ile de parça kalınlığı nazarı dikkate alınmıştır. T 193.1 ve T 193.2' den görüleceği gibi kalınlık dökme demir malzemede rol oynamamaktadır.

Şayet hesaplar β'_k kertik etki sayısına göre yapılacaksa bu takdirde b_k kalınlık faktöründe hesaplara dahil etmek gerekir.

Hernekadar bugüne kadar deneylerle “Kalınlık faktörü” için bazı sayosal değerler bulunmuş ise de, bu konuda henüz daha kesin bir açıklamaya erişilememiştir. β'_k Kertik etki sayısı α_k bağlı olarak çeşitli çeliklerin kopma gerilmesine göre T 199.3’ de verilmiştir.

2.8. MALZEMENİN KULLANILABİLME SINIRI “ ŞEKİL MUKAVEMETİ “

Makina parçasının sürekli mukavemetde parçanın şekline bağlı olarak gösterdiği gerilme büyüklüğü diye tarif edebileceğimiz “Şekil mukavemeti” gerçektende artık malzemenin salt kendi özelliğinden dolayı sahip olduğu gerilme büyüklüğü olmayıp, biçiminden, şeklinden ve işletme durumundan ötürü daha düşük bir mukavemet değeridir. Malzeme mukavemetini etkileyen ve düşüren faktörün burada sadece parçanın şekliyle ilgili olmasından ötürü bu isim verilmiştir. Örneğin bir krank milinin mukavemeti aynı malzemedan yapılmış aynı gerilmeler altında düz bir mile göre daha düşüktür. Düz bir çubuğa göre kertikli bir çubuğunda keza aynı malzeme ve gerilme şartlarında daha düşük mukavemet değerlerinde olacağı tabiidir.

“Şekil mukavemetinin” gerilme olarak ifadesi

$$\sigma^* = \sigma^*_o \pm \sigma^*_G \quad (15.1)$$

σ^*_o Şekil mukavemeti ortalama gerilmesi

σ^*_G Şekilmukavemeti gerilme genliği

şeklindedir. Ancak böyle bir gerilme değerinin tesbiti için aynı şekildeki parçaların çok sayıda deneylerinin yapılması gerekir, bu ise çok masraflı ve pahalı bir yöntem olup çoğu kez parçanın ekonomik koşulları ile bağdaşmaz, belki çok önemli ve çok sayıda üretim için

alınabilir. Bunun yerine malzemenin bilinen mukavemet değerlerinin bazı yardımcı faktör ve katsayılarla değerlendirilmesi ile (Kertik etki faktörleri) “Şekil mukavemeti” hesaplanabilir.

Malzeme mukavemeti ile şekil mukavemeti arasındaki mukayese Şekil 17.1’ de Smith diyagramında görülebilir. Malzeme mukavemetinin gerilme sınırları ince, şekil mukavemetininkiler ise daha kalın çizilmiştir.

Wöhler grafiğine göre zaman mukavemeti sınırları içinde kertik etkisinin malzeme mukavemetini yükseltici özelliği şeklinden açıkça görülmektedir. Şekil mukavemetinin σ_{AK}^* akma sınırı, σ_{AK} malzeme mukavemetinin akma sınırından daha büyüktür. Durum ne kadar böyle ise de parçanın sürekli mukavemet sınırlarında $N = 10^7$ yük tekrarı çalışması halinde şekil mukavemetinin akma sınırı, malzemenin akma sınırı olarak kabul edilir ve sürekli mukavemet grafiğinin sınırı burada kapanır. Akma sınırı altındaki gerilme sınır çizgileri ise, σ_G / σ_G^* sabit oran sayısında malzeme mukavemeti sınır çizgisine paraleldir. Şekil mukavemeti değerleri β_K ve β'_K kertik etki sayıları b_{ka} kalınlık sayısı b_y yüzey sayısı faktörleri ile aşağıdaki formüllerle hesaplanır.

Çekme -Basma ve Eğilmede:

$$\text{Genel} \quad : \quad \sigma_G^* = \sigma_{\phi b G} \cdot b_y / \beta_K \quad (16.1a)$$

$$\text{Sınır} \quad : \quad \sigma_S^* = \sigma_{\phi b S} \cdot b_y / \beta_K \quad (16.1b)$$

$$\text{Tam değişken} \quad : \quad \sigma_T^* = \sigma_{\phi b T} \cdot b_y / \beta_K \quad (16.1c)$$

veya,

$$\text{Genel} \quad : \quad \sigma_G^* = \sigma_G \cdot b_y \cdot b_{ka} / \beta'_K \quad (16.2a)$$

$$\text{Sınır} \quad : \quad \sigma_S^* = \sigma_S \cdot b_y \cdot b_{ka} / \beta'_K \quad (16.2b)$$

$$\text{Tam değişken} \quad : \quad \sigma_T^* = \sigma_T \cdot b_y \cdot b_{ka} / \beta'_K \quad (16.2c)$$

σ_G Gerilme genliği, ($R = \sigma_o / \sigma_u$) gerilme oranı ve hesap edilen gerilme tarzına göre T 190.1,2 - T 191.1,2,3 - T 192.1 çekmede ($\sigma_{G\phi}$), basmada (σ_{Gb}), eğilmede (σ_{Ge}), (T 190.1,2 - T 191.3 - T 192.1)

σ_S Sınır gerilme, hesap edilen gerilme tarzına göre. Çekmede ($\sigma_{Sç}$), basmada (σ_{Sb}), eğilmede (σ_{Se}), (T 190.1,2 - T191.1,2,3 - T 192.1)

σ_T Malzemenin tam değişken gerilmesi, hesap edilen gerilme tarzına göre, çekmede ($\sigma_{Tç}$), basmada (σ_{Tb}), eğilmede (σ_{Te}), T 190.1,2 - T 191.1,2,3 - T 192.1.

b_y Yüzey sayısı, (T 195.1,2)

b_{ka} Kalınlık sayısı, (T 195.3) Çekme - Basmada $b_{ka}=1$ dir.

β_k Kertik etki sayısı, For. 14.4

β'_k Kertik etki sayısı, For. 14.5

Burulma:

$$\text{Genel} \quad : \quad \tau_{bG}^* = \tau_G \cdot b_y / \beta_k \quad (17.1a)$$

$$(17.1b)$$

$$\text{Sınır} \quad : \quad \tau_{bS}^* = \tau_S \cdot b_y / \beta_k \quad (17.1b)$$

$$\text{Tam değişken} \quad : \quad \tau_{bT}^* = \tau_T \cdot b_y / \beta_k \quad (17.1c)$$

veya

$$\text{Genel} \quad : \quad \tau_{bG}^* = \tau_{bG} \cdot b_y \cdot b_{ka} / \beta'_k \quad (17.2a)$$

$$\text{Sınır} \quad : \quad \tau_{bs}^* = \tau_{bs} \cdot b_y \cdot b_{ka} / \beta'_k \quad (17.2b)$$

$$\text{Tam değişken} \quad : \quad \tau_{bT}^* = \tau_{bT} \cdot b_y \cdot b_{ka} / \beta'_k \quad (17.2c)$$

τ_G Malzemenin kayma genlik mukavemeti. Hesaplanan $R = \tau_{ob} / \tau_{ub}$ oranına ve (T 190.3 - T 191.4 - T 192.2). Çekme gerilmesi için $\approx 0,7 \sigma_{G\phi}$ değerinde alınabilir.

τ_s Malzemenin kayma sınır mukavemeti. $\approx 0,7 \sigma_{S\phi}$

τ_T Malzemenin kayma tam değişken mukavemeti. $\approx 0,7 \sigma_{Tb\phi}$

τ_{Gd} Malzemenin burulma genlik mukavemeti. Hesaplanan $R = \tau_{ob} / \tau_{ub}$ gerilme oranına ve T190.3 - T 191.4 - T 192.2

τ_{sb} Malzemenin burulma sınır mukavemeti. (T 190.3 - T 191.4 - T 192.2)

τ_{Tb} Malzemenin burulma tam değişken mukavemeti (T 190.3 - T 191.4 - T 192.2)

Şekil mukavemetinin üst sınırı genel olarak $\sigma_{\bar{u}}^* = \sigma_o^* + \sigma_G^*$ şeklinde hesaplanır.

(R) gerilme oranı ile

$$\sigma_{\bar{u}}^* = \frac{\sigma_G^*}{1 - R} = \frac{\sigma_G^*}{1 - \sigma_o / \sigma_{\bar{u}}} \quad (18.1)$$

yazılabilir. Denklem burulma için geçerli olup burulmaya görede yazılabilir. Sınır gerilmede $\sigma_{\bar{u}}^* = \sigma_s^*$, tam değişken gerilmede $\sigma_{\bar{u}}^* = \sigma_T^*$ olur.

Gerilmenin üst sınırını hesap ederken ayrıca ısıl işlem, üst yüzey sertleştirilmesi, soğuk şekillendirme, haddeme, çok sıcak ve çok alçak işletme sıcaklıkları, korrozyon gibi, gerilme değerini yükseltici veya alçaltıcı faktöleride gözönüne almak gerekir.

β_K , β'_K ve α_K değerlerinin hesabında

Kertiksiz düz parlak çubuklarda	$\alpha_K = 1$	$\beta'_K = 1$
Çekme ve basmada	$\beta_K = 1$	
Eğilmede basma tarafında	$b_y = 1$	$\beta'_K = 1$
Basmada sınır gerilme alanında	$b_y = 1$	$\beta'_K = 1$

olduğu dikkat edilmelidir.

2.9 EMNİYET SAYILARI VE GERİLME KONTROLÜ

Sürekli mukavemet deneyleri ve şekil faktörlerinin hesabı ile bir makina parçasının şekil mukavemetinin sürekli mukavemetdeki kırılmaya veya kopmaya karşı emniyetini,

$$S_D = \sigma^*_{\bar{U}} / \sigma_{\bar{U}} \quad (19.1)$$

şeklinde tarif edebiliriz. Bu förmülde:

$\sigma^*_{\bar{U}}$ Şekil mukavemetinin üst gerilmesi (Basmada σ^*_A alt gerilmesi)

$\sigma_{\bar{U}}$ Adsal üst gerilme (Basmada σ_n nominal alt gerilme)

Parçanın belirli bir N yük tekrar sayısına göre sınırlı olan ömür mukavemetinde zaman mukavemeti söz konusudur. $\sigma^*_{\bar{U}}$ Şekil mukavemeti üst gerilmesi yerine σ_K kopma mukavemeti gelir ve bu durumda S_D emniyeti 1 veya biraz büyük olur.

İşletme şartlarının meydana getirdiği $\sigma_{\bar{U}}$ nominal üst gerilme ile belirlenen S_D emniyet sayısının S_{DS} sınır emniyet sayısından büyük veya en az eşit olması gerekir.

$$S_D \geq S_{DS} \quad (19.2)$$

Bu şartla parçanın sürekli mukavemetinin emniyet sınırları içinde olduğu garantilenmiş olur. Makina parçasının müsaade edilmeyen kalıcışekil değişikliklerine mani olabilmek için, malzemenin akma sınırını aşmamak gerekir. Bu gibi durumlarda emniyet sayısı olarak

$$S_{AK} = \sigma_{AK} / \sigma \quad (20.1)$$

şeklinde hesaplanır. Formülde σ_{AK} malzemenin akma sınırı gerilmesi, σ çekiye göre uzun sürede değişmeyen nominal gerilme. Akma sınırının belirgin olmadığı durumlarda yaklaşık olarak $S_{AK} \approx 1,2$ alınabilir. Kaba dokulu malzemelerde örneğin dökme demir gibi, kopma sınırına kadar akma sınırını tesbit etmek zordur hatta mümkün değildir. Bu takdirde emniyet sayısı S kopma gerilmesine göre hesaplanır.

$$S_K = \sigma_K / \sigma \quad (20.2)$$

genellikle $S_K = 1$ olarak kabul edilir.

Gerek akma sınırına ve gerekse kopma sınırına göre tesbit edilen emniyet sayıları en fazla $N=10^5$ yük tekrarı sayısına kadar geçerli olup bunu üstündeki yük tekrarı sayılarının alanında sürekli mukavemet için kabul edilen (S) emniyet sayısı geçerli olmalıdır.

Emniyet gerilmeleri:

Mukavemet kontrollerini emniyet sayılarının mukayesesi şeklinde yapabildiğimiz gibi ($S_D \geq S_{Ds}$), emniyet gerilmelerine görede yapılabilir.

$$\sigma_{maks} \leq \sigma_{em} \quad (20.3)$$

σ_s Malzemenin üst gerilmesi (σ^*_U , σ_{AK} , σ_K)

S Sınır emniyet sayısı (S_D , S_{AK} , S_K) ile

$$\sigma_{em} = \sigma_s / S \quad (20.4)$$

hesaplanır.

3. ŞEKİLLERİ İLE ÖZEL OLAN PARÇALAR

3.1. Silindrik Miller.

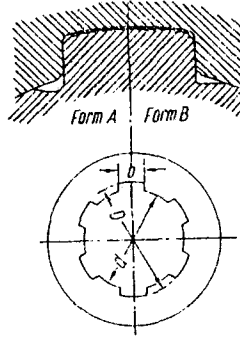
Üzerlerinde taşıdıkları makina parçalarından dolayı daima bir döndürme momenti ve dolayısıyla burulma ile zorlanırlar. Bunun yanı sıra radyal kuvvetlerden ötürü de eğilme gerilmeleri ile zorlanırlar. Normal işletme için mil malzemesi olarak St42....50 seçilmekle beraber daha yüksek zorlamalar için St 60 kullanılır. Daha yüksek zorlamalar ve aşınmaların söz konusu olduğu işletme durumlarında C35, 40 Mn 4, 34 Cr 4, 41 Cr 4 ve benzeri malzemeler kullanılmalıdır. Yatak muyluları, faturalar yerine göre hassas tornalanmalı, taşlanmalı veya leplenmelidir. Çok yüksek zorlamalarda yüzey serleştirilmesine gidilmelidir. Millerin zorlama tarzına göre bileşik gerilme formülleri ile hesap edilmeleri gerekir. Ancak çoğu kez eğilme momentleri burulma momentlerinin yanında çok küçüktür. Bu takdirde eğilme gerilmeleri ihmal edilir, miller sadece burulma gerilmelerine göre

$$d_{min} = \sqrt[3]{Mt / 0,2\tau_{em}} \quad (21.1)$$

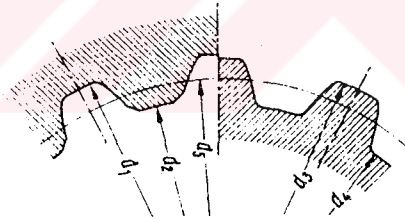
Formülü ile de hesap edilebilirler.

3.2. Kamalı Miller.

Genellikle seri imalatda ve yüksek mukavemetli malzemelerde uygulanan bu mil şekillendirilmesi şekil 22.1 ve 22.2' de gösterilmiştir. Şekil 22.1 daha çok otomotiv ve takım tezgahları alanında tercih edilmektedir.



Şekil 22.1. Kamalı mil ve göbek.



Şekil 22.2. Evolvent profilli kamalı mil ve göbek.

Prensip olarak üzerinde 4 ile 10 adet arasında değişen sayıda alıştırma toleranslı Feder bulunan mil demektir. Pahalı bir konstrüsyon olmakla beraber tek Federe göre yüzey basıncı gerilmelerinin ve döndürme momentinin çevreye eşit dağılması malzeme bakımından bir üstünlük sağlar.

Malzeme olarak St 50, St 60, 30 Mn 5, 41 Cr 4, ve 42 CrMo 4 kullanılır.

Şekil 22.2’de milin mukavemet momenti W_e eğilme ve W_e burulma için

$$W_e \approx 0,0125 (d_3 + d_4)^3 \quad (22.1)$$

$$W_b = 2W_e \approx 0,025 (d_3 + d_4)^3 \quad (22.2)$$

Şekil sayısı eğilme için $\alpha_{ke} = 2,2$ ve burulma için $\alpha_{kb} = 1,8$ kabul edilebilir.

Yüzey basıncı kontrolü için dış yüzeylerin 75% kısmının yük taşıdığı kabul edilerek hesap yapılır. Basınç altında etkilenen yüzey büyüklüğü $A = 0,75 \cdot z \cdot 0,5(d_3 - d_2)$, çevre kuvveti $F_u = M_d / 0,5d^5$ ile yüzey basıncı

$$p = F_u / A \approx 8,5 M_t / z (d_3 - d_2) d_5 \cdot b \quad (23.1)$$

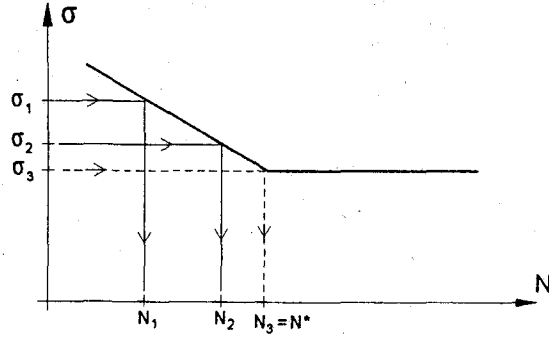
z diş sayısı, b basınç altındaki diş genişliği T 207.2 de kamalı miller için kabul edilen emniyet yüzey basıncı değerleri gösterilmiştir.

2. YORULMADA BİRİKMIŞ HASAR DEĞERLENDİRMELERİ.

2.1. Genel Bilgiler.

Bu bölümde, Wöhler Diyagramı’nın birikimli hasara göre çizimi incelenecektir.

Bilindiği gibi, Wöhler Diyagramı’nda birbirinden farklı iki bölge bulunmaktadır. (Şekil 26.1).



Şekil 26.1.

Yukarıdaki diyagrama göre:

σ_1, σ_2 : Zaman mukavemeti (Sürekli mukavemet) bölgesindedir.

$\sigma_3 = \sigma_D$: Sürekli mukavemet bölgesindedir.

Sürekli mukavemet bölgesinde N_3 değeri, çeşitli makina parçaları (mil, dişliçark, vs) için, minimum sürekli ömür değeri olarak, standartlarda belirtilmiştir.

Mesela: Dişliçarklar için $5 \cdot 10^6$, genel imalat çeliklerinden yapılmış mil vb. parçalar için 10^6 dır.

Makina parçasının farklı yüklerle (gerilmelerle) yüklenmesi durumunda. Wöhler diyagramı üzerinde eşdeğer ömrü bulmak için, çeşitli metodlar kullanılır. Bunlardan en çok kullanılan Palmgren - Miner metodudur.

2.2. PALMGREN - MİNER DENKLEMİ

Makina parçasının farklı yüklerdeki (gerilmelerdeki) çalışma süreleri ve bunlara karşılık gelen ömürler aşağıdaki gibi olsun:

Gerilmeler	:	σ_1	σ_2	$\sigma_3 \dots \sigma_I$
İşletmede yük tekrarı	:	n_1	n_2	$n_3 \dots n_i$
Ömürler	:	N_1	N_2	$N_3 \dots N_i$

Açıklama:

Makina parçası yalnız σ_1 gerilmesinde çalışırsa ömrü N_1 dir. Fakat işletmede σ_1 gerilmesinde n_1 kadar (yani belirli bir yük tekrarı) çalışmıştır. Aynı makina parçası σ_2 gerilmesinde n_2 kadar çalışmıştır. Eğer yalnız σ_2 de çalıştırılısaydı ömrü N_2 olacaktı.

Buna göre Palmgren - Miner denklemi şöyle ifade edilir

$$n_1 / N_1 + n_2 / N_2 + n_3 / N_3 + \dots + n_i / N_i = K \quad (26.1)$$

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

Yukarıdaki denklem, çalışma yüzdeleri göz önüne alınarak şöyle yazılır:

Makina parçasının toplam ömrü : N

Belli bir yükteki çalışma yüzdesi : C

olsun. Buna göre

$$C_i = n_i / N \Rightarrow n_i = C_i N$$

yani

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

olmaktadır. Bunlar yukarıdaki denklemde yerine konursa, Palmgren - Miner denklemi şu hale gelir: ($K = 1$)

$$\frac{C_1.N}{N} + \frac{C_2.N}{N} + \frac{C_3.N}{N} + \dots + \frac{C_i.N}{N} = 1 \quad (26.2)$$

veya

$$\frac{C_1}{N_1} + \frac{C_2}{N_2} + \frac{C_3}{N_3} + \dots + \frac{C_i}{N_i} = \frac{1}{N} \quad (26.3)$$

Açıklama:

Herhangibir gerilmenin malzemede meydana getirdiği hasar, gerilmenin yük tekrar sayısı ile orantılıdır. Bundan dolayı pratikte, değişik gerilmeler altında çalışan makina parçalarının zaman mukavemeti veya sürekli mukavemet bölgelerinin elde edilmesi için, birikmiş hasar göz önünde bulundurulmalıdır.

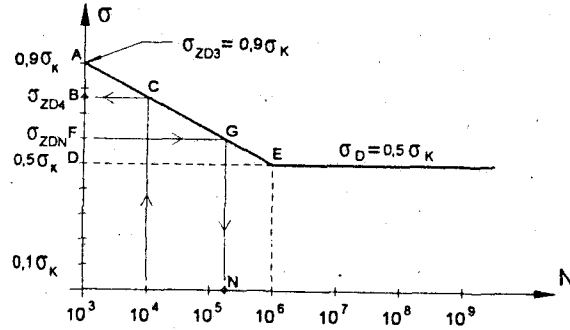
Birikimli hasar durumunda, sürekli mukavemet değeri birikimsiz hasara göre elde edilen sürekli mukavemet değerinden daha küçük olmaktadır. Bundan dolayı, Wöhler diyagramının yeni değerlere göre düzeltilmesi gerekir

2.3. SÜRELİ MUKAVEMET (ZAMAN MUKAVEMETİ) BÖLGESİNDE ÖMÜR DEĞERİNİN ANALİTİK HESABI.

A - Eğilme Hali.

Genel imalat çelikleri için, tam değişken eğilme haline ait Wöhler İyagramı aşağıdaki gibi çizilebilir.

Genel olarak eğilme zorlamalarında $\sigma \approx 0,5 \cdot \sigma_k$ alınır. Bu konu ile ilgilidaha ayrıntılı bilgiler Tablo - 3.1' de verilmiştir.



Şekil 26.2.

Makina konstruksiyonlarında, yük tekrar sayısına göre; genellikle

$N < 10^3$: Statik zorlanma bölgesi

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

$N > 10^6$: Sürekli mukavemet bölgesi

olarak kabul edilir.

σ_{ZD3} : $N = 10^3$ yük tekrarını gerçekleştiren gerilme değeridir. Yani statik yük, bütün ömür içinde, 10 defa twsir ettirilebilir. Genel imalat çelikleri için, çekme ve eğilmede bu değer $\sigma_{ZD3} = 0,9\sigma_k$ olarak hesaplanmıştır.

$N=10^4$ yük tekrarını gerçekleştiren gerilme değeri σ_{ZD4} olarak yazılır.

Eğilmede σ_{ZD4} değerini hesaplamak için ABC ve ADE üçgenlerinde, benzer üçgen bağıntısı yazılırsa:

$$AB / AD = BC / DE \quad (26.4)$$

$$AB = 0,9 \sigma_K - \sigma_{zD4}$$

$$AD = 0,9 \sigma_K - 0,5 \sigma_K = 0,4 \sigma_K$$

$$BC = \log 10^4 - \log 10^3 = 1$$

$$DE = \log 10^6 - \log 10^3 = 3$$

olduğundan, bu değerler yukarıdaki bağıntıda kullanılırsa

$$\frac{0,9 \sigma_K - \sigma_{zD4}}{0,4 \sigma_K} = \frac{1}{3} \quad (26.5)$$

elde edilir. Buradan σ_{zD4} çekilirse, eğilme hali için

$$\sigma_{zD4} = 0,766 \cdot \sigma_K \quad (26.6)$$

sonucuna ulaşılır.

Bulunan sonucu genelleştirmek için, herhangi bir N yük tekrarındaki σ_{zDN} gerilmesini ele alalım. Burada da AFG ve ADE üçgenlerine göre, benzer üçgen bağıntısı yazılırsa,

$$AF / AD = FG / DE \quad (26.7)$$

$$AF = 0,9 \sigma_K - \sigma_{zD4}$$

$$AD = 0,9 \sigma_K - 0,5 \sigma_K = 0,4 \sigma_K$$

$$FG = \log N - \log 10^3 = \log N - 3$$

$$DE = \log 10^6 - \log 10^3 = 3$$

olduğundan, bu değerler yukarıdaki bağıntıda kullanılırsa

$$\frac{0,9 \sigma_k - \sigma_{zDN}}{0,4 \sigma_k} = \frac{\log N - 3}{3} \quad (26.8)$$

elde edilir. Buradan σ_{zDN} çekilirse

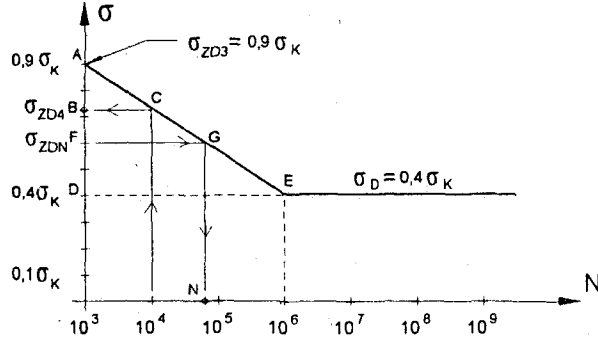
$$\sigma_{zDN} = (1,3 - 0,1333 \log N) \sigma_k \quad (26.9)$$

sonucuna ulaşılır. Genelleştirilmiş halde yazılan bu bağıntı, eğilmede, zaman mukavemeti (Sürekli mukavemet) bölgesinde ömür değerlerini verir.

B - Çekme Hali.

Genel imalat çelikleri için, tam değişken çekme haline ait Wöhler diyagramı aşağıdaki gibi çizilebilir.

Genel olarak çekme zorlamalarında $\sigma_D \approx 0,4 \sigma_k$ alınır. Bu konu ile ilgili daha ayrıntılı bilgiler Tablo - 3.1' de verilmiştir.



Şekil 26.3

Çekmede $N = 10^4$ yük yekrarını gerçekleştirecek gerilme değeri σ_{zD4} 'ü hesaplamak için ABC ve ADE üçgenlerinde, benzer üçgen bağıntısı yazılırsa,

$$AB / AD = BC / DE \quad (26.10)$$

$$AB = 0.9 \cdot \sigma_k - \sigma_{zDN}$$

$$AD = 0.9 \cdot \sigma_k - 0.5 \cdot \sigma_k = 0.4 \cdot \sigma_k$$

$$BC = \log 10^4 - \log 10^3 = 1$$

$$DE = \log 10^6 - \log 10^3 = 3$$

olduğundan, bu değerler yukarıdaki bağıntıda kullanılırsa

$$(0.9 \sigma_k - \sigma_{zD4}) / 0.5 \sigma_k = 1/3 \quad (26.11)$$

elde edilir. Buradan σ_{zD4} çekilirse, çekme hali için

$$\sigma_{zD4} = 0.733 \cdot \sigma_k \quad (26.12)$$

sonucuna ulaşılır.

Bulunan sonucu genelleştirmek için, herhangi bir N yük tekrarındaki σ_{zD4} gerilmesi ele alınır ve burada da AFG ve ADE üçgenlerine göre, benzer üçgen bağıntısı yazılırsa,

$$AF / AD = FG / DE \quad (26.13)$$

$$AF = 0.9 \cdot \sigma_k - \sigma_{zDN}$$

$$AD = 0.9 \cdot \sigma_k - 0.4 \cdot \sigma_k = 0.5 \sigma_k$$

$$FG = \log N - \log 10^3 = \log N - 3$$

$$DE = \log 10^6 - \log 10^3 = 3$$

olduğundan, bu değerler yukarıdaki bağıntıda kullanılırsa

$$(0,9 \cdot \sigma_k - \sigma_{zDN}) / 0,5 \cdot \sigma_k = (\log N - 3) / 3 \quad (26.14)$$

elde edilir. Buradan σ_{zDN} çekilirse

$$\sigma_{zDN} = (1,4 - 0,1666 \cdot \log N) \cdot \sigma_k \quad (26.15)$$

sonucuna ulaşılır. Genelleştirilmiş halde yazılan bu bağıntı, çekmede, zaman mukavemeti (Sürekli mukavemet) bölgesinde ömür değerlerini verir.

Yukarıdaki pratik Wöhler diyagram çizimleri, yalnız genel imalat çelikleri için yapılmıştır. diğer çelik grupları için σ_D (sürekli mukavemet) ve σ_k (kopma mukavemeti) arasındaki bağıntılar, Tablo - 3.1' den alınabilir ve Wöhler diyagramları çizilebilir.

TABLO - 3.1*

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

Açıklamalar:

σ_k : Kopma gerilmesi

σ_D : Tam değişken zorlanmada Sürekli Mukavemet Değeri

σ_{DT} : Dalgalı (Titreşimli) zorlanmada Sürekli Mukavemet Değeri

3. EMNİYET KATSAYISI VE GÜVENİRLİK

3.1 GENEL BİLGİLER

Makina elemanlarının boyutlandırma hesaplarında ;

Kontrol edilebilen şartlarda etkili olan gerilmelerin, ani artış vb. durumlarında elemanın hasara uğramaması,

Kontrol edilemeyen (tamamen bilinmeyen) şartlarda çalışması söz konusu olan makina elemanlarının hasara uğramaması,

Dinamik yüklerin zamana göre değişme durumları (tam değişken, titreşimli vs.) göz önüne alınarak elemanda hasar olmaması,

Bir başka değişle, bilinen veya bilinmeyen her durumda, yüklenme, malzeme ve tüm faktörler göz önünde tutularak, hesaplarda bir emniyet katsayısı (S_{em}) esas alınır. Böylece makina elemanının hasara uğramaksızın istenilen ömrü gerçekleştirmesi sağlanır.

Bu bölümde, emniyet katsayısı ile güvenirlilik arasındaki matematik ilgi açıklanacaktır. Bunun için gerekli tanımlamalar aşağıda verilmiştir.

σ : Dış kuvvetler veya momentlerden meydana gelen gerilme (N/mm²)

σ_D^* : Makina parçasının sürekli mukavemet değeri (N/mm²)

σ^* : Makina parçasının mukavemet sınırı değeri (N/mm²)

(Akma veya kopma sınırı olabilir)

σ_{em} : Emniyet gerilmesi

S_{em} : Emniyet katsayısı

$$S_{em} = \sigma^* / \sigma > 1 ; \sigma_{em} = \sigma^* / S_{em}$$

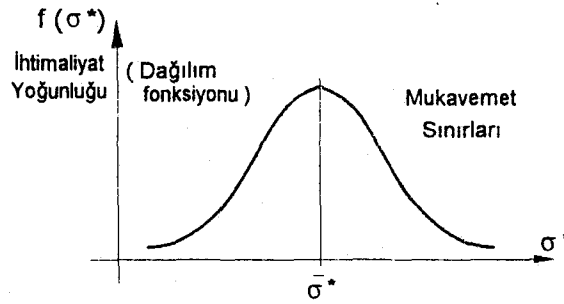
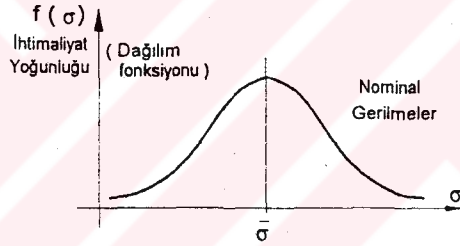
(27.1)

Açıklama:

- 1 - Dış kuvveler ve momentlerin tam olarak belirli olmaması,
- 2 - Matematik modelin tam olarak kurulamaması,
- 3 - Malzemenin özellikleri,
- 4 - İmalat yöntemleri,
- 5 - İşletme ve çevre şartları,

gibi sebeplerden dolayı, aynı malzeme için, elemanın kesitinde meydana gelen nominal gerilmeler (σ) ile deneyler yoluyla bulunan mukavemet sınırları (σ^*), ortalama bir değerin civarında şartlara göre küçük veya büyük sapmanın mevcut olduğu istatistik bir dağılım gösterir.

Bu büyüklüklerin dağılımının “normal dağılım” olduğu kabul edilirse, nominal gerilmelerin ve mukavemet sınırlarının değerleri, Şekil 26.1’ de gösterildiği gibidir.



Şekil 26.1

Denklem olarak yazılırsa:

$$f(\sigma) = [1 / (S_{\sigma} \cdot \sqrt{2\pi})] \cdot \exp [- (\sigma - \sigma)^2 / 2 \cdot S_{\sigma}^2] \quad (27.2)$$

$$f(\sigma) = [1 / (S_{\sigma} \cdot \sqrt{2\pi})] \cdot \exp [- (\sigma^* - \sigma^*)^2 / 2 \cdot S_{\sigma}^2] \quad (27.3)$$

Yukarıdaki bağıntılarda:

σ : Nominal gerilmelerin ortalama değeri,

σ^* : Mukavemet sınırlarının ortalama değeri,

S_{σ} : Nominal gerilmelerin standart sapması,

S_{σ} : Mukavemet sınırlarının standart sapması,

σ : Kümedeki parçalardan herhangi birinin nominal gerilmesi,

σ^* : Kümedeki parçalardan herhangi birinin mukavemet sınırı,

$\Delta\sigma$: Nominal gerilmelerin, ortalama nominal gerilmeye göre, sapma değeri ($\pm$),

$\Delta\sigma$: Mukavemet sınırlarının, ortalama mukavemet sınırına göre, sapma değeridir ($\pm$).

Kümedeki eleman sayısı n ile gösterilirse, standart sapma değerleri şöyle ifade edilir:

$$S_{\sigma} = \sqrt{[\sum (\sigma - \sigma)^2] / (n - 1)} \quad ; \quad S_{\sigma} = \sqrt{[\sum (\sigma - \sigma)^2] / (n - 1)} \quad (27.4)$$

(Not: n çok büyük ise $n-1 \Rightarrow n$ alınabilir).

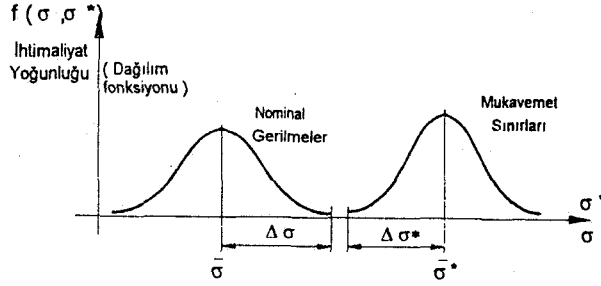
Böylece $\sigma < \sigma^*$ mukayesesi, bütün dağılım göz önüne alınarak yapılmalıdır.

4.2 HASAR HALİ VE GÜVENİRLİK

Yukarıdaki ifadelere göre iki durum ortaya çıkar:

1 - Bütün dağılım bölgesinde eğriler birbiriyle kesişmez (Şekil 26.2).

(Bu durumda hasar yoktur).

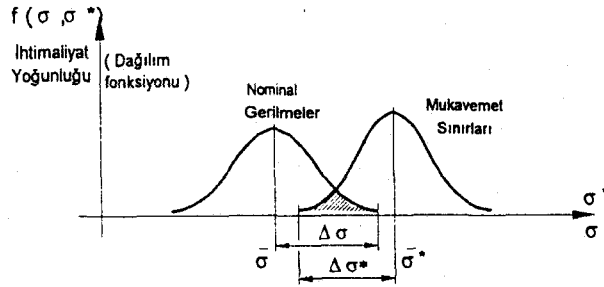


Şekil 26.2

Bu halde $\sigma + \Delta\sigma < \sigma^* - \Delta\sigma^*$ dır.

2 - Dağılım eğrileri kısmi olarak kesişirler (Şekil 26.3).

(Bu durumda hasar vardır).



Şekil 26.3

Şekilden görüldüğü gibi,

$$\sigma + \Delta\sigma > \sigma^* - \Delta\sigma^* \quad (27.5)$$

olduğu için, kesişme alanının (taralı kısım) büyüklüğüne bağlı olarak, (nominal gerilmeler, sınır mukavemet değerini aştığı için) parçaların bir kısmı hasar görecektir.

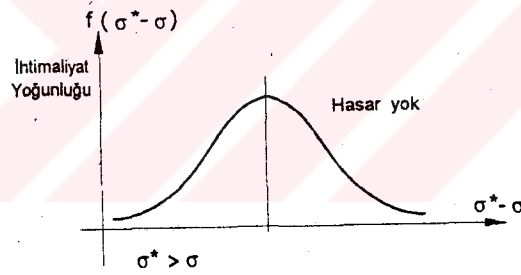
Bu durumda emniyet katsayısı için şu denklem yazılabilir:

$$S_{em} = \sigma^* / \sigma \quad (27.6)$$

Buna göre $S_{em} < 1$ olursa hasar meydana gelir.

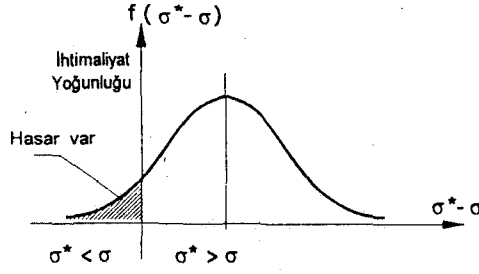
Aslında mukayese σ ile σ^* arasında yapıldığı için istatistik değişken olarak $(\sigma^* - \sigma)$ farkının seçilmesi daha doğru olur.

$(\sigma^* - \sigma)$ alanı tamamen pozitif (+) olursa, kümeyi teşkil eden elemanlarda hasar olmayacaktır. (Şekil 26.4).



Şekil 26.4

$(\sigma^* - \sigma)$ alanı kısmen negatif (-) olursa, kümeyi teşkil eden elemanlarda hasar olabilecektir. (Şekil 26.5)



Şekil 26.5

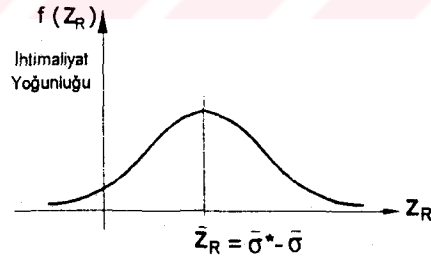
İşe yarama hali (Hasar yok): $R = G$

İşe yaramama hali (hasar var): F

ile gösterilirse $R + F = 1$ dir.

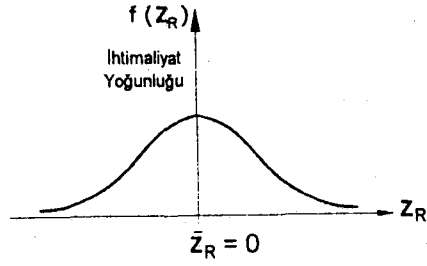
(mesela, $F = 0$ ise $R = 1 = 100\%$, elemanın güvenilirliği 100% dür).

Hazırlanmış cetvellerden faydalanabilmek için, yukarıdaki eğriler z standart değişkenine göre çizilirse şu eğri elde edilir (Şekil 26.6).



Şekil 26.6

$Z_R = 0$ alınırsa eğri simetrik hale gelir (Şekil 26.7).



Şekil 26.7

$-\infty < Z_R < +\infty$ değerine tekabül eden eğrinin altındaki alan:

$$\hat{A}_{\infty} = \int_{-\infty}^{+\infty} f(Z_R) \cdot dZ_R = 1 \quad (27.7)$$

$Z = Z_R$ ye tekabül eden eğrinin altındaki alan (A_Z), o olayın ihtimalini verir. Yani:

$$P_R = A_Z = \int_{-\infty}^Z f(Z_R) \cdot dZ_R \quad (27.8)$$

Böylece A_Z değeri, kümedeki nümünelerin “işe yarar” durumdaki ihtimalini gösterir.

$(1-A_Z)$ değeri ise, “işe yaramaz” durumdaki ihtimalini gösterir.

Pratikte Z_R ’ ye tekabül eden A_Z ’nin değeri, hazırlanmış cetvellerden alınır (Tablo - 4.1)

TABLO - 4.1

Güvenirlilik (R=A _Z)	Z _R	Güvenirlilik (R=A _Z)	Z _R
% 50	0	% 99,38	2,5
% 60	0,25	% 99,53	2,6
% 70	0,52	% 99,75	2,8
% 75	0,67	% 99,865	3,0
% 80	0,84	% 99,931	3,2
% 85	1,03	% 99,9767	3,5
% 90	1,28	% 99,9968	4,0
% 95	1,64	% 99,9997	4,5
% 99	2,32	% 99,9999	5,0

$Z_R = +3$ için $A_Z = 0,9987$ (%99,87) yani yaklaşık olarak %100 olduğundan, pratikte $Z_R = \pm$ yerine $Z_R = +3$ konulabilir. Çünkü yeterli güvenirlilik sağlanabilmektedir.

Yukarıda gösterildiği gibi; güvenirlilik, ihtimaliyetin bir ifadesidir. Analitik bakımdan A_Z ile veya bunu tayin eden Z_R faktörü ile ifade etmek mümkündür.

S_{em} emniyet katsayısı da Z_R değerine bağlı olarak hesaplanabilir:

($\sigma^* - \sigma$) dağılımının standart sapması,

$$S_{(\sigma^* - \sigma)} = \sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\sigma^*}^2} \quad (27.9)$$

dir. Buna göre:

$$Z_R = \frac{\bar{\sigma}^* - \bar{\sigma}}{S_{(\sigma^* - \sigma)}} = \frac{\bar{\sigma}^* - \bar{\sigma}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\sigma^*}^2}} \quad (27.10)$$

olur. $f(Z_R)$ eğrisi ordinat eksenine göre simetrikdir.

$-\infty \leq Z_R \leq +\infty$ için alan $A_{-\infty}^{+\infty} = 1$ dir

Eğrinin altındaki alan, esas olayın ihtimalini (P), yani güvenirliliğini (R) ifade edecektir.

Mesela; Z_R 'nin herhangi bir değeri için:

$$R = P = A_Z = A^{+Z_R}_{-\infty}$$

$$Z_R = 3 \text{ için } A_Z = 0,9987 \Rightarrow R = \% 99,87$$

3.3. EMNİYET KATSAYISI VE GÜVENİRLİK

Emniyet katsayısı S_{em} ile, güvenirliliği temsil eden Z_R arasında bir bağıntı kurulabilir.

$$\text{Emniyet katsayısı: } S_{em} = \frac{\bar{\sigma}^*}{\bar{\sigma}} \quad (27.11)$$

$$\text{Güvenirliliği temsil eden: } Z_R = \frac{\bar{\sigma}^* - \bar{\sigma}}{\sqrt{S_{\sigma^*}^2 + S_{\sigma}^2}} \quad (27.12)$$

olarak ifade edilmektedir. Birinci bağıntıdaki $\bar{\sigma}^*$ ikinci bağıntıda yerine konulursa:

$$\sigma^* = S_{em} \cdot \sigma$$

$$Z_R = \frac{S_{em} \cdot \bar{\sigma} - \bar{\sigma}}{\sqrt{S_{\sigma^*}^2 + S_{\sigma}^2}} = \frac{\bar{\sigma} \cdot (S_{em} - 1)}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\sigma}^2}} \quad (27.13)$$

Buradan emniyet katsayısı

$$S_{em} = 1 + \frac{Z_R}{\bar{\sigma}_{nom}} \cdot \sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\sigma}^2} \quad (27.14)$$

olarak elde edilir.

Not: $\bar{\sigma}^*$ sınır mukavemet değerini bilmek, çoğunlukla mümkün değildir. Çünkü kitaplardaki tablolarda, bazen tek bir sınır değeri verilmektedir. Fakat $\bar{\sigma}$ nominal gerilmelerin ortalamasını hesaplamak mümkündür.

Teorik bakımdan kolay görünen yukarıdaki bağıntılar, pratikte, gerek sınır mukavemetinin ortalama değeri $\bar{\sigma}^*$ ve gerekse nominal gerilmelerin ortalaması $\bar{\sigma}$ değerleri ile S_{σ} , S_{σ^*} standart sapmaların tesbit edilmesi zordur.

Bundan dolayı; $\Delta\sigma/\bar{\sigma}$ ve $\Delta\sigma^*/\bar{\sigma}^*$ gibi izafi sapmaların kullanılması daha elverişli olmaktadır.

Buna göre:

$$S_{\sigma} = \Delta\sigma/3 \quad ; \quad S_{\sigma^*} = \Delta\sigma^*/3 \quad (27.15)$$

(istatistik dağılım eğrisinden alındı)!

$$Z_R = \frac{\bar{\sigma} \cdot (S_{em} - 1)}{\sqrt{(\Delta\sigma/3)^2 + (\Delta\sigma^*/3)^2}} \quad ; \quad S_{em} = \frac{\sigma}{\bar{\sigma}} \quad (27.16)$$

$$Z_R = \frac{3 \cdot (S_{em} - 1)}{\sqrt{(\Delta\sigma/\sigma)^2 + (\Delta\sigma^*/\sigma^*)^2} \cdot S_{em}^2} \quad (27.17)$$

Yukarıdaki denklem S_{em} ' e göre düzenlenirse:

$$[1 - (Z_R/3)^2 \cdot (\Delta\sigma^*/\bar{\sigma}^*)^2] \cdot S_{em}^2 - 2S_{em} + 1 - (Z_R/3)^2 \cdot (\Delta\sigma/\bar{\sigma})^2 \quad (27.18)$$

bağıntısı elde edilir.

Yukarıdaki bağıntılar, makina elemanının boyutları ve malzemesi bilindiği zaman mukavemet hesaplarında “emniyet kontrolü” için uygulanabilir.

Matematik bakımdan gelişigüzel değerle, dağılımı karakterize eden aritmetik ortalama ve standart sapma kavramları ile işlem görürler. Değerler aritmetik ortalama ve standart sapma olmak üzere iki sayı ile gösterilir. Mesela:

Aritmetik ortalaması $\bar{\sigma}_{AK} = 33 \text{ daN/mm}^2$ ve

Standart sapması $S_{\sigma_{AK}} = 2$.

olan bir malzemenin akma sınırı $\sigma_{AK}[33, 2]$ şeklinde ifade edilir.

Buna göre sonuç olarak:

F: Kuvvet (daN), M: Moment (daN.mm), A: Alan (mm^2), W: Kesit mukavemet momenti (mm^3).

olmak üzere, Çekmeye zorlanan elemanlarda:

$$Z_R = \frac{\bar{\sigma}^* \cdot A - \bar{F}}{\sqrt{(S_{\sigma} \cdot A)^2 + S_F^2}} \quad (27.19)$$

Eğilmeye zorlanan elemanlarda:

$$Z_R = \frac{\bar{\sigma}^* \cdot W - \bar{M}_e}{\sqrt{(S_{\sigma} \cdot W)^2 + S_{M_e}^2}} \quad (27.20)$$

Burulmaya zorlanan elemanlarda:

$$Z_R = \frac{\bar{\sigma}^* \cdot W_P - \bar{M}_b}{\sqrt{(S_{\tau} \cdot W_P)^2 + S_{M_b}^2}} \quad (27.21)$$

olmaktadır.

Mukavemet sınırında izafi sapma, genellikle,

$$S_{EM} \geq \frac{1 + (\Delta\sigma/\bar{\sigma})}{1 - (\Delta\sigma^*/\bar{\sigma}^*)} \quad \text{arasında alınır.}$$

Zorlanmalarda izafi sapma, $\Delta\sigma/\bar{\sigma} \approx 0.5$ alınabilir.

5. NUMERİK DEĞERLENDİRMELER

Mil malzemeleri : 16 Mn Cr 5

Vites kutusu giriş gücü: 76 BG

Vites kutusu giriş devri: 4500 d/d

I. Grup dişlisi mili :

A- Eğilme gerilmeleri

$$1) \sigma_1 = 348,67 \text{ N/mm}^2$$

$$2) \sigma_2 = 580,8 \text{ N/mm}^2$$

$$3) \sigma_3 = 486,24 \text{ N/mm}^2$$

B - Burulma gerilmesi

$$1) \tau_1 = \tau_2 = \tau_3 = 85 \text{ N/mm}^2$$

C- Birleşik gerilmeleri:

$$1) \sigma_{B1} = 378,47 \text{ N/mm}^2$$

$$2) \sigma_{B2} = 599,1 \text{ N/mm}^2$$

$$3) \sigma_{B3} = 508,03 \text{ N/mm}^2$$

II. Çıkış mili:

A- Eğilme gerilmeleri:

$$1) \sigma_1 = 113,87 \text{ N/mm}^2$$

$$2) \sigma_2 = 96,1 \text{ N/mm}^2$$

$$3) \sigma_3 = 86,43 \text{ N/mm}^2$$

B- Burulma gerilmeleri:

$$1) \tau_1 = 42,69 \text{ N/mm}^2$$

$$2) \tau_2 = 14,8 \text{ N/mm}^2$$

16 Mn Cr 5 malzemesinin :

$$3) \tau_3 = 13,29 \text{ N/mm}^2$$

C- Birleşik gerilmeleri:

$$1) \sigma_{B1} = 135,77 \text{ N/mm}^2$$

$$2) \sigma_{B2} = 99,46 \text{ N/mm}^2$$

$$3) \sigma_{B3} = 89,44 \text{ N/mm}^2$$

III. Prizdik mili:

A- Eğilme gerilmesi:

$$1) \sigma = 222,4 \text{ N/mm}^2$$

B- Burulma gerilmesi:

$$1) \tau = 44,5 \text{ N/mm}^2$$

C- Birleşik gerilmesi:

$$1) \sigma_B = 235,37 \text{ N/mm}^2$$

IV. Avare mili:

A- Eğilme gerilmesi:

$$1) \sigma = 4,92 \text{ N/mm}^2$$

B- Burulma gerilmesi:

$$1) \tau = 95,2 \text{ N/mm}^2$$

C- Birleşik gerilmesi:

$$1) \sigma_B = 164,96 \text{ N/mm}^2$$

Akma gerilmesi : $\sigma_{AK} = 600 \text{ N/mm}^2$

Kopma gerilmesi : $\sigma_K = 960 \text{ N/mm}^2$

Sürekli mukavamet sınırı : $\sigma_D = 440 \text{ N/mm}^2$

-- Vites kutusu millerinin yüzde olarak kullanım süreleri:

1- vites : %12,58

2- vites: % 32,8

3- vites: % 54,62

6.1. Vites kutusu millerinin Wöhler diyagramlarının analitik çizimleri (Birikimli hasara göre ve birikimli hasarsız). Palmgren - Miner Denklemleri'ne göre ömür hesapları (Vites süreleri göz önüne alınarak).

6.1.1. Grup Dişlisi Mili

A- Eğilme gerilmesine göre:

Genel olarak eğilme zorlamalarında (Genel imalat çelikleri için) $\sigma_D \approx 0,5\sigma_K$ alınır. Ama bize verilmiş olan mil malzemesi sementasyon çelikler grubuna girer ve Tablo - 7.1' den görülür ki Eğilme gerilmesi için $\sigma_D = 0,41 \sigma_K$ dir.

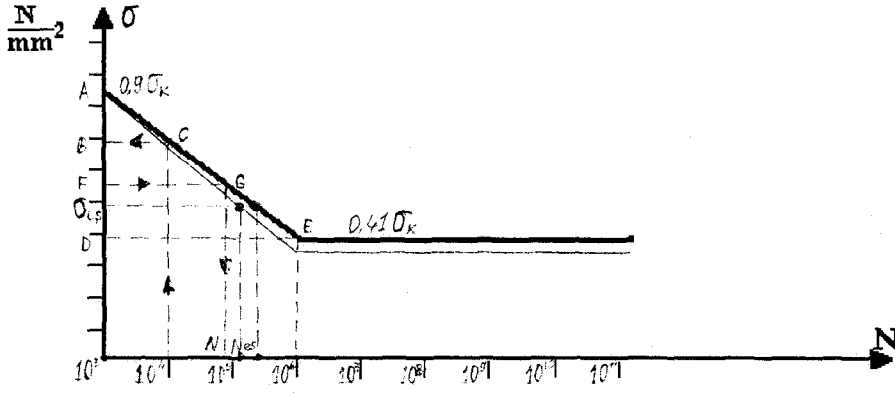
Makina konstruksyonlarında, yük tekrar sayısına göre; genellikle

$N < 10^3$: Statik zorlanma bölgesi

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

$N > 10^6$: Sürekli mukavemet bölgesi

olarak kabul edilir.



Şekil - 7.1.1.

σ_{ZDN3} : $N = 10^3$ yük tekrarını gerçekleştiren gerilme değeridir. Yani statik yük, bütün ömür içinde, 10^3 defa tesir ettirilebilir.

$N = 10^4$: Yük tekrarını gerçekleştiren gerilme değeri σ_{ZD4} olarak yazılır.

Eğilimde σ_{ZD4} değerini hesaplamak için ABC ve ADE üçgenlerinde, benzer üçgen bağıntısı yazılırsa,

$$AB / AD = BC / DE$$

$$AB = 0,9 \sigma_K - \sigma_{ZD4}$$

$$AD = 0,9 \sigma_K - 0,41 \sigma_K = 0,49 \sigma_K$$

$$BC = \log 10^4 - \log 10^3 = 1$$

$$DE = \log 10^6 - \log 10^3 = 3$$

olduğundan bu değerler yukarıdaki bağıntıda kullanılırsa

$$\frac{0,9\sigma_K - \sigma_{ZD4}}{0,49\sigma_K} = \frac{1}{3}$$

elde edilir. Buradan σ_{ZD4} çekilirse, eğilme hali için

$$\sigma_{ZD4} = 0,736 \sigma_K$$

sonucuna ulaşılır. Bulunan sonucu geliştirmek için, herhangi bir N yük tekrarındaki σ_{ZDN} gerilmesini ele alalım. Burada da AFG ve ADE üçgenlerine göre, benzer üçgen bağıntısı yazalım

$$AF / AD = FG / DE$$

$$AF = 0,9\sigma_K - \sigma_{ZDN}$$

$$AD = 0,9 \sigma_K - 0,41\sigma_K$$

$$FG = \log N - \log 10^3 = \log N - 3$$

$$DE = \log 10^6 - \log 10^3 = 3$$

olduğundan, bu değerleri yukarıdaki bağıntıda kulanalım

$$\frac{0,9\sigma_K - \sigma_{ZDN}}{0,49\sigma_K} = \frac{\log N - 3}{3}$$

elde edelim. Buradan σ_{ZDN} çekilebilir

$$\sigma_{ZDN} = (1,39 - 0,1633 \log N) \cdot \sigma_K$$

sonucuna ulaştık.

--- Grup dişlisi mili birinci, ikinci ve üçüncü viteslerde çalışma durumu için ömür değerleri aşağıdaki gibi bulunur.

1) 1- vites için $\sigma_1 = 348,67 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_{ZDN1} = (1,39 - 0,1633 \log N) \cdot \sigma_K$$

Bilinen değerler yerine konulursa:

$$348,67 = (1,39 - 0,1633 \log N) \cdot 960$$

$$N_1 = 10^{6,2878} \Rightarrow (N_L)_1 = 6,2878$$

ömür değeri elde edilir

2) 2 - vites için $\sigma_2 = 580,8 \text{ N/mm}^2$

Aynı formüle bilinen değerleri yerine konarsak

$$580,8 = (1,39 - \log N) \cdot 960$$

$$N_2 = 10^{4,8071} \Rightarrow (N_L)_2 = 4,8071$$

Ömüp değeri elde edilir

3) 3 - vites için $\sigma_3 = 486,24 \text{ N/mm}^2$

Aynı formüle bilinen değerleri yerine konarsak

$$486,24 = (1,39 - \log N) \cdot 960$$

$$N_3 = 10^{5,4103} \Rightarrow (N_L)_3 = 5,4103$$

ömür değeri elde edilir.

Palmgren - Miner denklemlerine göre (Vites süreleri göz önüne alarak) ömür hesaplarını yapalım.

Bilindiği gibi: $C_1 = 0,1258$; $C_2 = 0,328$; $C_3 = 0,5462$

$$\frac{C_1}{N_1} + \frac{C_2}{N_2} + \frac{C_3}{N_3} = \frac{1}{N_{eş}}$$

Bağıntısında bilinen değerleri kullanalım. Birikimli hasar halinde eşdeğer ömrü

$$\frac{0,1258}{10^{6,2878}} + \frac{0,328}{10^{4,8071}} + \frac{0,5462}{10^{5,4103}} = \frac{1}{N_{eş}}$$

Buradan

$$N_{eş} = 10^{5,1365} \text{ yük tekrarı olarak bulunur}$$

Birikimli hasar göz önüne alınmadığı durumdaki eşdeğer ömrü bulmak için, önce eşdeğer gerilme hesaplanır. Sonra bu değer analitik hesap bağıntısında yerine konur.

$$\frac{C_1}{\sigma_1} + \frac{C_2}{\sigma_2} + \frac{C_3}{\sigma_3} = \frac{1}{\sigma_{eş}}$$

$$\frac{0,1258}{348,67} + \frac{0,328}{580,8} + \frac{0,5462}{486,24} = \frac{1}{\sigma_{eş}}$$

Buradan

$\sigma_{eş} = 488,078 \text{ N/mm}^2$ olarak bulunur.

$$\log (N_{eş}) = (1,39 - 488,078 / 960) / 0,1633$$

$N_{eş} = 10^{5,3986}$ yük tekrarı olarak bulunur

Açıklama: Birikimli hasarda ömür değeri beklen diğı gibi daha küçüktür.

Buna ait Wöhler diyagramı Şekil - 7.1.1' de çizilmiştir.

B - Burulma gerilmesine göre

Burulmada τ_{ZD4} gerilmesini hesaplamak için ABC ve ADE üçgenlerinden, benzer üçgen bağıntısı yazılırsa

$$AB / AD = BC / DE$$

$$AB = 1,4\tau_D - \tau_{ZD4}$$

$$AD = 1,4\tau_D - \tau_D = 0,4\tau_D$$

$$BC = \log 10^4 - \log 10^3 = 1$$

$$DE = \log 10^6 - \log 10^3 = 3$$

olduğundan, bu değerler yukarıdaki bağıntıda kullanılırsa

$$\frac{1,4\tau_D - \tau_{ZD4}}{0,4\tau_D} = \frac{1}{3}$$

elde edilir. Buradan τ_{ZD4} çekilirse, yani burulma hali için

$$\tau_{ZD4} = 1,2666\tau_D$$

sonucuna ulaşacağız. Bulunan sonucu genelleştirmek için, herhangi bir N yük tekrarındaki τ_{ZDN} gerilmesini ele alalım ve buradada AFG ve ADE üçgenlerine göre benzer üçgen bağıntısı yazılırsa,

$$AF / AD = FG / DE$$

$$AF = 1,4\tau_D - \tau_{ZDN}$$

$$AD = 1,4\tau_D - \tau_D = 0,4\tau_D$$

$$FG = \log N - \log 10^3 = \log N - 3$$

$$DE = \log 10^6 - \log 10^3 = 3$$

olduğundan, bu değerler yukarıdaki bağıntıda kullanılırsa

$$\frac{1,4\tau_D - \tau_{ZDN}}{0,4\tau_D} = \frac{\log N - 3}{3}$$

elde edeceğiz. Buradan τ_{ZDN} çekilirse

$$\tau_{ZDN} = (1,8 - 0,1333 \log N) \cdot \tau_D$$

---Verilmiş olan vites kutusunun grup dişlisi mili: $\tau_1 = \tau_2 = \tau_3 = 85 \text{ N/mm}^2$ burulma gerilmesiyle zorlanmakta. Verilen değeri yerine konarsak

$$85 = (1,8 - 0,1333 \log N) \cdot 260$$

buradan

$$N = 10^{11,0508} \Rightarrow (N_L) = 11,0508$$

ömür değeri elde edilir. Palmgren - Miner denklemlerine göre ömür hesaplarını hesaplayalım

Birikimli hasarda ömür değeri,

$$C_1 / N_1 + C_2 / N_2 + C_3 / N_3 = 1 / N_{eş}$$

$$0,1258 / 10^{11,0508} + 0,328 / 10^{11,0508} + 0,5462 / 10^{11,0508} = 1 / N_{eş}$$

$$N_{eş} = 10^{11,0508}$$

ömür değeri elde edilir.

Birikimli hasarsız ömür değeri

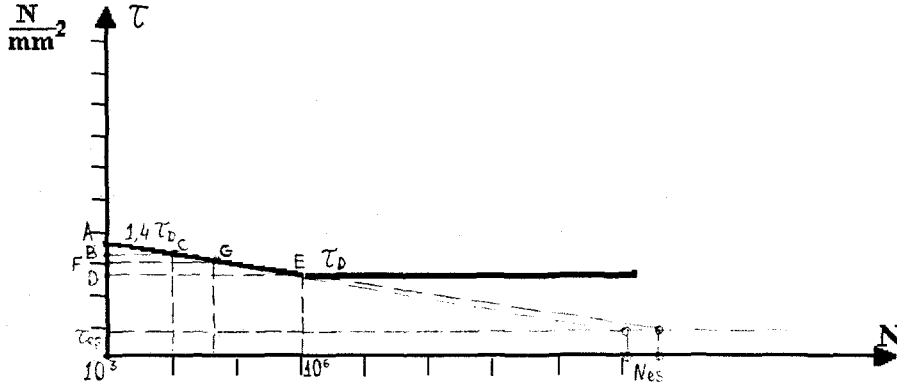
$$0,1258 / 85 + 0,328 / 85 + 0,5462 / 85 = 1 / \tau_{eş}$$

$$\tau_{eş} = 85 \text{ N/mm}^2$$

$$\log (N_{eş}) = (1,8 - 85 / 260) / 0,1333; \quad N_{eş} = 10^{11,0508}$$

ömür değeri elde edilir.

Burulma gerilmesi Wöhler diyagramı Şekil - 7.1.2.de



Şekil - 7.1.2.

C - Bileşik gerilmesine göre

Bileşik gerilmesine göre hesaplamak için yukarıdaki işlemlerin aynısını yapalım:

1) 1 - vites için $\sigma_{B1} = 378,47 \text{ N/mm}^2$

Bilinen değerleri yerine konarsak:

$$378,47 = (1,39 - 0,1633 \log N) \cdot 960$$

$$N_{B1} = 10^{6,0977} \quad \text{ömür değeri elde edilir.}$$

2) 2 - vites için $\sigma_{B2} = 599,1 \text{ N/mm}^2$

$$599,1 = (1,39 - 0,1633 \log N) \cdot 960$$

$$N_{B2} = 10^{4,6904} \quad \text{ömür değeri elde edilir.}$$

3) 3 - vites için $\sigma_{B3} = 508,03 \text{ N/mm}^2$

$$508,03 = (1,39 - 0,1633 \log N) \cdot 960$$

$$N_{B3} = 10^{5,2713}$$

Palmgren - Miner denklemlerini uygulayalım. Çalışma yüzdeleri C_1 , C_2 , C_3 ler ve birleşik gerilmeleri verilmiştir. Ömür değerlerini hesapladık. Bu değerleri denklemden yerlerine konarsak

Birikimli hasarsız ömür değeri

$$0,1258 / 378,47 + 0,328 / 599,1 + 0,5462 / 508,03 = 1 / \sigma_{Beş}$$

$\sigma_{Beş} = 511,5058 \text{ N/mm}^2$ olarak bulunur.

$$\log(N_{beş}) = (1,39 - 511,5058 / 960) / 0,1633$$

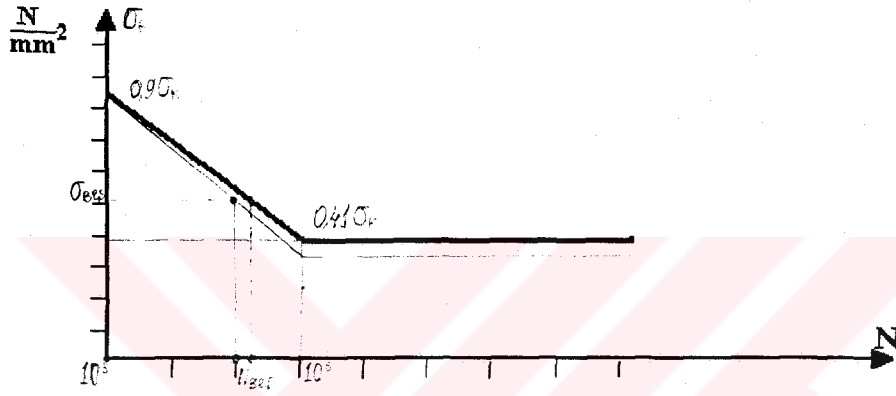
$N_{beş} = 10^{5,2491}$ ömür değeri elde edilir.

Birikimli hasarda ömür değeri ise,

$$0,1258 / 10^{6,0977} + 0,328 / 10^{4,6904} + 0,5462 / 10^{5,2713} = 1 / N_{beş}$$

$N_{beş} = 10^{5,0125}$ ömür değeri elde edilir.

Grup dişlisi milinin birlaşık gerilmesi Wöhler diyagramı Şekil - 7.1.3.



Şekil - 7.1.3.

6.1.2. Çıkış Mili

A - Eğilme gerilmesine göre

Çıkış milinin Wöhler diyagramının analitik çizimini (birikimli hasara göre ve birikimli hasarsız) ve Palmgren - Miner denklemlerine göre ömür hesaplarına yapacağız. Çıkış mili grup dişlisi mili ile aynı malzemede üretilmiştir.

Eğilme gerilmesine göre hesapladığımız formül

$$\sigma_{ZDN} = (1,39 - 0,1633 \log n) \cdot \sigma_K$$

Bu formüle bilinen değerleri konursak

1) 1 - vites için $\sigma_1 = 113,87 \text{ N/mm}^2$

$$113,87 = (1,39 - 0,1633 \log N) \cdot 960$$

$$N_1 = 10^{7,7856} \Rightarrow (N_L)_1 = 7,7856 \text{ ömür değeri elde edilir.}$$

2) 2 - vites için $\sigma_2 = 96,1 \text{ N/mm}^2$

$$96,1 = (1,39 - 0,1633 \log N) \cdot 960$$

$$N_2 = 10^{7,8989} \Rightarrow (N_L)_2 = 7,8989 \text{ ömür değeri elde edilir.}$$

3) 3 - vites için $\sigma_3 = 86,43 \text{ N/mm}^2$

$$86,43 = (1,39 - 0,1633 \log N) \cdot 960$$

$$N_3 = 10^{7,9606} \Rightarrow (N_L)_3 = 7,9606 \text{ ömür değeri elde edilir.}$$

Palmgren - Miner denklemlerine göre ömür hesaplarını yapalım. Çalışma yüzdeleri ve eğilme gerilmeleri verilmiştir.

Birikimli hasar halinde eşdeğer ömrünü hesaplayalım

$$0,1258 / 10^{7,7856} + 0,328 / 10^{7,8989} + 0,5462 / 10^{7,9606} = 1 / N_{eş}$$

$$N_{eş} = 10^{7,9143} \text{ yük tekrarı.}$$

Birikimli hasarsız

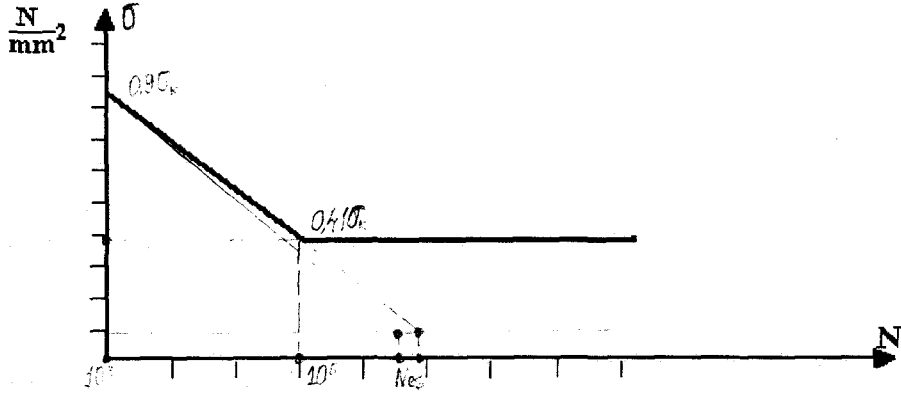
$$0,1258 / 113,87 + 0,328 / 96,1 + 0,5462 / 86,43 = 1 / \sigma_{eş}$$

$$\sigma_{eş} = 92,27 \text{ N/mm}^2$$

$$\log (N_{eş}) = (1,39 - 92,27 / 960) / 0,1633$$

$$N_{eş} = 10^{7,9234} \text{ yük tekrarı.}$$

Eğilmeye göre Wöhler diyagramı Şekil - 7.1.4' de çizilmiştir



Şekil - 7.1.4.

B - Burulma gerilmesine göre

$$\tau_{ZDN} = (1,8 - 0,1333 \log N) \cdot \tau_d$$

1) 1 - vites için $\tau_1 = 42,69 \text{ N/mm}^2$

$$42,69 = (1,8 - 0,1333 \log N) \cdot 260$$

$$N_1 = 10^{12,2716} \Rightarrow (N_L)_1 = 12,2716 \text{ ömür değeri elde edilir.}$$

2) 2 - vites için $\tau_2 = 14,8 \text{ N/mm}^2$

$$14,8 = (1,8 - 0,1333 \log N) \cdot 260$$

$$N_2 = 10^{13,0764} \Rightarrow (N_L)_2 = 13,0764$$

3) 3 - vites için $\tau_3 = 13,29 \text{ N/mm}^2$

$$13,29 = (1,8 - 0,1333 \log N) \cdot 260$$

$$N_3 = 10^{13,1199} \Rightarrow (N_L)_3 = 13,1199$$

Ömür değerleri elde edilir.

Palmgren - Miner denklemleriyle eşdeğer ömürleri hesaplayalım

Birikimli hasara göre

$$0,1258 / 10^{12,2756} + 0,328 / 10^{13,0764} + 0,5462 / 10^{13,1199} = 1 / N_{eş}$$

$$N_{eş} = 10^{7,3388} \text{ yük tekrarı}$$

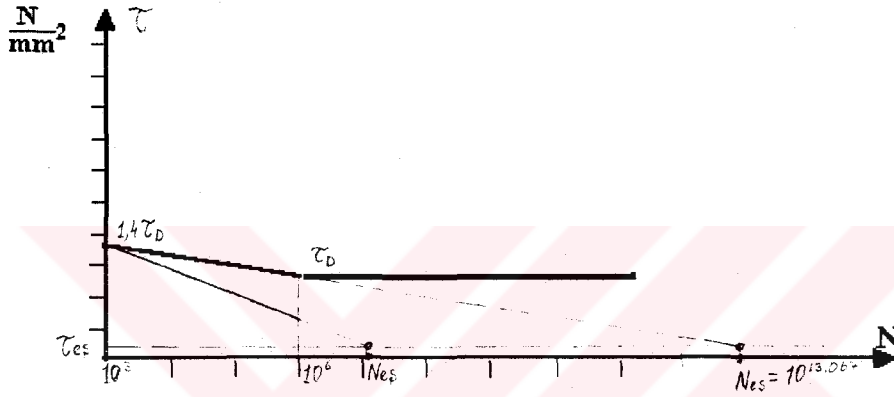
Birikimli hasarsız

$$0,1258 / 42,69 + 0,328 / 14,8 + 0,5462 / 13,29 = 1 / \tau_{eş}$$

$$\tau_{eş} = 15,104 \text{ N/mm}^2$$

$$\log(N_{eş}) = (1,8 - 15,104 / 260) / 0,1333 \Rightarrow N_{eş} = 10^{13,0676}$$

Burulma gerilmesine göre Wöhler diyagramı Şekil - 7.1.5' de çizilmiştir



Şekil - 7.1.4

C - Birleşik Gerilmesine Göre

Yukarıdaki işlemlerin aynısını tekrarlayalım

$$\sigma_{B1} = 135,77 \text{ N/mm}^2 \text{ için } N_1 = 10^{7,6459}$$

$$\sigma_{B2} = 99,46 \text{ N/mm}^2 \text{ için } N_2 = 10^{7,8775}$$

$$\sigma_{B3} = 89,44 \text{ N/mm}^2 \text{ için } N_3 = 10^{7,9414}$$

ömür değerleri elde edilir.

Birikimli hasara göre :

$$0,1258 / 10^{7,6459} + 0,328 / 10^{7,8775} + 0,5462 / 10^{7,9414} = 1 / N_{eş}$$

$N_{eş} = 10^{7,8715}$ yük tekrarı.

Birikimli hasarsız:

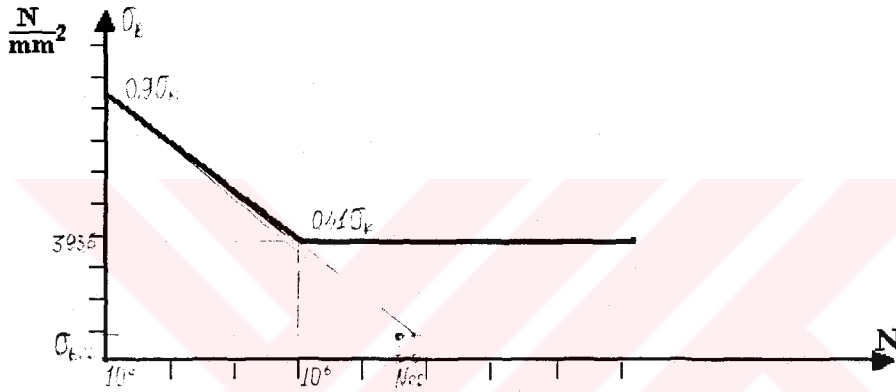
$$0,1258 / 135,77 + 0,328 / 99,46 + 0,5462 / 89,44 = 1 / \sigma_{Beş}$$

$$\sigma_{Beş} = 96,7936 \text{ N/mm}^2$$

$$\log(N_{eş}) = (1,39 - 96,7936 / 960) / 0,1633$$

$N_{eş} = 10^{7,8945}$ yük tekrarı elde edilir.

Birleşik gerilmesine göre Wöhler diyagramı Şekil - 7.1.6' de çizilmiştir.



Şekil - 7.1.6.

61.3. Prizdirek Mili

A - Eğilmeye göre

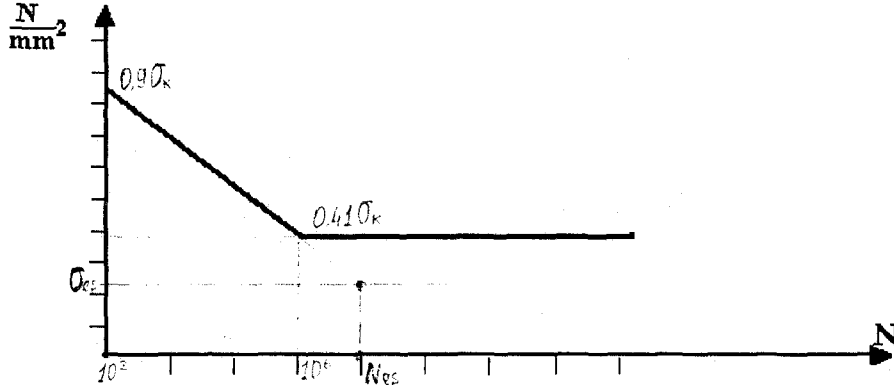
$\sigma = 222,4 \text{ N/mm}^2$ için : $222,4 = (1,39 - 0,1633 \log N) \cdot 960$ den $N = 10^{7,0933}$ ömür elde edilir.

Birikimli hasara göre eşdeğer ömrü: $1 / 10^{7,0933} = 1 / N_{eş} \Rightarrow N_{eş} = 10^{7,0933}$ yük tekrarı olarak bulunur.

Birikimli hasarsız eşdeğer ömrü: $1/222,4 = 1/\sigma_{eş} \Rightarrow \sigma_{eş} = 222,4 \text{ N/mm}^2$ olarak bulunur

$\log(N_{eş}) = (1,39 - 222,4 / 960) / 0,1633 \Rightarrow N_{eş} = 10^{7,0933}$ olarak bulunur.

Buna göre Wöhler diyagramı Şekil - 7.1.7' de çizilmiştir.



Şekil - 7.1.7.

B - Burulmaya göre

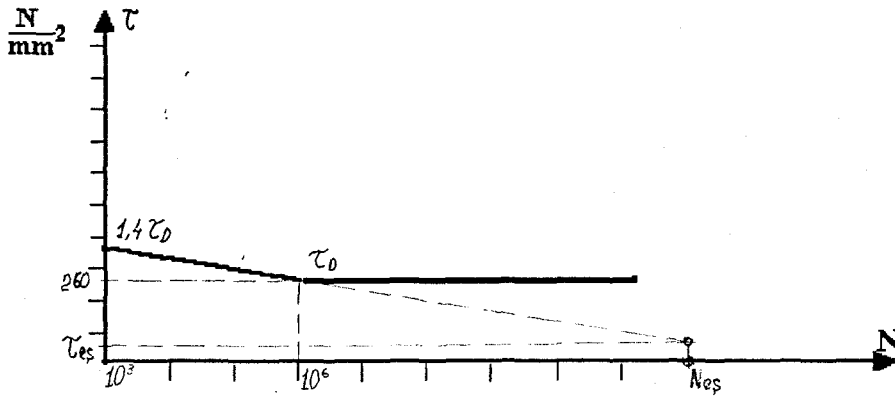
$\tau = 44,5 \text{ N/mm}^2$ bu gerilme için: $44,5 = (1,8 - 0,1333 \log N) \cdot 260 \Rightarrow N = 10^{12,2194}$ yük tekrarı olarak bulunur.

Birikimli hasara göre eşdeğer ömrü: $1 / 10^{12,2194} = 1 / N_{eş} \Rightarrow N_{eş} = 10^{12,2194}$ yük tekrarı.

Birikimli hasarsız ise: $1 / 44,5 = 1 / \sigma_{eş} \Rightarrow \sigma_{eş} = 44,5 \text{ N/mm}^2$

$\log(N_{eş}) = (1,8 - 44,5 / 260) / 0,1333 \Rightarrow N_{eş} = 10^{12,2194}$ yük tekrarıdır.

Buna göre Wöhler diyagramı aşağıda çizilmiştir (Şekil - 7.1.8).



Şekil - 7.1.8.

C - Birleşik gerilmesine göre

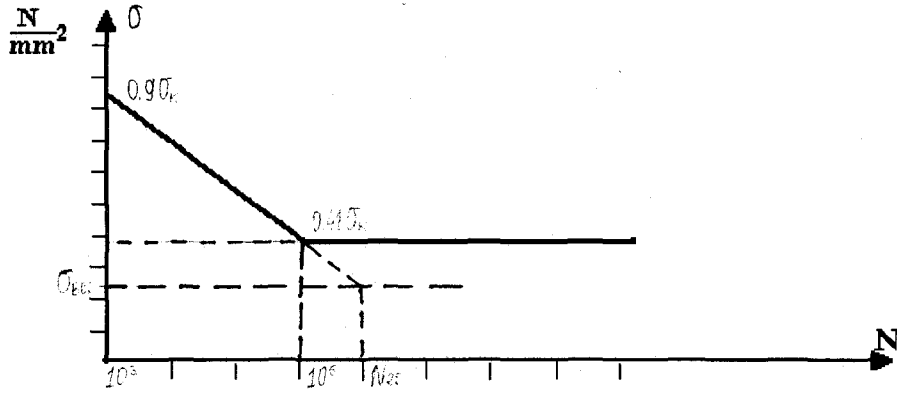
$\sigma_B = 235,37 \text{ N/mm}^2$ için: $235,37 = (1,39 - 0,1633 \log N) \cdot 960 \Rightarrow N = 10^{7,0106}$ olarak bulunur.

Birikimli hasara göre eşdeğer ömrü: $1 / 10^{7,0106} = 1 / N_{beş} \Rightarrow N_{beş} = 10^{7,0106}$ yük tekrarı olarak bulunur.

Birikimli hasarsız: $1 / 235,37 = 1 / \sigma_{eş} \Rightarrow \sigma_{eş} = 235,37 \text{ N/mm}^2$

$\log(N_{eş}) = (1,39 - 235,37 / 960) / 0,1633 \Rightarrow N_{eş} = 10^{7,0106}$ yük tekrarı olarak bulunur.

Buna dair Wöhler diyagramı Şekil - 7.1.9' de çizilmiştir



Şekil - 6.1.9.

7.1.4. Avare Mili

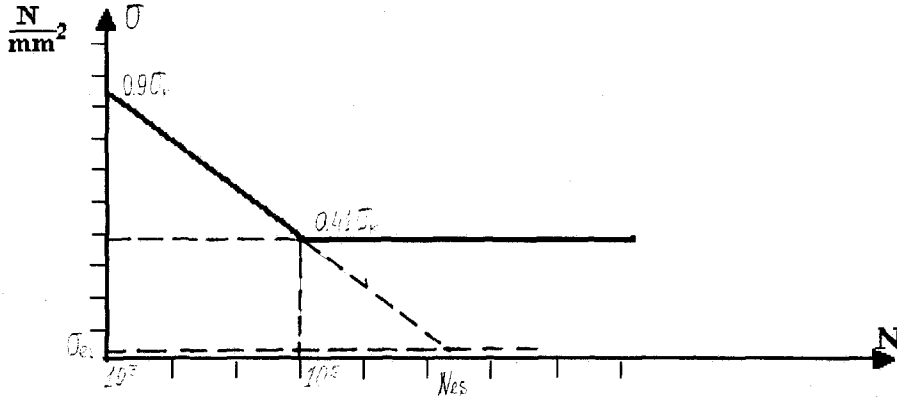
A - Eğilme gerilmesi:

$$\sigma = 4,92 \text{ N/mm}^2 \text{ için: } 4,92 = (1,39 - 0,1633 \log N) / 0,960 \Rightarrow N = 10^{8,4806}$$

$$\text{Birikimli hasara göre: } 1 / 10^{8,4806} = 1 / N_{eş} \Rightarrow N_{eş} = 10^{8,4806}$$

$$\text{Birikimli hasarsız: } 1 / 4,92 = 1 / \sigma_{eş} \Rightarrow \sigma_{eş} = 4,92 \text{ N/mm}^2$$

$$\log (N_{eş}) = (1,39 - 4,92 / 960) / 0,1633 \Rightarrow N_{eş} = 10^{8,4806}$$



Şekil - 7.1.10.

B - Burulmaya gerilmesi:

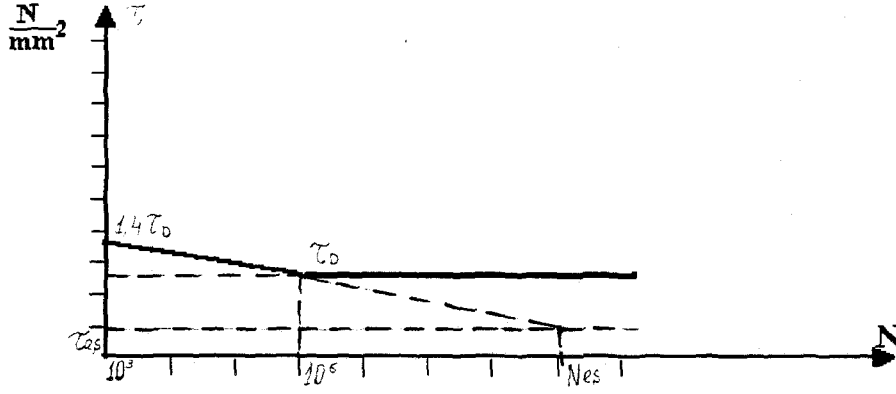
$$\tau = 95,2 \text{ N/mm}^2 \text{ için: } 95,2 = (1,8 - 0,1333 \log N) \cdot 260 \Rightarrow N = 10^{10,7565} \text{ ömür değeri}$$

$$\text{Birikimli hasara göre: } 1 / 10^{10,7565} = 1 / N_{eş} \Rightarrow N_{eş} = 10^{10,7565} \text{ eşdeğer ömür değeri}$$

$$\text{Birikimli hasarsız: } 1 / 95,2 = 1 / \tau_{eş} \Rightarrow \tau_{eş} = 95,2 \text{ N/mm}^2 \text{ eşdeğer gerilmesi}$$

$$\log (N_{eş}) = (1,8 - 95,2 / 260) / 0,1333 \Rightarrow N_{eş} = 10^{10,7565}$$

Buna göre Wöhler diyagramı Şekil - 7.1.11' de çizilmiştir.



Şekil - 7.1.11

C - Birleşik gerilmesi:

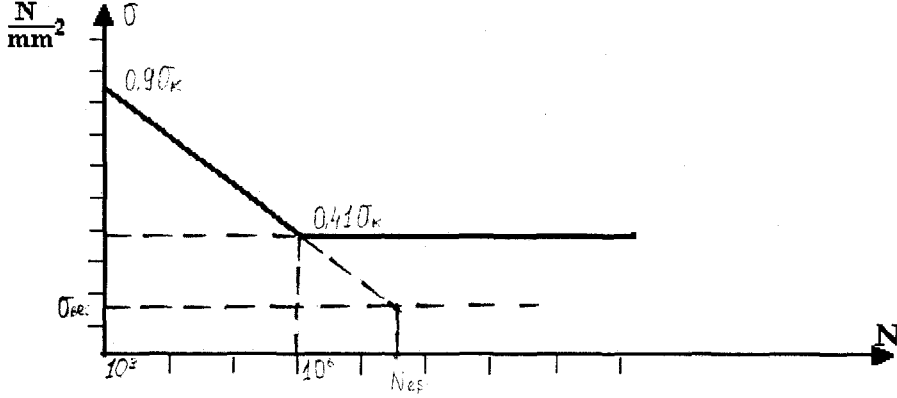
$$\sigma_B = 164,96 \text{ N/mm}^2 \text{ için: } 164,96 = (1,39 - 0,1633 \log N) \cdot 960 \Rightarrow N = 10^{7,4597}$$

$$\text{Birikimli hasara göre: } 1 / 10^{7,4597} = 1 / N_{eş} \Rightarrow N_{eş} = 10^{7,4597} \text{ eşdeğer ömür}$$

$$\text{Birikimli hasarsız: } 1 / 164,96 = 1 / \sigma_{eş} \Rightarrow \sigma_{eş} = 164,96 \text{ N/mm}^2$$

$$\log(N_{eş}) = (1,39 - 164,96 / 960) / 0,1633 \Rightarrow N_{eş} = 10^{7,4597}$$

Buna göre Wöhler diyagramı Şekil - 7.1.12' de çizilmiştir



Şekil - 7.1.12

6.2. Emniyet Katsayısı ve Güvenirlik

6.2.1. Grup Dişlisi Mili

A - Eğilme gerilmesine göre:

a) Etki süreleri göz önüne alınmaksızın hesap edilecek gerilme ortalamalarına göre, S_{em} emniyet katsayısı ve bunun güvenirliliği.

Birinci, ikinci ve üçüncü vites konumları için eğilme gerilmeleri verilmişti. Bunların etki sürelerinin yüzdeleri de verilmişti. Bunlara göre hesaplama yapalım.

$$S_{\sigma} = \Delta\sigma / 3 = 600 / 3 = 200 \text{ n/mm}^2$$

Ortalama gerilmesi

$$\bar{\sigma} = (348,67 + 580,8 + 486,24) / 3 = 471,9 \text{ N/mm}^2$$

Standart sapması

$$S_{\sigma} = \sqrt{[(348,67-471,9)^2 + (580,8-471,9)^2 + (486-471,9)^2] / (3 - 1)} = 116,71 \text{ N/mm}^2$$

Emniyet katsayısı

$$S_{em} = \bar{\sigma}_{ak} / \bar{\sigma} = 600 / 471,9 = 1,2715 > 1 \text{ Emniyetli}$$

$$Z_R = (600 - 471,9) / \sqrt{(200)^2 + (116,71)^2} = 0,55$$

Tablo - 6.1' den , buna karşılık gelen değer : $R = \% 70,06$

Emniyet katsayısı Z_R ' li ifade ile yazılırsa

$$S_{em} = 1 + Z_R / \bar{\sigma} \cdot \sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\sigma}^2} \approx 1 + 0,55 / 471,9 \cdot \sqrt{(220)^2 + (116,71)^2} = 1,2715$$

b) Etki süreleri göz önüne alınırsa:

$$\bar{\sigma} = (12,58 \cdot 348,67 + 32,8 \cdot 580,8 + 54,62 \cdot 486,24) / 100 \cdot (3 - 1) / 3 = 499,95 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{em} = 600 / 499,95 = 1,2$$

$$S_{\sigma} = \sqrt{[12,58 \cdot (348,67 - 499,95)^2 + 32,8 \cdot (580,8 - 499,95)^2 + 54,62 \cdot (486,2 - 499,95)^2] / 100 \cdot (2/3)}$$

$$S_{\sigma} = 87,6846 \text{ N/mm}^2$$

$$Z_R = (600 - 499,95) / \sqrt{(200)^2 + (87,6846)^2} = 0,4582$$

Tablo - 6.1' den buna karşılık gelen değer: $R = \% 68$

Emniyet katsayısı Z_R 'li ifade ile yazılırsa:

$$S_{em} = 1 + 0,4582 / 499,95 \cdot \sqrt{(200)^2 + (87,6846)^2} = 1,2$$

c) Palmgren - Miner denkleminde göre $\sigma_{eş}$ esas alınarak, S_{em}

$$\sigma_{eş} = 488,0783 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{em} = 600 / 488,0783 = 1,2293$$

$$S_{\sigma} = \sqrt{[12,58 \cdot (348,67 - 488,0783)^2 + \dots + 54,62 \cdot (486,24 - 488,0783)^2] / 100 \cdot (3-1) / 3} = 88,8818$$

$$Z_R = (600 - 488,0783) / \sqrt{(200)^2 + (88,8818)^2} = 0,51$$

Tablo - 6.1' den : $R = \% 70$

B - Burulma gerilmesine göre:

a) Etki süreleri göz önüne alınmaksızın hesap edilecek gerilme ortalamalarına göre, emniyet katsayısı ve bunun güvenilirliği

$$\bar{\tau} = (85 + 85 + 85) / 3 = 85 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{\tau} = 0 ; S_{em} = 260 / 85 = 3,0588 ; Z_R = (260 - 85) / 100 \cdot (3 - 1) / 3 = 2,01923$$

Tablo - 6.1' den : $R = \% 99$

b) Etki süreleri göz önüne alınırsa:

$$\bar{\tau} = (12,58.85 + 32,8.85 + 54,62.85) / 100 = 85 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{em} = 260 / 85 = 3,0588 ; Z_R = (260 - 85) / 86,67 = 2,01923 \Rightarrow R = \% 99$$

c) Palmgren - Miner denklemine göre $\tau_{eş}$ esas alınarak, emniyet katsayısı ve bunun güvenirliliği

$$\tau_{eş} = 85 \text{ N/mm}^2 ; S_{em} = 260 / 85 = 3,0588 ; Z_R = 2,01923 \Rightarrow R = \%99$$

C) Birleşik gerilmesine göre:

a) Etki süreleri göz önüne alınmaksızın hesap edilecek gerilme ortalamalarına göre, emniyet katsayısı ve bunun güvenirliliği.

$$\bar{\sigma} = (348,47 + 599,1 + 508,03) / 3 = 495,2 \text{ N/mm}^2 ; S_{em} = 600 / 495,2 = 1,2116$$

$$S_{\sigma} = 110,8732 \text{ N/mm}^2 ; Z_R = (600 - 495,2) / \sqrt{(200)^2 + (110,8732)^2} = 0,4583 \Rightarrow R = \% 68$$

b) Etki süreleri göz önüne alınırsa

$$\bar{\sigma} = (12,58.378,47 + 32,8.599,1 + 54,62.508,03) / 100 = 521,6023 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{em} = 600 / 521,6 = 1,15$$

$$S_{\sigma} = \sqrt{[12,58(378,47 - 521,6)^2 + \dots + 54,62(508,03 - 521,6)^2] / 100(3-1) / 3} = 83,4967$$

$$Z_R = (600 - 521,6) / \sqrt{200^2 + 83,4967^2} = 0,3617 \Rightarrow R = \% 65$$

C) Palmgren Miner denklemlerine göre $\sigma_{eş}$ esas alınarak, emniyet katsayısı ve bunun güvenirliliği

$$\sigma_{eş} = 511,5058 \text{ N/mm}^2 ; S_{em} = 600 / 511,5058 = 1,173$$

$$S_{\sigma} = \sqrt{[12,58(378,47 - 511,5058)^2 + \dots + 54,62(508,03 - 511,5058)^2] / 100(3 - 1) / 3} = 84,4073$$

$$Z_R = (600 - 511,5058) / \sqrt{200^2 + 84,4073^2} = 0,41 \Rightarrow R = \%67$$

6.2.2. Çıkış Mili

A - Eğilme gerilmesine göre

a) Etki süreleri göz önüne alınmaksızın hesap edilecek gerilme ortalamalarına göre emniyet katsayısı ve bunun güvenirliliği

$$\bar{\sigma} = (113,87 + 96,1 + 86,43) / 3 = 98,8 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{em} = 600 / 98,8 = 6,0729$$

$$S_{\sigma} = \sqrt{[(113,87 - 98,8)^2 + \dots + (86,43 - 98,8)^2] / 2} = 13,92 \text{ N/mm}^2$$

$$Z_R = (600 - 98,8) / \sqrt{200^2 + 13,92^2} = 2,5 \Rightarrow R = \%99,38$$

$$S_{em} = 1 + 2,5 / 98,8 \sqrt{200^2 + 13,92^2} = 6,0729$$

b) Etki süreleri göz önüne alınırsa

$$\bar{\sigma} = (12,58 \cdot 113,87 + 32,8 \cdot 96,1 + 54,62 \cdot 86,43) / 100 = 93,05 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{em} = 600 / 93,05 = 6,4479$$

$$S_{\sigma} = \sqrt{[12,58(113,87 - 93,05)^2 + \dots + 54,62(86,43 - 93,05)^2] / 100(3-1)/3} = 11,058 \text{ N/mm}^2$$

$$Z_R = (600 - 93,05) / \sqrt{200^2 + 11,05^2} = 2,53 \Rightarrow R = \%99,38$$

c) Eşdeğer gerilmesine göre

$$\sigma_B = 96,7936 \text{ N/mm}^2; \quad S_{em} = 600 / 96,7936 = 6,1988$$

$$S_{\sigma} = 11,969 \text{ N/mm}^2; \quad Z_R = (600 - 96,7936) / \sqrt{200^2 + 11,969^2} = 2,51 \Rightarrow R = \%99,38$$

B - Burulma gerilmelerine göre

a) Etki süreleri göz önüne almaksızın hesap edilecek gerilme ortalamalarına göre emniyet katsayısı ve bunun güvenilirliği

$$\bar{\tau} = (42,69 + 14,8 + 13,29) / 3 = 23,593; \quad S_{em} = 260 / 17,4838 = 11,02$$

$$S_{\tau} = \sqrt{[(42,69 - 23,593)^2 + \dots + (13,29 - 23,593)^2] / 2} = 16,555 \text{ N/mm}^2$$

$$Z_R = (260 - 23,593) / \sqrt{86,67^2 + 16,56^2} = 2,68 \Rightarrow R = \%99,53$$

$$S_{em} = 1 + (2,68 / 23,593) \sqrt{86,67^2 + 16,56^2} = 11,02$$

b) Etki süreleri göz önüne alınırsa

$$\bar{\tau} = (12,58 \cdot 42,69 + 32,8 \cdot 14,8 + 54,62 \cdot 13,29) / 100 = 17,4838 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{em} = 260 / 17,4838 = 14,871$$

$$S_{\tau} = \sqrt{[12,58(42,69 - 17,48)^2 + 32,8(14,8 - 17,48)^2 + 54,62(13,29 - 17,48)^2] / 66,67} = 11,74$$

$$Z_R = (260 - 17,48) / \sqrt{86,67^2 + 11,74^2} = 2,773 \Rightarrow R = \%99,75$$

$$S_{em} = 1 + (2,773 / 17,48) \sqrt{86,67^2 + 11,74^2} = 14,871$$

c) Eşdeğer gerilmesine göre

$$\tau_{eş} = 15,104 \text{ N/mm}^2; \quad S_{em} = 260 / 15,104 = 17,214$$

$$S_{\tau} = \sqrt{[12,58(42,69 - 15,104)^2 + \dots + 54,62(13,29 - 15,104)^2] / 66,67} = 12,09$$

$$Z_R = (260 - 15,104) / \sqrt{86,67^2 + 12,09^2} = 2,8 \Rightarrow R = \%99,75$$

C - Birleşik Gerilmelerine Göre

a) Etki süreleri göz önüne alınmaksızın hesap edilecek gerilme ortalamalarına göre emniyet katsayısı ve bunun güvenirliliği

$$\bar{\sigma} = (135,77 + 99,46 + 89,44) / 3 = 108,22 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{\sigma} = \sqrt{[(135,77 - 108,22)^2 + (99,46 - 108,22)^2 + (89,44 - 108,22)^2] / 2} = 24,2 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{em} = 600 / 108,22 = 5,544; Z_R = (600 - 108,22) / \sqrt{200^2 + 24,4^2} = 2,44 \Rightarrow R = \%99,35$$

b) Etki sürelerini göz önüne alırsak

$$\bar{\sigma} = (12,58 \cdot 135,77 + 32,8 \cdot 99,46 + 54,62 \cdot 89,44) / 100 = 98,56 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{em} = 600 / 98,56 = 6,088$$

$$S_{\sigma} = \sqrt{[12,58(135,77 - 98,56)^2 + \dots + 54,62(89,44 - 98,56)^2] / 66,67} = 18,16 \text{ N/mm}^2$$

$$Z_R = (600 - 98,56) / \sqrt{200^2 + 18,16^2} = 2,5 \Rightarrow R = \%99,38$$

c) Eşdeğer gerilmesine göre

$$\sigma_{es} = 96,7936 \text{ N/mm}^2; S_{em} = 600 / 96,7936 = 6,199$$

$$S_{\sigma} = \sqrt{[12,58(135,77 - 96,79)^2 + \dots + 54,62(89,44 - 96,79)^2] / 66,67} = 18,21 \text{ N/mm}^2$$

$$Z_R = (600 - 96,79) / \sqrt{200^2 + 18,21^2} = 2,51 \Rightarrow R = \%99,38$$

1.3. Prizdirek Mili

A - Eğilme gerilmesine göre

$$\bar{\sigma} = \sigma = \sigma_{es} = 222,4 \text{ N/mm}^2 \text{ için: } S_{\sigma} = 0; S_{em} = 600 / 222,4 = 2,7$$

$$Z_R = (600 - 222,4) / 200 = 1,89 \Rightarrow R = \%96$$

B - Burulma gerilmesine göre

$$\tau = \bar{\tau} = \tau_{es} = 44,5 \text{ N/mm}^2 \text{ için: } S_{em} = 260 / 44,5 = 5,84; S_{\tau} = 0;$$

$$Z_R = (260 - 44,5) / 86,67 = 2,5 \Rightarrow R = \%99,38$$

C - Birleşik gerilmesine göre

$$\sigma_B = \sigma_{Bes} = \bar{\sigma}_B = 235,37 \text{ N/mm}^2 \text{ için: } S_{em} = 600 / 235,37 = 2,55; S_{\sigma} = 0;$$

$$Z_R = (600 - 235,37) / 200 = 1,82 \Rightarrow R = \%95,56$$

51.4. Avare mili

A -Eğilme gerilmesine göre:

$$\sigma = \bar{\sigma} = \sigma_{eş} = 4,92 \text{ N/mm}^2 \text{ için: } S_{\sigma} = 0; S_{em} = 600 / 4,92 = 121,95;$$

$$Z_R = (600 - 4,92) / 200 = 2,98 \Rightarrow R = \%99,865$$

B - Burulma gerilmesine göre:

$$\tau = \bar{\tau} = \tau_{eş} = 95,2 \text{ N/mm}^2 \text{ için: } S_{em} = 260 / 95,2 = 2,73; S_{\tau} = 0;$$

$$Z_R = (260 - 95,2) / 86,67 = 1,9 \Rightarrow R = \%98,53$$

C - Birleşik gerilmesine göre:

$$\sigma = \bar{\sigma} = \sigma_{Beş} = 164,96 \text{ N/mm}^2 \text{ için: } S_{\sigma} = 0; S_{em} = 600 / 164,96 = 3,64$$

$$Z_R = (600 - 164,96) / 200 = 2,18 \Rightarrow R = \%98,83$$

7. SONUÇLAR

Bu tezde üç ileri ve bir geri vites kutusunun milleri incelenmiştir. Yani Grup dişlisi mili, Çıkış mili, Prizdirek mili ve Avare millerinin ömrü, emniyetliliği ve güvenilirliği hesaplanmıştır. Mil malzemesi 16 Mn Cr 5. Millere birinci, ikinci ve üçüncü viteslerde etki eden eğilme, burulma ve birleşik gerilmeleri ve vites süreleri göz önüne alınarak ömür hesapları yapılmıştır. Wöhler diyagramları (Birikimli hasara göre ve birikimli hasarsız) çizilmiştir. Millerin güvenilirlikleri hesaplanmıştır.

Birikimli (kümülatif) hasar kavramının göz önüne alındığı ömür değerlendirmelerinde Palmgren - Miner bağlantılarının nasıl uygulanabileceği, analitik ve grafik olarak tezde anlatılmıştır ve Numerik değerlendirmeler yapılmıştır.

Kısaca tezde, makina parçalarının veya en genel anlamda konstrüksiyon elemanlarının mukavemet, emniyet ve ömür hesapları, istatistik matematik metodlar göz önünde tutularak, “Güvenirlik” kavramıyla ele alınmıştır. Konstrüksiyon elemanlarını zorlayan etkiler (kuvvetler, momentler) istatistik dağılım fonksiyonlarıyla belirlenebildiği takdirde, güvenilir gerçek etkiler bulabilir. Böylece kullanılan malzemenin istenilen güvenilirlikteki mukavemet sınırları esas alınarak, konstrüksiyon elemanlarının gerçeğe en uygun şekilde boyutlandırılması mümkün olur.

8. KAYNAKLAR

1. TAHRALI , N.; DİKMEN , F.; “ Konstrüksiyon Elemanlarında Güvenirlik ve Ömür Hesapları”. İstanbul 1995.
 2. ÇAKMAK , S.M.; “ Makina Parçalarının Mukavemet Hesapları” . İstanbul 1986.
 3. AKKURT , M.; “ Makina Konstrüksiyonunda Güvenirliğin Esasları” . Makina Müh. Odası Yayın. no: 106, İstanbul 1977.
 4. AKKURT , M.; “ Makina Konstrüksiyonunda Emniyet ve Güvenirlik”. TÜBİTAK 5. Bilim Kongresi Bildiri Kitabı, İstanbul 1975.
 5. ALDEMİR , M.; “ Üç İleri ve Bir Geri Vites Kutusu Hesapları” . Bitirme Proje , YTÜ. İstanbul 1995.
- 

9. ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi
Doğum yeri
Eğitim

21 Nisan 1971
Özbekistan
1978 - 1988 okul
1988 - 1992 Termez üniversitesi
1992 - 1993 Ankara üniver. TÖMER.
1994 YTÜ Mak. Müh. anab. dalı.başl.

