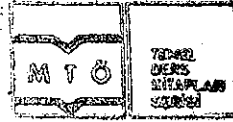




24

CİSİMLERİN DAYANIMI



CİSİMLERİN DAYANIMI

YAZAN :

NURETTİN CURUN

YÜKSEK TEKNİK ÖĞRETMEN OKULU ANKARA 1951



MILLÎ EĞİTİM BAKANLIĞI

MESLEKİ VE TEKNİK ÖĞRETİM KİTAPLARI
ETÜD VE PROGRAMLAMA DAİRESİ YAYINLARI NO. 64

21-5-1986
FERT BALTAÇI

ORTA DERECELİ ENDÜSTRİYEL TEKNİK ÖĞRETİM OKULLARI

CİSİMLERİN DAYANIMI

TEMEL DERS KİTABI

Yazan

NURETTİN CURUN

Ankara Yüksek Teknik Öğretmen Okulu
Mekanik ve Cisimlerin Dayanımı Dersleri
Öğretim Üyesi

BİRİNCİ BASIŞ



DEVLET KİTAPLARI

YÖKSEK TEKNİK ÖĞRETMEN OKULU MATBAASI - ANKARA - 1981

ÖNSÖZ

Cisimlerin Dayanımı, Endüstriyel Teknik Öğretim Okullarımız için önemi olan; Teknik Liselerde ayrı bir ders olarak okutulan bir bilgi dalıdır. Makina Resim Bölümlerinde de, farklı yıllarda değişik isimler altında; bir yıl boyunca haftada dört saatlik bir zaman ayırarak eskiden olduğu gibi okutulmaktadır.

Okullarda bu bilginin, yüksek matematiğe gerek duyulmadan öğretilmesi oldukça nazik bir iştir. Öğrenci sadece Geometri ve Cebir bilgisine dayanarak dayanım problemlerini çözebilmelidir. Günlük yaşamda ortaya çıkan problemler ele alınarak öğrenciye sayısal örnekler verilir ve bunlar yeteri kadar anlatılırsa; öğrencinin öğrenmesi gereken bilgi, kendisine daha kolay verilmiş olur.

Esas olarak bu kitap, Teknik Liselerle Meslek Liselerine gerekli temel metni sağlamak amacını gütmektedir. Her konunun sonunda çözümlü problemler, problemler ve sorular verilerek dersin iyi öğrenilmesi ve öğrencinin araştırmaya yönlendirilmesi sağlanmıştır.

Kendi yaşantımız olmayan deneyler, eğer kendimiz benzer durumlara düşmemişsek, bize çok az şey söyler. Dayanım dersinde yabancı deneyler ancak buna benzer kendi deneylerimizle canlı ve verimli olabilir. Alışılmış düşünme yollarının dışında da nasıl ağır hareket ettiğimizi biliriz. Yapılacak davranış, bilgileri aktarıırken problemlerin yakın çevreden ve bildiğimiz sistemlerin içinden seçilmesidir.

Bu kitabı hazırlarken öğrencinin görüş açısı devamlı olarak gözönünde bulundurulmuştur. Öğrencilere

"Her hakkı saklıdır ve Milli Eğitim Bakanlığına aittir. Kitabın metin ve şekilleri kısmen de olsa hiçbir surette alınıp yayınlanamaz.

Milli Eğitim Bakanlığı Talim ve Terbiye Kurulu'nun 13.5.1981 gün ve 97 sayılı kararı ile Ders Kitabı olarak kabulü uygun görülmüş ve Yayınlar Genel Müdürlüğü'nün 2.6.1981 gün ve 5483 sayılı emirleriyle 1. kez 120.000 Adet üzerinden basılmıştır.

zor gelen kesme kuvveti ile eğilme momentine ait çözüm-
lü problemler çok detaylı olarak işlenmiştir. Aynı ko-
nuya ait metinlerin çok açık ve anlamlı olarak anlatıl-
masına özen gösterilmiştir. Öğrencinin hem yeni bilgi-
leri sindirmek, hem de değişik problemleri çözebilmeye-
rini sağlamak için; çözümlü problemler ve problemlerin
seçiminde gerekli titizlik gösterilmiştir.

Öğrenciler bu derste teknik ve fiziksel düşünme-
yi öğreneceklerdir. Matematik tamamen bilinse bile, bir
çok problemlerde başlangıçta çaresiz kalınabilir. Prob-
lemlere matematik elbisesini giydirmek de ayrı bir alış-
kanlıktır. Bu alışkanlık çalıştıkça artar ve daha önce
anlamsız gelen harfler anlama kavuşur. Problemleri çö-
züncü sonuçların fiziksel anlamları tasarlanmalı ve tar-
tışılmalıdır.

Kitabın öğrencilerimize kendi kendine teknik dil-
le düşünmeyi öğrenmekte yardımcı olmasını dilerim. Öte-
yandan öğretmen arkadaşlarımın da derslerini yürütürken
fayda sağlayacaklarını umarım.

22.8.1980

Nurettin CURUN

İÇİNDEKİLER

Sayfa

BÖLÜM I. GENEL BİLGİLER

1.1. Giriş ve Dayanımın Konusu	1
1.2. Dayanımın İncelediği Cisim	2
1.3. Dayanımın Yöntemi	4
1.4. Dayanımın Prensipleri	4
1.4.1. Katılaştırma Prensipleri	4
1.4.2. Ayırma Prensipleri	5
1.4.3. Eşdeğerlik Prensipleri	6
1.4.4. Saint-Venant Prensipleri	7
1.5. Taşıyıcı Sistemlerin Sınıflandırılması	8
1.6. Prizmatik Çubuklu Sistemlerin Tanıtılması	11
1.7. Taşıyıcı Sistemlere Etki Eden Kuvvetler	15
1.8. Mafsallı ve Dayanma Noktalarındaki Tepkilerin Bulunması	18
1.8.1. Mafsallı Birleştirme	18
1.8.2. Kayıcı Mafsallı Birleştirme	19
1.8.3. Kayıcı Ankastre Birleştirme	20
1.8.4. Ankastre Birleştirme	20
1.9. Dayanım Çeşitleri	21
1.9.1. Çekme Dayanımı	21
1.9.2. Basma Dayanımı	21
1.9.3. Kesme Dayanımı	22
1.9.4. Eğilme Dayanımı	22
1.9.5. Burulma Dayanımı	22
1.9.6. Bileşik Dayanım	23
1.9.7. Narin Çubuklar ve Burkulma Dayanımı	23
1.10. Dış Kuvvetler ve İç Kuvvetler	24
KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI	26

BÜLÖM II. "ÇEKME VE BASMA" DAYANIMI

2.1. Çekme Deneyleri	27
2.2. Çekme Deneyinin Yapılışı	28
2.3. Hooke Kanunu	37
2.4. Bir Çubuğun Öz Ağırlığından Doğan Gerilme ve Şekil Değiştirmenin Bulunması	39
2.5. Eş Dayanımlı Çubuklar	41
2.6. Faturalı Eş Dayanımlı Çubuklar	43
2.7. Eğik (Açılı) Kesitlerdeki Gerilmeler	44
2.8. İnce Kenarlı Silindirler	47
2.9. Gerilme Yığılmaları	50
ÇÖZÜMLÜ PROBLEMLER	53
PROBLEMLER	61
KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI	65

BÜLÖM III. KESME DAYANIMI

3.1. Tanıtım	67
3.2. Perçin Bağlantılarının Hesaplanması	70
ÇÖZÜMLÜ PROBLEMLER	74
KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI	90

BÜLÖM IV. EĞİLME DAYANIMI

4.1. Konuya Giriş	91
4.2. Kirişlerde Kesme Kuvveti (Makaslama) ve Momentler	92
4.3. Çözümlemiş Kesme Kuvveti ve Eğilme Momenti Diyagramları	99
4.4. Düzlem Alanların Düzlemi İçindeki Eksene Göre Atalet Momentleri	105
4.5. Eğilme Formülü	112
4.6. Eğilme Oku	118

ÇÖZÜMLÜ PROBLEMLER	124
PROBLEMLER	137
KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI	142

BÜLÖM V. BURULMA DAYANIMI

5.1. Giriş ve Kabuller	145
5.2. Burulma Formülleri	145
ÇÖZÜMLÜ PROBLEMLER	150
5.3. BURULMAYA ÇALIŞAN DAİRESEL ELEMANLARIN BOYUTLANDIRILMASI	156
5.4. HELİSEL YAYLAR	158
ÇÖZÜMLÜ PROBLEMLER	161
PROBLEMLER	164
KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI	168

BÜLÖM VI. BİLEŞİK DAYANIM

6.1. Giriş	171
6.2. Normal Kuvvet ile Eğilme Momenti	174
6.3. Eğilme ile Burulmanın Birlikte Etki Etmesi	180
ÇÖZÜMLÜ PROBLEMLER	186
6.4. BURULMA MOMENTİ İLE NORMAL KUVVETLERİN BİRLİKTE ETKİ ETMESİ	193
PROBLEMLER	197
KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI	201

BÜLÖM VII. BURKULMA DAYANIMI

7.2. Euler Formülünün Kullanılması	217
7.3. Tetmajer Formüllerinin Kullanılması	220

	<u>Sayfa</u>
7.4. ω Metodu	220
7.5. Kontrol Problemi	222
7.6. Boyutlama Problemi	223
ÇÜZÖMLÜ PROBLEMLER	223
PROBLEMLER	227
KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI	230

BÖLÜM VII. ÖZEL KONULAR

8.1. Konuya Giriş	231
8.2. Tekrarlanan Yük Yorulma	231
8.3. Tek Eksenli Halde Kuvvetin Tekrarı	232
8.4. Yorulmaya Tesir Eden Faktörler	241
8.5. Yorulma Tesiriyle Kopan Kesitlerin İncelenmesi	245
 EK TABLOLAR	249
MALZEME ÇEVRELLERİ	265
YUNAN ALFABESİ	267
TERİMLER SÖZLÜĞÜ	268
İNDEKS	270

BİRİNCİ BÖLÜM

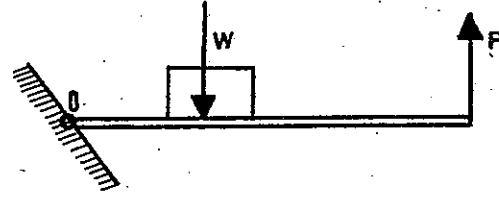
GENEL BİLGİLER

1.1. GİRİŞ VE DAYANIMIN KONUSU

Cisimlerin Dayanımı, kuvvetlerin mekanik dersinde başlanmış olan incelenmesini daha geniş olarak ele alır. Bu iki konu arasında kesin bir ayrılık vardır. Mekanik, katı cisimlere etki eden kuvvetler arasındaki bağıntı ile uğraşır.

Cisimlerin Dayanımı, dışarıdan uygulanan yükler ile, bunların cismin içindeki etkileri arasındaki bağıntıyı inceler. Bundan başka cisimlerin ideal katı cisimler olmadığı ve değeri küçük de olsa, şekil değiştirmenin başlı başına dikkate değer bir konu olduğu kabul edilir.

Mekanik ile cisimlerin dayanımı arasındaki fark, aşağıdaki örnek yardımı ile daha açık olarak anlaşılır. Şekil 1.1 de görüldüğü gibi bir yükü kaldırmak için P gibi bir kuvvet gereklidir. Bu P kuvvetinin bulunması,

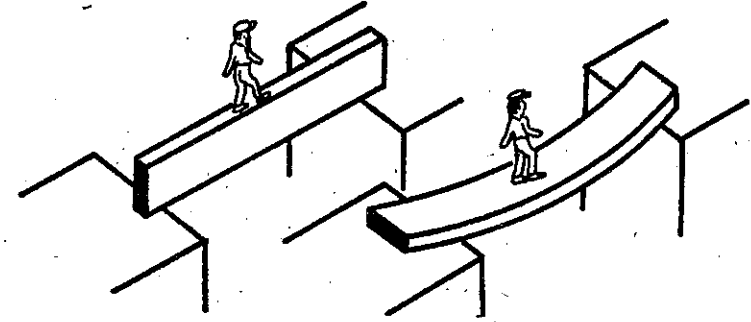


Şekil-1.1

statik konusuna ait basit bir problemdir. Statikte bu problemi çözerken kaldırıcın hem şeklini bozmadığını, hem de istenilen hareketi sağlayacak kadar kuvvetli olduğunu varsayabiliriz. Fakat cisimlerin dayanımı çözümü daha ileriye götürür; kaldırıcın kırılmaması ve cismi kaldırmadan önce eğilmemesi için gerekli araştırmayı yapar.

Derin, içi su dolu bir çukurun üzerine bir tahtanın konmuş olduğunu varsayalım. Tahtadan yürüyüp çukurun karşısına geçmek istiyorsunuz; olabilir ki tahtanın ortası çok fazla çöker, ayaklarınız suya girer ve hasta olursunuz. Tahta çok zayıf olursa, ağırlığınızla kırılır ve suya düşersiniz. Bu iki durumu aklınızda tutarsanız, dayanımın iki temel problemini anlamış olursunuz. Yüklenmiş bir cismin boyutlarını o şekilde hesaplamalıyız ki; ne şekil değiştirmeler, ne de iç kuvvetler büyük olsun. Birinci durumda tahtanın çökmesi çok fazladır, ikinci durumda ise kuvvetin etkisi büyük olduğundan tahta kırılmıştır. Şekil 1.2.

"Ne eğilmeli, ne kırılmalı" sözünde dayanımın iki temel problemi dile gelmektedir. Büyük bir şekil değişimine sadece bazı özel durumlarda izin verilir, örneğin yaylar. Daha az yer verilen bazı durumlarda ise, belirli bir makina elemanının, daha önce belirtilen bir kuvvet altında kırılması istenir, örneğin güvenlik sistemleri.



Şekil-1.2

Bütün makina parçalarına, yapılan inşaatlara belli fizik boyutların verilmesi gerekir. Bu tip parçaların boyutları, cisme gerçekte etkiyen veya ileride etkiyecek kuvvetleri güvenle taşıyabilecek biçimde seçilmelidir. Şu halde, bir basınç kabının duvarlarının dayanımı iç basınca dayanacak tarzda olmalı; bir makinanın mili istenilen momenti iletecek ölçüde seçilmelidir. Bu istenilenler verilen bir malzeme için en ucuz bir şekilde karşılanmalıdır. Böylece dayanımda ele alınan problemler şöyle özetlenebilirler:

1. Taşıyıcı sistemi oluşturan elemanların boyutlandırılması,
2. Boyutları bilinen bir elemanın taşıyabileceği dış yükün belirlenmesi veya gerilme kontrolü,
3. Dış yükler etkisindeki elemanların şekil değiştirmelerinin sayısal olarak bulunması.

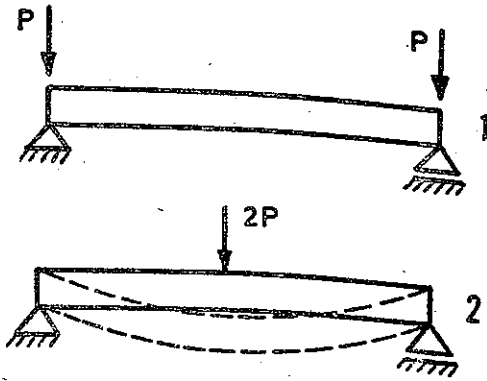
1.2. DAYANIMIN İNCELEDİĞİ CİSİM

Cisimlerin Dayanımı, şekil değiştiren cisimleri inceler. Şekil değiştiren bu katı cisim, aynı zamanda Homojen ve İzotrop bir katı cisimdir. Homojen demek,

1.4.3. Eşdeğerlik Prensibi

Tepkilerin bulunmasında, bileşenlerin etkisi kullanıldığı gibi, bileşkenin etkisi de kullanılabilir. Rijit cisimlerde bileşke yerine bileşenlerin veya bileşenler yerine bileşkenin kullanılmasına Eşdeğerlik Prensibi adı verilir. Şekilde üzerinde iki kuvvet bulunan bir basit kiriş görülüyor. Bu kirişin dayanak tepkilerini denge denklemleri ile bulabiliriz.

Şimdi de, bu iki kuvvetin bileşkesini alarak tek bir kuvvet durumuna getirelim. Statik olarak şekil değiştirme ile ilgimiz olmadığından iki kuvvet yerine bileşke koyabiliriz. Eşdeğerlik Prensibi Statikte geçerli olup, dayanımda geçerli değildir. Çünkü, iki kuvvetin yapacağı şekil değişimi ile bileşkenin ortadan etkisi ile oluşan şekil değişimi farklıdır. Şekil 1.5.



Şekil-1.5

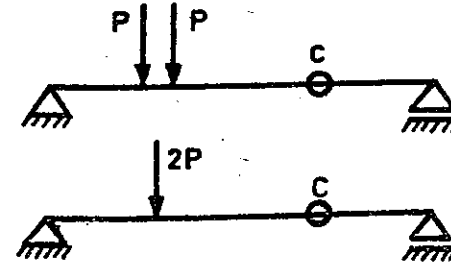
Aynı şekilde rijit cisimler mekaniğinde kuvvet, kayan bir vektörle gösterilir; doğrultusu üzerinde yer değiştirebilir. Cisimlerin Dayanımı buna izin vermez. Dayanımda kuvveti kayan vektörle gösterecek olursak, çekilme etkisi basılmaya, basılma etkisi ise çekilmeye dönüşür. Bu ise gerçekte karşılaştığımız problem değildir. Şekil 1.6.



Şekil-1.6

1.4.4. Saint - Venant Prensibi

Statikte geçerli olan eşdeğerlik, bazı koşullarla şekil değiştiren cisimlerde de geçerli olur. Bu koşullara Saint - Venant Prensibi adı verilir. Buna göre kuvvetler birbirine yakın olmalı ve gözönüne alınan noktalar, bu bölgeden yeteri kadar uzakta bulunmalıdır. Bu koşullar varsa, kuvvetler yerine eşdeğer olarak bileşke şekil değiştiren cisimlerde de kullanılabilir. Şekil 1.7.



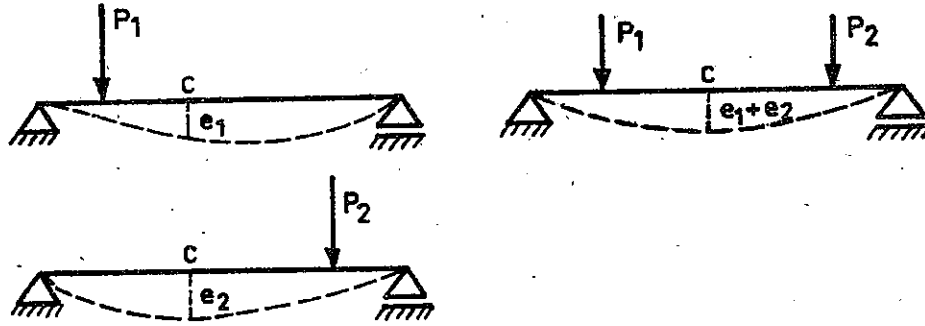
Şekil-1.7

1.4.5. Süperpozisyon Prensibi

Katılaştırma prensibi uyarınca denge denklemlerinin, şekil değiştirmesini tamamlamış bir sistem için yazılması gerekir. Ancak şekil değiştirmeler genellikle diğer boyutlar yanında çok küçük olabilir. Bu durumda yaklaşık olmakla beraber, denge denklemleri sistemin şekil değiştirmemiş konumu için yazılabilir ki, bu

gidilen yol esas alınarak süperpozisyon geçerli olur.

Şekildeki basit kirişte P_1 dış kuvvetinin oluşturduğu c noktasındaki yer değiştirme e_1 ; P_2 dış kuvvetinin aynı kirişte tek başına bulunduğu zaman c noktasındaki yer değiştirme e_2 olsun. Aynı anda P_1 ve P_2 kuvvetlerinin birlikte oluşturdukları yer değiştirme $e_1 + e_2$ olur. Buna süperpozisyon prensibi denir. Şekil 1.8.



Şekil-1.8

1.5. TAŞIYICI SİSTEMLERİN SINIFLANDIRILMASI

Taşıyıcı sistemler hesaplanma yöntemlerine göre ikiye ayrılırlar :

1. İzostatik Sistemler
2. Hiperstatik Sistemler

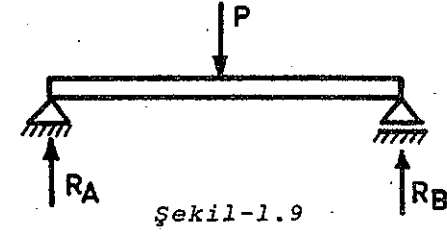
Taşıyıcı sistemler boyutlarının birbirine göre durumu gözönüne alınarak üçe ayrılırlar:

1. Prizmatik Çubuklu Sistemler
2. Yüzeysel Taşıyıcı Sistemler
3. Üç Boyutlu Taşıyıcı Sistemler

1. İzostatik Sistemler

Mekanik dersinden bilindiği gibi, Statikte kul-

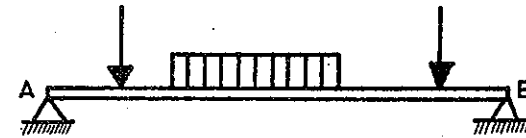
lanılan denge denklemleri üç tanedir. Eğer sistemde üç bilinmeyen varsa, bu üç denklem yardımı ile üç bilinmeyen çözülebilir. Bilinmeyen sayısı denklem sayısından fazla olmayan ve denge denklemleri ile çözülebilen bu sistemlere İzostatik Sistemler denir. Şekil 1.9.



Şekil-1.9

2. Hiperstatik Sistemler

Şekildeki kiriş iki ucunda, hareketsiz dayanaklara oturmaktadır. A, B tepki kuvvetlerinin ikişer bileşeni vardır. Bu dört bilinmiyenin bulunmasına, üç denge şartı yetmiyeceğinden A, B tepki kuvvetleri bulunamaz; bunlar bulunamayınca herhangi bir kesitteki iç kuvvetler de tamamen belirtilemez. O halde, iki dayanağı da sabit olan kiriş hiperstatiktir. Şekil 1.10.

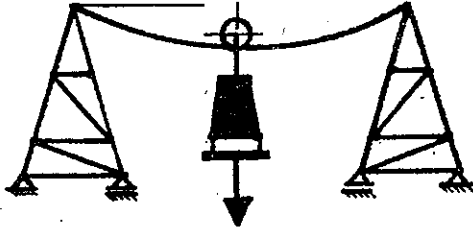


Şekil-1.10

1. Prizmatik Çubuklu Sistemler

Bunlara bir boyutlu sistemler de denir. Bu sistemlerin iki boyutu üçüncü boyutları yanında küçüktür. Bu nedenle eksenleri ile gösterilirler. Eksen, çubuk

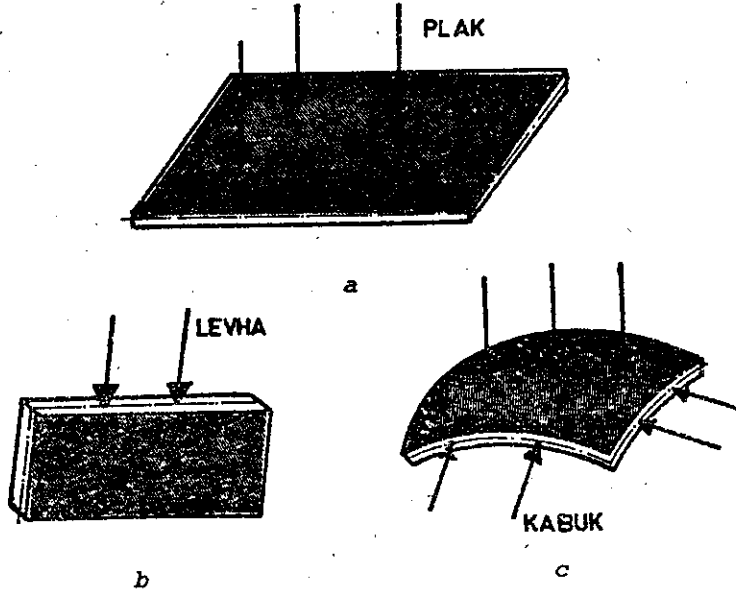
enkesitlerinin ağırlık merkezlerinden geçen bir doğru veya eğridir. Çubuk sistemler dolu gövdeli veya kafes sistem şeklinde olabilirler. Şekil 1.11.



Şekil-1.11

2. Yüzeysel Taşıyıcı Sistemler

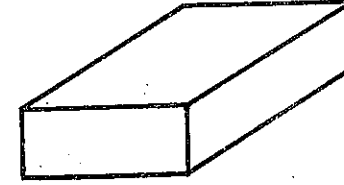
Bu sistemlerde bir boyut diğer iki boyut yanında küçüktür. Taşıyıcı sistem düzlem yüzey olursa, kuvvetlerin etki durumuna göre levha ve plak olarak ikiye ayrılır. Taşıyıcı sistem eğri yüzey durumunda ise şekilde görüldüğü gibi kabuk adını alır. Şekil 1.12.(a,b,c)



Şekil-1.12

3. Üç Boyutlu Taşıyıcı Sistemler

Üç boyutu birbirine yakın olan taşıyıcı sistemlere denir. Şekil 1.13.

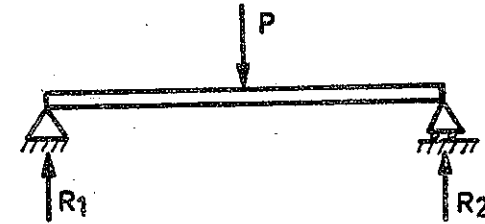


Şekil-1.13

1.6. PRİZMATİK ÇUBUKLU SİSTEMLERİN TANITILMASI

a. Basit Kirişler

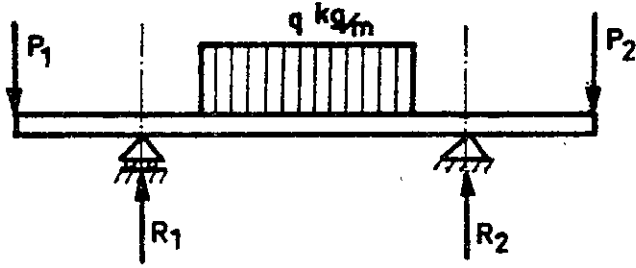
Bir ucunda sabit öbür ucunda hareketli dayanağa oturan çubuklara basit kiriş adı verilir. Bütün kuvvetlerin kiriş düzlemi içinde etki ettikleri ve hareketli dayanağın da, aynı düzlem içinde yatay bir doğru boyunca sürtünmesiz hareket ettiği kabul edilir. Şekil - 1.14.



Şekil-1.14

b. Çıkmalı Kirişler

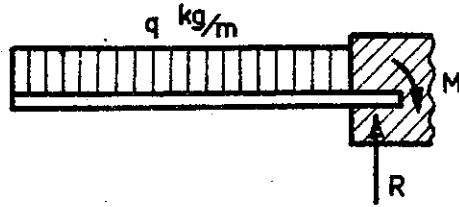
Biri mafsallı ve sabit, diğeri mafsallı ve hareketli iki dayanağa oturan düzlem bir kiriş anlaşılır. Kirişin uçları mafsallardan dışarı uzanmıştır. Şekil - 1.15.



Şekil-1.15

c. Konsol Kirişler

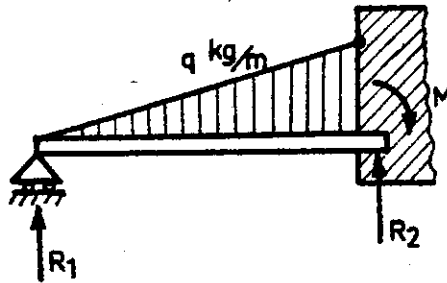
Bir ucu ankastre olup, tek taraflı taşınırlar. Bu uç aynı zamanda kirişin dönmesine karşı koyacak dayanımdadır. Şekil 1.16.



Şekil-1.16

d. Destekli Kirişler

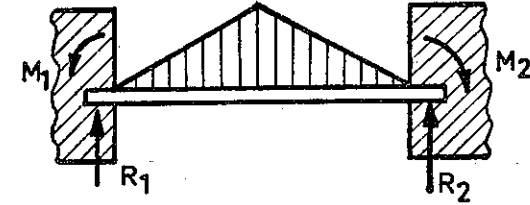
Bu kirişlerin bir ucu ankastre, diğer uçları ise şekildeki gibi mafsallıdır. Şekil 1.17.



Şekil-1.17

e. İki Ucu Ankastre Kirişler

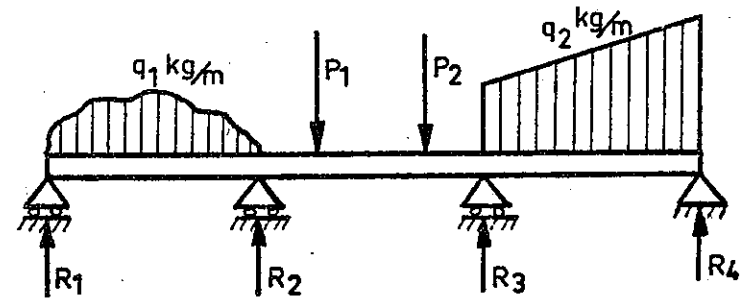
Şekilde görüldüğü gibi bu kirişler iki ucundan ankastre edilmişlerdir. Şekil 1.18.



Şekil-1.18

f. Sürekli Kirişler

Sürekli elemanların ara noktalarına dayanaklar yerleştirilecek olursa, böyle kirişlere sürekli kirişler denir. Şekil 1.19.

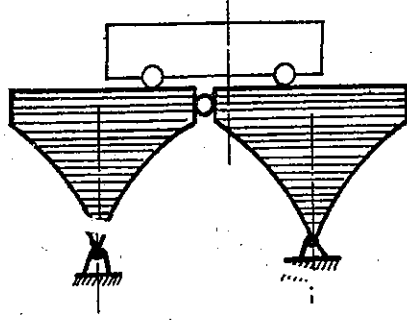


Şekil-1.19

g. Mafsallı Kirişler (Gerber Kirişleri)

Bazan kirişlere menteşeler konulabilir. Bir mafsal momente momentle karşı koyamaz, çünkü döner. Ancak yatay ve düşey dış kuvvetlere karşı mafsal tepki verebilir. Bu özellikten faydalanılarak akarsuların üzerine yapılan köprülere mafsallar konur. Akarsular

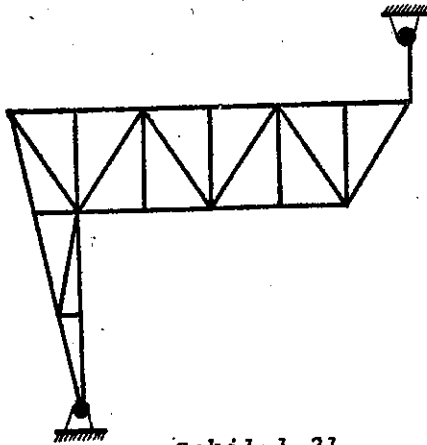
zamanla zemini aşandırır ve köprü ayaklarının altını boşaltarak havada bırakırlar. Köprüden geçen hareketli yükler etkisi ile ayaklar oturduğu zaman birleştirme mafsallı olduğundan çatlamanın önüne geçilmiş olur. Mafsallı sayısı sistemi oynak yapmayacak şekilde seçilmelidir. Şekil 1.20.



Şekil-1.20

h. Kafes Kirişler

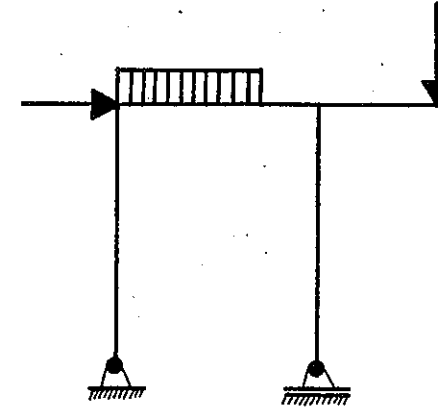
Çubuklardan oluşmuş ve birbirlerine düğümlerde bağlanmış ve bütün çubuk elemanlarının bir düzlem içinde bulunduğu sistemlere kafes sistemler denir. Kafes sistemlerde kuvvetler düğüm noktalarına etki eder ve kaynak veya perçinle birleştirilmiş olsa da; hesaplama sürtünmesiz mafsallı birleştirme durumuna göre yapılır. Şekil 1.21.



Şekil-1.21

1. Çerçeveler

Bir düzlem içinde (doğrusal veya eğrisel) çubuk veya başka elemanların birbirine (herhangi bir noktalarından) mafsallanmaları ile oluşan rijit sistemlere çerçeve denir. Çerçevelerde kafeslerdeki şartlar yoktur. Aşağıda bir çerçeve görülüyor. Şekil 1.22.



Şekil-1.22

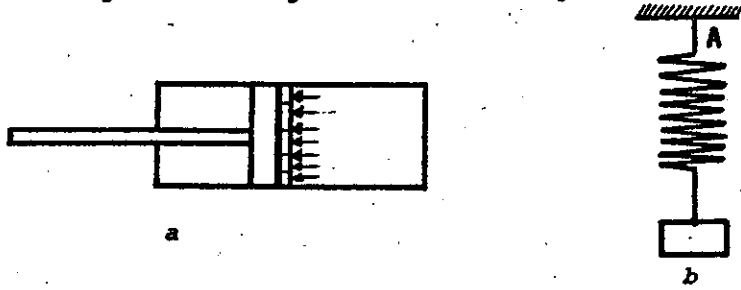
1.7. TAŞIYICI SİSTEMLERE ETKİ EDEN KUVVETLER

Cisimlere etki eden kuvvetleri durumlarına göre bir sınıflandırmaya sokabiliriz. Bu kuvvetlerin şiddetleri esas alınır, bu şiddetin zamanla değişip değişmemesine göre :

- Şiddetleri zamanla değişmeyen kuvvetler
- Şiddetleri zamanla değişen kuvvetler

olarak ikiye ayrılır. Bunlara bazan statik etkiler ve dinamik etkiler adları da verilir. Örneğin şekildeki piston koluna etki eden kuvvet zamana bağlı olarak değişir. Gene şekildeki yaya asılı cismin bir titreşim hareketi yapması ile yayın A ucuna etki eden kuvvet zamanla değişecektir. Şiddetleri zamanla değişmeyen

kuvvetlere örnek olarak, sistemlere ve elemanlara etki eden ağırlıkları gösterebiliriz. Şekil 1.23.(a,b)



Şekil-1.23

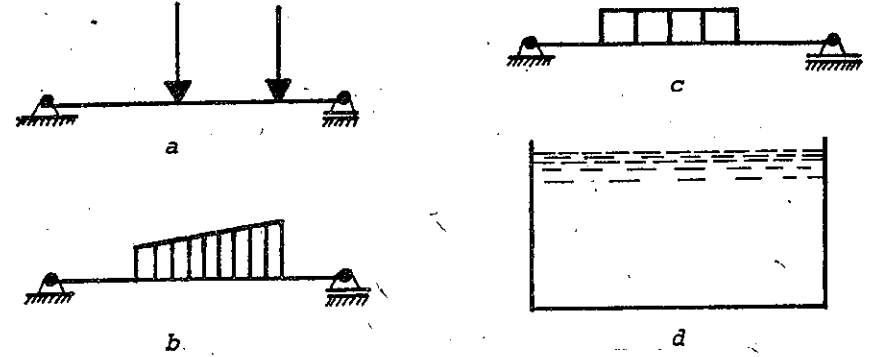
Cisimlere etki eden kuvvetlerin belli bir noktaya etki edip etmediğine göre :

- Tekil Kuvvetler (nokta yükler)
- Yayıllı Kuvvetler

olmak üzere ikiye ayrılırlar. Tekil kuvvetlere konsantre kuvvet veya nokta kuvvet adları da verilir. Yayıllı kuvvetler de yayılış şekillerine göre :

- Uzunluğa Yayıllı
- Alana Yayıllı

olarak ikiye ayrılır. Uzunluğa yayılı kuvvetlere örnek olarak bir çubuğun veya kirişin ağırlığı, alana yayılı kuvvetlere örnek olarak bir su kabının dibine veya yanal yüzüne etki eden basınç kuvvetleri gösterilir. Uçakların uçuş sırasında kanatlarına yapılan hava basıncı etkisi, bir geminin hareket ederken gördüğü deniz suyu karşı koyması, bir yapıya etki eden rüzgâr etkisi de aynı şekilde örnek olarak gösterilebilir. Yayıllı yükün birim uzunluğa veya birim alana gelen kısmına yayılı yükün şiddeti denir. Bu şiddet sabit kalacak olursa, bu yüke üniform yayılı yük veya düzgün yayılmış yük denir. Şekil 1.24.(a,b,c,d)



Şekil-1.24

Uygulanan yükleri, uygulama noktalarının sabit veya hareketli olmasına göre de:

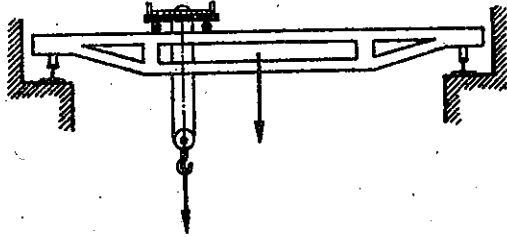
- Sabit (hareketsiz) Yükler
- Hareketli Yükler

diye ikiye ayırabiliriz. Sabit yükler, örneğin bir kirişin üzerinde bulunan ve yerini değiştirmeyen yüklerdir. Hareketli yüklere örnek olarak bir tamir atelyesinde veya bir döküm atelyesinde kullanılan vinci gösterebiliriz. Örneğin bir gezer köprüde köprü raylara göre, köprü üzerindeki araba da köprüye göre hareketlidir. Bundan dolayı raylara gelen kuvvetler her an değişmektedir.

Uygulamada önemli olan ve basit dayanaklı kirişe etki eden hareketli yükler aşağıdaki gibi sınıflandırılır:

1. Tek bir kuvvetin hareket etmesi
2. Aralarındaki uzaklık sabit kalmak üzere iki tek kuvvetin hareket etmesi
3. Aralarındaki uzaklık sabit kalarak ikiden fazla tek kuvvetin hareket etmesi

Hareketli yükler için genellikle en kötü yükleniş esas alınır ve hareket hızından meydana gelen çarpma etkilerini karşılamak üzere, çarpma katsayısı denen ve (1) den büyük bir (x) sayısı ile hareketli kuvvetler çarpılır. Bundan sonra, kuvvetler statik etki ediyormuş gibi alınarak hesap yapılır. Şekil 1.25.



Şekil-1.25

1.8. MAFSAL VE DAYANMA NOKTALARINDAKİ TEPKİLERİN BULUNMASI

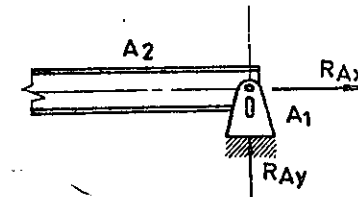
Cisimler tek başlarına boşlukta duramazlar. Bunlar başka cisimlerle bağlantı halindedirler. Böyle birbirini ile ilgili olan cisimlerden birine uygulanan bir kuvvet, diğerine de iletir. Bağlantının şekline göre de iletilen kuvvetler değişir.

Bir cisim düzlemde x ve y doğrultularında doğrusal ve xy düzlemi içinde de dönme hareketi yapabilir. Demek ki, bir cismin düzlemde üç hareket serbestisi vardır. Bir cismin bu hareket serbestilerinden biri veya hepsi yok edilebilir. Bu da ilgili cisimler arasındaki bağlantı şekline (mafsala) bağlıdır.

1.8.1. Mafsallı Birleştirme

A_1 sabit cismine A_2 cismi o noktasında mafsalla bağlanmıştır. A_2 cismi o noktası etrafında dönebilir.

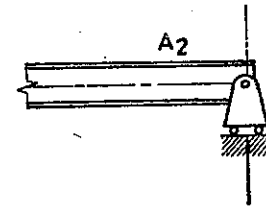
(xy düzlemi içinde). Böyle bir bağ ile cismin iki doğrultudaki hareket kabiliyeti önlenmiştir. A_2 cismine bir kuvvet etki ettiğinde bunu mafsal ile A_1 cismine geçirir; A_1 cismi sabit olduğundan düşey kuvvete düşey kuvvet ile, yatay kuvvete yatay kuvvet ile tepki gösterir. Bu tepkiler aşağıdaki şekilde R_{Ax} ve R_{Ay} olarak gösterilmiştir. Bileşke tepkiyi bulmak için birbirine dik olan bu iki kuvvetin bileşkesini almak gerekir. Şekil 1.26



Şekil-1.26

1.8.2. Kayıcı Mafsallı Birleştirme

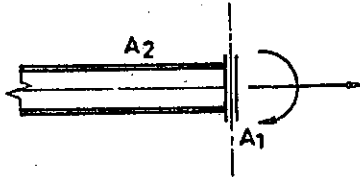
Böyle bir bağlantıda cismin bir doğrultudaki hareketi önlenir. Şekildeki sistemde A_2 cismi sürtünmesiz makaralar üzerinde olduğundan, yatay hareketini; pimli olduğundan dönme hareketini yapabilir. Bu durumda sadece düşey tepki olur, yatay tepki olmaz. Bu tip bağlantıda hareket serbestisi ikidir, statik değer ise birdir. Şekil 1.27.



Şekil-1.27

1.8.3. Kayıcı Ankastre Birleştirme

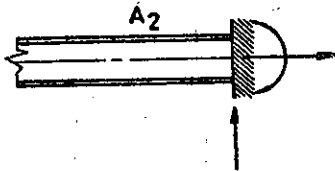
Bu tip bağlantıda hareket kabiliyetine sahip olan cisim, düzlem içinde dönemez; dolayısıyla A_2 cismine bağlı olan A_1 , cisme gelen momente momentle karşı koyar. Burada A_2 cismi y doğrultusunda A_1 e bağlı kalmak koşulu ile hareket edebilir. Böyle bir bağ şeklinde hareket serbestisi bir ve statik değer ikidir. Bağlanma noktasında yatay bir kuvvet tepkisi ile bir moment tepkisi oluşur. Düşey hareket önlenmediğinden bu doğrultuda bir tepki olmaz. Şekil 1.28.



Şekil-1.28

1.8.4. Ankastre Birleştirme

İki cisim sıkıca birbirlerine bağlanmıştır. Bu durumda A_2 cisminin üç hareket kabiliyeti önlenmiştir. Böyle bir bağda, hareket serbestisi sıfır, statik değer ise üçtür. Yatay tepki, düşey tepki ve moment tepkisi olarak üç tane tepki oluşur. Şekil 1.29.

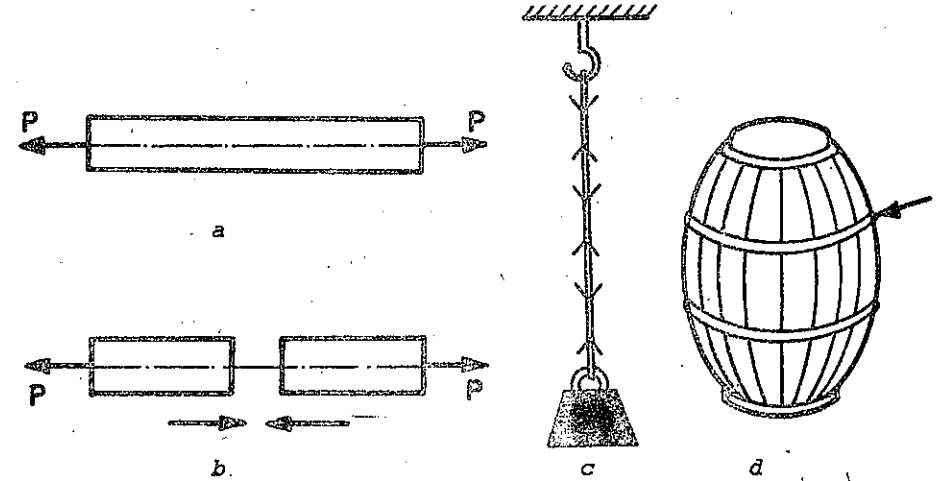


Şekil-1.29

1.9. DAYANIM ÇEŞİTLERİ

1.9.1. Çekme Dayanımı

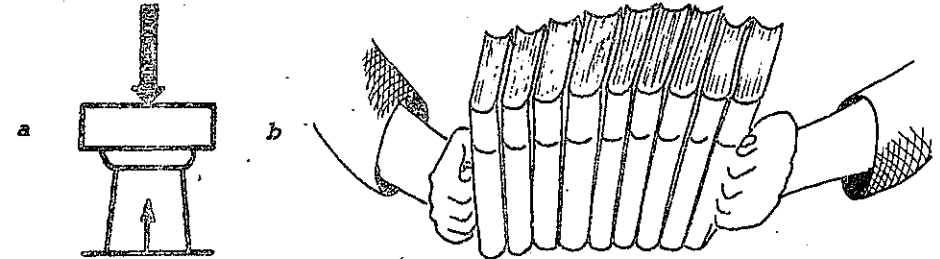
Şekildeki çubuk, eksenî boyunca etkiyen iki kuvvetle çekilmektedir. Bu çubuğa çekmeye zorlanıyor denir, kuvvetlerin etkisi ile çubuğun boyu uzar. Şekil-1.30. (a,b,c,d)



Şekil-1.30

1.9.2. Basma Dayanımı

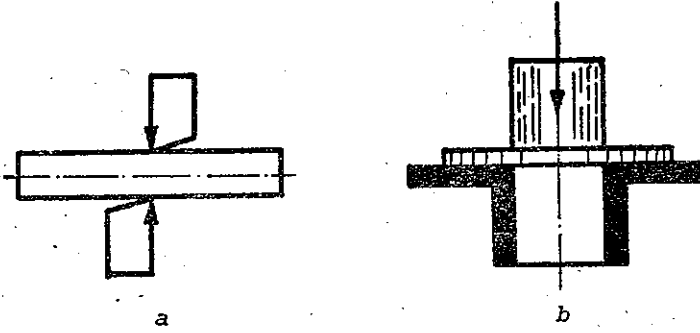
Şekildeki çubuk, eksenî boyunca etkiyen iki kuvvet altında basılma etkisindedir. Bu çubuk basınca zorlanıyor denir, kuvvetlerin etkisi ile çubuğun boyu kısalır. Bu tanımda, çubuk boyunun eğilme oluşturmaya-cak kadar kısa olduğu kabul edilmiştir. Şekil 1.31. (a,b)



Şekil-1.31

1.9.3. Kesme Dayanımı

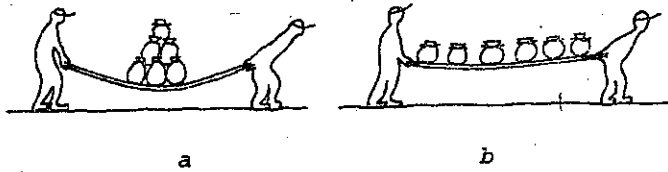
Şekildeki çubuğa etkiyen eşit büyüklükte ve birbirine zıt yöndeki kuvvetler, çubuğun parçalarını bu kesitte birbirinden kaydırmaya, kesmeye çalışmaktadır. Bu çubuğa kesilmeye çalışıyor denir. Şekil 1.32. (a,b)



Şekil-1.32

1.9.4. Eğilme Dayanımı

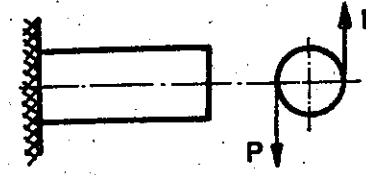
Eğilmeye zorlanan bir çubukta, kuvvet çubuk eksenine dik olarak etkir ve bu eksen eğri bir hale getirir. Şekil 1.33. (a,b)



Şekil-1.33

1.9.5. Burulma Dayanımı

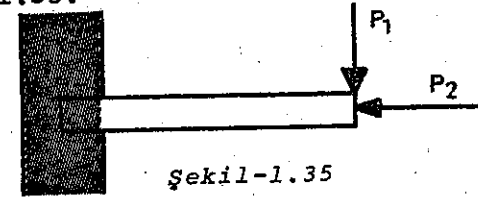
Şekildeki ankastre çubuk, iki kuvvetin etkisindedir. Bu iki kuvvetin oluşturduğu kuvvet çifti, çubuğun kesitlerini burmaya çalışır. Şekil 1.34.



Şekil-1.34

1.9.6. Bileşik Dayanım

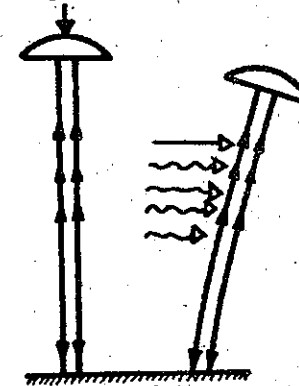
Bir elemanda birden fazla zorlanma olabilir. Örneğin aynı anda hem çekilme, hem eğilme, hem de burulma varsa, boyut bulma bunların hepsini kapsayacak şekilde yapılır. Şekil 1.35.



Şekil-1.35

1.9.7. Narin Çubuklar ve Burkulma Dayanımı

Şimdiye kadar, yüklenmiş çubuğun ilkel formunu hemen hemen hiç değiştirmediğini kabul ettik. Oysa ince uzun (narin) elemanlara eksen doğrultusunda basma kuvvetleri uygulanırsa çubuk eksen bozulur. Bir doğru parçası olan eksen, bir eğri durumunu alır. Narin çubuklarda dayanımın, kritik yük denilen ve çubuğun bağlantı şekline bağlı olan bir değerle kontrol edilmesi gerekir. Şekil 1.36.



Şekil-1.36

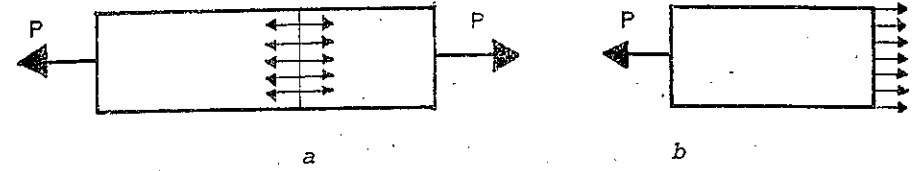
1.10. DIŞ KUVVETLER VE İÇ KUVVETLER

Doğadaki bütün kuvvetlerin çift olarak bulunduğunu ve her çifti oluşturan iki kuvvetin, birbirine eşit ve zıt yönde olduğunu biliyoruz. Bu çift kuvvetler ya iki ayrı cisim arasında olur veya aynı bir cismin iki ayrı parçası arasında bulunur. İlk halde kuvvetlere dış kuvvetler, ikinci halde iç kuvvetler adı verilir.

Örneğin, döşeme üzerinde duran bir tornayı düşünelim. Dünyanın torna üzerinde bir çekme kuvveti vardır ki buna tornanın ağırlığı denir. Sadece yerçekimi altında cisim dengede kalamaz, önünde hiç bir engel olmasa dünyanın merkezine doğru hareket eder. Ancak döşeme bu hareketi engellemektedir. Döşeme torna ağırlığına eşit ve zıt yönde bir kuvvet uygulayarak dengeyi oluşturur. Burada etki ve tepki cisme başka cisimler tarafından uygulanmaktadır, bunlara dış kuvvetler denir. Buna göre kirişlerdeki dayanak kuvvetleri dış kuvvetlerdir.

Şekildeki çubuğun iki tarafından P kuvvetleri ile çekildiği görülmektedir. Bu çubuğu ayırma prensibi ile ikiye ayıralım. Her parçanın dengesini ele alarak iç kuvvetler hakkında bilgi edinebiliriz.

Çubuk P kuvvetlerinin etkisindeyken dengededir ve biraz uzar. Kuvvetler kaldırılınca çubuk kısalır, bu kısalmadan da çubuk içinde çekme sırasında bir takım kuvvetlerin meydana geldiği anlaşılır. Bu kuvvetlere iç kuvvetler adı verilir. İç kuvvetler çift yönlüdür ve çubuğa iki taraftan etki eden P kuvvetlerini dengelerler. Çubuk bütün olduğu zaman ilgili kesitteki kuvvetler iç kuvvet ise de, yüzey boyunca cismin bir kısmını kesip ayırsak, iç kuvvetler dış kuvvet olarak işlem görürler. Şekil 1.37. (a,b)



Şekil-1.37

İç kuvvetleri öğrenebilmek için kesme düzlemi çubuk eksenine dik alındığı gibi, açılı alınabilir. Kesit düzlem yüzey yerine eğri bir yüzey ile de kesilebilir. Kuramsal olarak yapılan bu kesme işlemine daha önce öğrenildiği gibi ayırma prensibi adı verilir. Dayanım dersinde dik kesitlerdeki ve açılı kesitlerdeki iç kuvvetleri bulurken bu prensipten fayda sağlanacaktır.

KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI

1. Rijit Cisimler Mekaniği ile, Cisimlerin Dayanımı arasındaki farkı belirtiniz.
2. Cisimlerin Dayanımı hangi sorunlarla ilgilenir ?
3. Katılaştırma Prensibi ne demektir ?
4. Saint Venant Prensibi hakkında bilgi veriniz.
5. Taşıyıcı sistemleri sınıflandırınız.
6. Basit kiriş neye denir ?
7. Gerber kirişi neye denir ?
8. Kafes kiriş hakkında bilgi veriniz. Bu kirişleri okulunuzda ve çevrenizde nerelerde görüyorsunuz ?
9. Dayanımda kuvvetleri doğrultuları üzerinde kaydırmak doğru mudur ?
10. Eşdeğerlik Prensibi bu bilim dalında geçerli olur mu?
11. Mafsallı birleştirme ve kayıcı mafsallı birleştirme arasındaki farkı anlatınız.
12. Narin (ince uzun) çubuklarla kısa kalın çubuklar arasında şekil değişimi bakımından ne fark vardır ?
13. Dayanım şekillerini çizerek anlatınız.
14. Dış ve iç kuvvetler arasındaki farkı belirtiniz.
15. Cisimlerin Dayanımı bilim dalına katkıda bulunan bilim adamları hakkında öz bir yazı hazırlayınız.

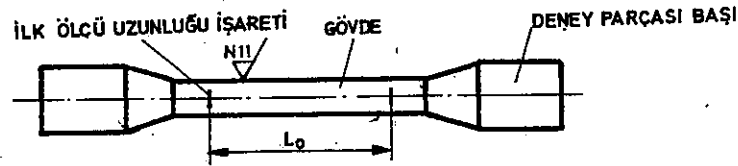
İKİNCİ BÖLÜM

«ÇEKME ve BASMA» DAYANIMI

2.1. ÇEKME DENEYLERİ

Metalik malzemenin çekmedeki ve basmadaki özelliklerini öğrenebilmek için deneyler yapılır. Mekanik özelliklerin araştırılmasında en fazla çekme deneyi kullanılır. Basma deneyi başlıca taş, beton ve dökme demir gibi gevrek malzemenin denenmesi için uygulanan bir yöntemdir.

Çekme deneyinde kullanılan deney parçası, öncelikle orantılı deney parçası olarak seçilmelidir. Orantılı deney parçası, geometrik olarak birbirine benzeyen ve ilk ölçü uzunluğu ile ilk kesit alanı arasında $L_0 = K\sqrt{A_0}$ bağıntısı bulunan deney parçasıdır. Burada L_0 = ilk ölçü uzunluğu, A_0 = ilk kesit alanı ve K değişmezi 4; 4,5 ; 5,65 ; 8,16 veya 11,3 değerlerine eşit olabilir. İlk ölçü uzunluğu, deneye başlamadan önce, deney parçası üzerinde işaretlenen ölçü uzunluğudur. Şekil 2.1.



Şekil-2.1

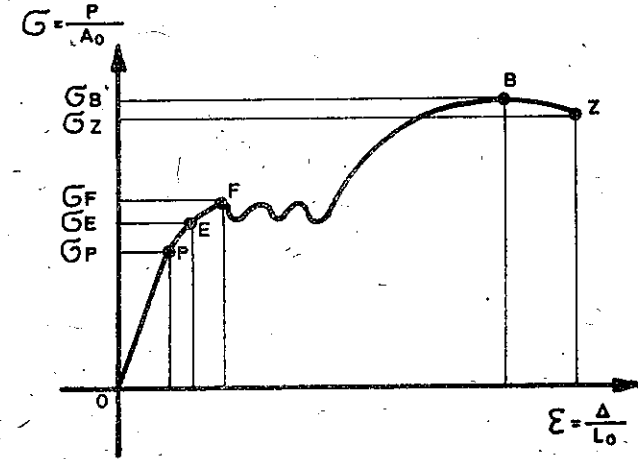
Deney parçaları, malzeme çeşitlerine göre tezgah-
ta işlenir veya malzemeden doğrudan doğruya kesilerek
veya kalıpta hazırlanır. Genellikle, deney parçasının
tipi ve boyutu deneyi yapılan malzemenin mekanik özel-
likleri gözönüne alınarak kendi standardındaki esasla-
ra göre seçilir. Numune alınmasında ve deney parçasının
hazırlanmasında malzemenin mekanik özelliklerini etki-
lemeyecek şekilde işlem yapılmalıdır. Örneğin alev ve-
ya makasla kesme işlemlerinde, kesme yerinde özellik
değişmesi olur. Bu durumda deney parçası, kesilen kıs-
mın en az 20 mm uzağından çıkarılmalıdır. Talaş kaldır-
ma işlemlerinde talaş kaldırma hızı, sıcaklık değişimi
oluşturmayacak ve malzemenin mekanik özelliklerini de-
ğiştirmeyecek şekilde olmalıdır. Deney parçası üzerin-
de herhangi bir çentik bulunmamalıdır.

Deney parçasının kesiti yuvarlak, kare, dikdört-
gen veya başka bir geometrik şekilde olabilir. Kesitin
dikdörtgen olması halinde genişliğin kalınlığa oranı
8:1 den çok olmamalıdır.

2.2. ÇEKME DENEYİNİN YAPILIŞI

Çekme deneyinde, deney çubuğu çekme makinasının
çeneleri arasına sıkıştırılır. Makina üzerinde bir de
kuvveti ölçecek kaydedici düzen vardır. Yük ile uzama
arasındaki ilişki, diyagram olarak istendiğinde uygula-

nan yük dikey eksen ve uzama yatay eksen üzerinde bir
diyagramda gösterilir. Uzunluktaki değişimde ilk ölçü
uzunluğu esas alınır. Yük -uzama diyagramı, malzeme
özelliklerine göre değişik olabilir. Genellikle birçok
malzeme için diyagramın başlangıç kısmı bir doğrudur.
Yük -uzama diyagramını elde etmek için yük artırılır
ve yük ile onun karşılığı olan uzama değerleri kayde-
dilir. Yük -uzama eğrileri otografik (kendi kendine
çizen) bir aygıtla da çizilebilir. Diyagram çizimi de-
neyle başlar ve deney çubuğu koptuğu zaman yumuşak bir
çelik için şekildedeki diyagram elde edilir. Şekil 2.2.



Şekil-2.2

Bilindiği gibi malzeme imal edilirken, genellikle,
haddeden geçirilir, bükülür veya dövülür. Dökümde
ise, madde bir örnek olmayan soğumaya bırakılır. Bu
işlemler, artık gerilme adını verdiğimiz bir takım iç
gerilimlere sebep olurlar. Bu kitapta incelenen prob-
lemlerde, cismin böyle bir ön gerilmeye uğramadığı ka-
bul edilecektir. Çekme deneyi sonunda bize malzemeyi
tanıtan esaslı noktalar aşağıdadır.

Orantı Sınırı :

Koordinat sisteminin başlangıcından P noktasına kadar olan kısımda, yük-uzama diyagramı bir doğrudur. Düşey eksen birim kuvveti, yatay eksen birim uzamayı gösterir. Bu doğrunun eğimi E ile gösterilir ve Elastiklik Modülü adı verilir. Birçok çelikler için E'nin değeri $2 \cdot 10^6$ ve $2,1 \cdot 10^6$ kgf/cm² arasında değişir. Bu noktaya kadar, gerilmenin şekil değiştirme ile orantılı olduğu 1676 da, bir İngiliz bilim adamı olan Robert Hooke tarafından söylenmiştir. Elastiklik Modülü, Young modülü olarak da bilinir. Thomas Young'un 1807 de yayımlanan Doğal Felsefe Notlarında elastiklik modülü tanımlanmıştır. Fiziksel olarak E, malzemenin uygulanan yüke karşı gösterdiği sertliktir denilir. Bu bağıntı cam hariç, hemen hemen bütün malzemeler için doğrudur. Yumuşak çeliklerde bu bağıntı P noktasına kadar geçerlidir. Yüksek kaliteli çelikler için bu bağıntı yaklaşık olarak kopma noktasına kadar devam eder. Diğer taraftan eğrinin bu doğrusal parçası beton, tavllanmış bakır ve dökme demirler için yok denecek kadar azdır. Bununla birlikte, P gibi bir noktaya kadar gerilme-şekil değiştirme bağıntısı doğrusaldır denir.

Orantı sınırı çok önemli bir noktadır; elastik cisimle ilgili teoriler gerilme ve şekil değiştirmenin orantılı oluşuna dayanır. O halde bir malzemenin yüklenebileceği en büyük gerilme, orantı sınırındaki gerilmedir.

Elastik Sınır :

Bir cismin elastik davranışının anlamı, kalıcı şekil değişimi olmaması demektir. Uygulanan yükler ortadan kaldırıldığında, deney çubuğu ilk orijinal

durumunu alıyorsa elastik şekil değişimi oluşmuştur denir. Çekme deneyi sırasında birim kuvvet arttırılmakta devam edilirse, gerilmenin orantı sınırından büyük ve yakın değerleri için Hooke kanunu geçerli olmaz. E noktası geçilmediği zaman, malzeme elastik özellik gösterir. Bu E noktasına elastik sınır adı verilir. Bu noktadaki gerilme değerinin üstüne çıkılacak olursa, malzeme elastik olma özelliğini kaybeder. Uygulanan kuvveti kaldırdığımızda, oluşan uzamanın bir parçasının kaldığı görülür.

Elastik sınırı aşan yüklemelerde malzemede oluşan uzama iki parçalıdır. Birinci parça, elastik sınır içindeki çekilmeden; ikinci parça uzama, plastik bölge içindeki çekilmeden oluşur. Malzeme üzerindeki yükler plastik bölge içinde kaldırıldığında, elastik uzamanın geriye alındığı, fakat plastik uzamanın parça üzerinde kaldığı görülür.

Genel olarak malzemedeki Plastik şekil değişimi, imal usullerinde çok önemlidir. Çubukların, levhaların belirli bir eğrilikte bükülmesi, kesilmeleri, delinmeleri hep malzemedeki bu Plastik şekil değişimi özelliği sayesinde olur. Şekil değişimi her durumda Elastik kalsaydı, bükülen bir çubuğun, bükten tesir kalkınca tekrar düzelmesi, zımbalanan bir levhadan zımba kaldırılınca derhal zımba deliğinin kapanması gerekirdi. Çeliklerde orantı sınırı ile elastik sınır birbirine çok yakındır ve pratikte bu iki sınır tek olarak düşünülür.

Akma Sınırı :

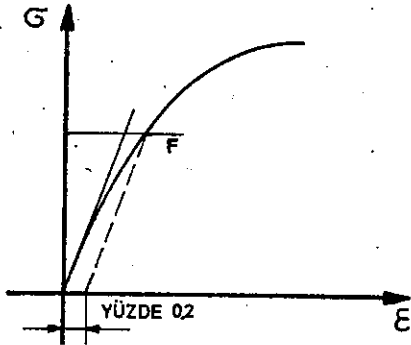
Çekme gerilmesi, elastik sınırdan sonra daha da artmaya devam ederse, çekme deneyini yapan aletin ufak bir sarsıntı geçirdiği ve eğrinin yatay eksene paralel gittiği görülür. Bu durumun başladığı F noktasına, akma

sınırı adı verilir. Bu sınırda esaslı plastik şekil değişimleri ve ısı artışları olmaktadır. Gerilmenin elastik sınırı geçmesi ile birlikte, deney çubuğunda ortalama 45° açılı ince çizgiler gözlenir. Bu çizgileri bulan bilim adamlarının adını vererek, Lüders ve Hartman çizgileri denir. Bu çizgiler, Plastik şekil değişiminin başlangıcını gösterirler. Şekil 2.3.



Şekil-2.3

Akma noktası diyagramdan belli olmayan malzemelerde, bu noktanın yerini bulmak için dirsek metodu (offset) diye bilinen bir yöntem kullanılır. Bu yöntemde, yüzde 0,2 değerindeki bir şekil değiştirmeye karşı gelen noktadan, eğrinin doğrusal parçasına çizilen paralelin eğriyi kestiği nokta, aranan nokta olarak kabul edilir. Ohalde şekildeki F noktası, 0,2 lik dirseğe karşı gelen akma noktasıdır. Şekil 2.4.



Şekil-2.4

Çekme Dayanımı:

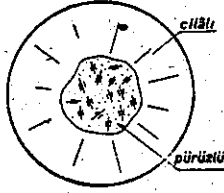
Malzemede kopmadan önce oluşan en büyük gerilme olarak tanımlanır. Çelik cinsinden malzemede çekme gerilmesi kopma sınırına yaklaştığı zaman, çekme çubuğunun ortasına yakın bir yerdeki kesitte, bir boyun yani daralma olur ve çubuk buradan kopar. Çekme diyagramındaki bu en büyük ordinatın adına o malzemenin çekme dayanımı adı verilir. Bu değer, uygulanan kuvvetin malzemenin ilk kesidine bölünmesi ile elde edilir. Her malzeme için ortak olan tek sınırdır; çok defa malzemeler bu sınıra göre sınıflandırılır. Diyagramda bu en yüksek nokta aşıldıktan sonra, bir düşme görülür.

Kopma uzaması, çubuk kopuncaya kadar meydana gelen toplam uzamanın, ilk boy oranıdır. Bu da, B en yüksek noktanın apsisisinden ölçülür. Çünkü çekme diyagramında yatay eksen, yukarıda sözü edilen oranı göstermektedir. Kopma uzaması az olan bir malzemeye gevrek, aksi durumda düktil malzeme denir. Çeliklerde bazı basit bükme, delme gibi işlemlerin kolaylıkla yapılabilmesi için, kopma uzamasının değerinin yeteri kadar büyük olması gerekir. İnşaat çeliğinde bu değer % (15-20) arasında bulunur. Düktil malzemelere sünek cisimler adı da verilir.

Gevrek malzemede Elastik sınır, kopma sınırına çok yakındır ve elastik sınır aşılacak olursa, az bir uzama sonunda koparlar. Sonuç olarak kopma uzamaları sünek malzemedeki kopma uzamasından çok daha ufaktır.

Çekme deneyinde önemli sonuçlardan biri de kopma kesidinin şeklidir. Çelikte bu iki kesit birbirinden çok farklı iki bölge gösterir. Şekilde görülen kopma kesitinin yarı konik yüzey şeklinde olan cilalı dış çevresi, kopmalardan dolayı bir ayrılmayı, ortada pürüzlü ve kumlu diğer bölge de kohezyonun yenilmesiyle zorla olan

bir ayrılmayı göstermektedir. Şekil 2.5.



Şekil-2.5

2.2.1. Bazı Cisimlerin Çekilme ve Basılmadaki Özellikleri

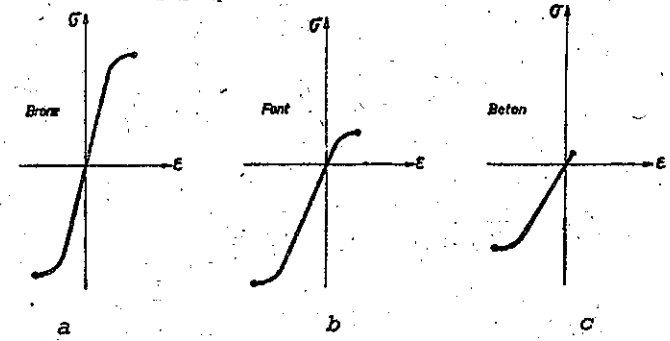
Çelik: Kopmadan önce büyük şekil değişikliği gösterir, çekilme ve basılmadaki özellikleri birbirlerine eşittir. Basma çubuğunda gerilme elastik sınırı geçince, eksen ile 45° açı altında çatlaklar görülür ve bunlar Plastik şekil değişiminin başladığını gösterir. Çelikte çekilme ve basılda elastiklik modülleri birbirine eşittir.

Bronz: Çeliğe benzer bir özellik gösterir. Oldukça belirgin bir akma sınırı vardır, basılmadaki ve çekilmedeki davranışı birbirine çok benzer. Şekil 2.6.(a)

Dökme Demir: Gevrek bir malzemedir. Büyük şekil değiştirmeler göstermeden kopar veya ezilir. Çekilme ve basılmadaki dayanımı arasındaki fark çok büyüktür. Basılma dayanımı, çekilmenin dört katı kadardır. Bu gereç Hooke kanununa hiç uymaz, bunun için tanımlanacak E modülü daha çok ortalama bir anlam taşır. Şekil 2.6.(b)

Beton: İnşaatlar için çok önemli olan bu malzeme de tıpkı dökme demir gibi gevrek cinstendir. Çekme da-

yanımı, basınç dayanımı yanında çok azdır; onda bir değerindedir. Bu nedenle yalnız başına daha çok basınç elemanı olarak kullanılır. Şekil 2.6.(c)

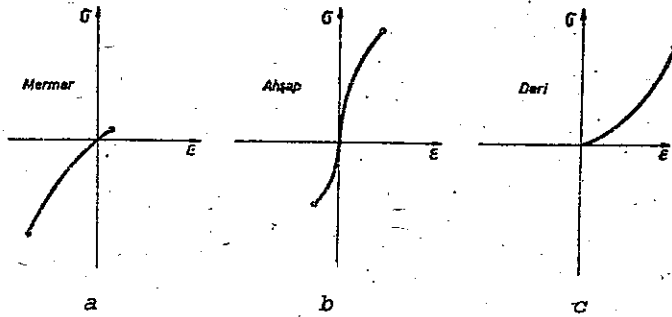


Şekil-2.6

Tabii Taşlar: Bunlar da betona benzer özelliktedir. Çekme dayanımı basınca göre daha da küçüktür, $1/20 - 1/40$ dolaylarında bulunur. Şekil 2.7.(a)

Ahşap: Anizotropik bir malzemedir. Ahşapta lif doğrultusuna paralel doğrultudaki basılma dayanımı, diğer doğrultulardaki basılma dayanımına göre daha büyüktür; life dik doğrultudaki basılma dayanımı en küçüktür. Ahşap yapılarda bu özellik önemli bir rol oynar ve yapının ve elemanların şekillerine ek yapmaya, kafes sistemlerde çubuk kesitlerine etki eder. Örneğin ahşabın (ipçik) doğrultusundaki basılma dayanımı, buna dik doğrultudakinin yedi katı kadardır. Çekme halinde bu kat daha fazla olup 20-30 değerlerine ulaşır. Ahşapta görülen diğer önemli bir özellik de, betonun tam aksine, çekme dayanımının basıncı takinden fazla olmasıdır. Şekil 2.7.(b)

Deri: Daha çok çekme elemanı olarak kullanılır. Karışık bir iç yapıdadır. Yük-Uzama eğrisi, artan eğimi yüzünden ilgi çekicidir. Şekil 2.7.(c)



Şekil-2.7

Bunların dışında, kurşun, asfalt, kil ve zift gibi malzemelerin, hemen hemen hiç bir elastik özelliği yoktur, yük altında almış olduğu şekilleri, yük kalktıktan sonra da devam ettiren plastiklerdir.

Basit çekme halinde elde edilen Yük - uzama eğrisi görüldükten sonra, çeşitli malzeme için elde olunan eğrileri esas alarak katı cisimleri üç büyük sınıfa ayırmak uygundur :

a. Düktil (sünek) malzemeler: Kopmadan önce büyük yük şekil değiştirmeler gösterir, çekme ve basıncıdaki özellikleri birbirlerine eşittir; örneğin çelik.

b. Gevrek malzemeler: Akma sınırları yoktur, kopmadan önce büyük bir uzama göstermezler, çekme ve basınç deneyindeki davranışları birbirlerinden çok farklıdır; örneğin taş, dökme demir, adi beton, cam.

c. Plastik malzemeler: Bu sınıf malzemede çok az bir elastik özellik vardır; örneğin kurşun.

Yukarıdaki sınıflandırma statik yükleme yönündendir. Eğer ani etkiler gibi dinamik yükleme söz konusu

olursa bir malzeme ^{Sonuç} düktil iken, gevrek bir davranış gösterebilir; örneğin zift, yükün yavaş yavaş artan etkilerinde büyük uzamalar gösterdiği halde ani etkilerde, cam gibi, gevrek bir hal alır.

Malzemeyi çıkış noktası gözönüne alarak da sınıflandırmak olanağı vardır. Organik malzeme, organik olmayan malzeme ve sentetik malzeme gibi.

Organik malzeme deri ve ahşap gibi, canlı cisim kalıntısıdır. Organik olmayan malzeme (Çelik, Metaller, beton, taş v.b.) gibi malzemedir.

Sentetik malzeme ise uygulamada çok kullanılan ve esas olarak Polimer cisimlerden yapılan malzemedir.

2.3. HOOKE KANUNU

Gerilme -şekil değiştirme diyagramının o- P doğrusal kısmını gözönüne alalım. Bu doğrunun eğimi, gerilmenin şekil değiştirmeye oranından oluşur. Matematik derslerinden bilindiği gibi, bir doğrunun eğimi; o doğrunun x eksenini ile + yönde yaptığı açının tanjantıdır. Bu orana Elastiklik Modülü veya Elastisite Modülü denir. Bu modül E harfi ile gösterilir ve buna göre yük -uzama eğrisinin eğimi,

$$E = \frac{\sigma_x}{\epsilon}$$

olur. Bu bağıntı da genellikle şu şekilde yazılır:

$$\sigma_x = E \cdot \epsilon$$

Bu şekildeki denklem Hooke kanunu olarak tanınmaktadır. Hooke kanunu, ilk zamanlarda yalnız gerilmenin şekil değiştirme ile orantılı olduğunu belirtmekte idi. Bir İngiliz bilim adamı olan Robert Hooke, o meşhur sözünü latince olarak 1676 da (Ut tensio sic Vis) (kuvvet uza-

ma ile değişir) şeklinde söylemiştir.

Thomas Young 1807 yılında Young Modülü denen bir orantı değişmezini ortaya koydu. Bu orantı elastiklik modülünden daha çok kullanılmaya başlandı. Elastiklik modülü, gerçekte malzemenin sıkılığını ölçtüğü halde, elastik özelliğinin bir ölçüsü imiş gibi bir etki bırakmaktadır.

σ yerine $\frac{P}{A}$ ve ϵ yerine $\frac{\Delta}{L}$ kullanmakla Hooke kanunu daha kullanışlı bir şekil alır. Bu durumda Hooke kanununun yeni ifadesi şöyle olur :

$$\Delta = \frac{P.L}{A.E}$$

Bu formülde:

P = Çubuğu uzatan kuvvet (kgf.)

L = Çubuğun uzunluğu (cm)

A = Çubuğun dik kesitinin alanı (cm²)

Δ = Çubuğun toplam uzaması (cm)

E = Malzemenin elastiklik modülü (Young Modülü) (kgf/cm²)

olarak verilmiştir. Birim alana gelen kuvvete ise gerilme adı verilir. Gerilme birimi kgf/cm² dir.

Hooke Kanunu, 0-P doğrusunun eğiminden elde edildiğine göre yalnız bu bölgede geçerlidir. Çeliklerde orantı sınırı, yani P noktasındaki gerilme 2100 kgf/cm² dolayındadır. Kuvvetin ilk kesit alanına bölümünden oluşan gerilme değeri, çeliklerde bu sınırın üstüne çıkmadığı takdirde Hooke Kanunu geçerlidir. Doğrusal kısım olan (Hooke kanununa uyan) diğer cisimlerin de problemler çözülürken orantı sınırlarının verilmesi gerekir.

2.4. BİR ÇUBUĞUN ÜZ AĞIRLIĞINDAN DOĞAN GERİLME VE ŞEKİL DEĞİŞTİRMENİN BULUNMASI

Hooke kanununun,

$$\Delta = \frac{P.L}{A.E}$$

formu, yalnız dış kuvvetlerin etki ettiği şartlarda kullanılır. Çubuğun boyu uzun ve kesidi büyük ise, çubuk ağırlığının oluşturacağı uzamayı bulmak gerekir. Toplam uzama, dış kuvvetin meydana getirdiği uzama ile, çubuk ağırlığının meydana getirdiği uzamanın toplamıdır. Şekil 2.8.

Şekildeki çekme çubuğunda:

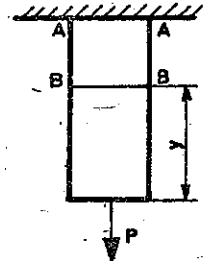
L = Çubuğun ilk boyu

A = İlk dik kesit alanı

γ = Özgül ağırlık

olduğuna göre A - A kesitindeki gerilme:

$$\sigma_{A-A} = \frac{P + A.L.\gamma}{A}$$



Şekil-2.8

olur. En tehlikeli kesit olan A - A kesiti hem P kuvvetini, hem de L boyundaki çubuk ağırlığını taşımaktadır. Bu problemde A - A kesitini öyle bulmalıyız ki; P kuvveti ile çubuk ağırlığı toplamını A - A kesitine böldüğümüzde çıkan değer, malzemenin orantı sınırını geçmesin. Ayrıca Hooke kanununun geçerliliği bakımından bu şart yeterli sayılsa da; güven bakımından kabul edilmez. Statik yüklerde, genellikle orantı sınırının yarısı güvenli gerilme olarak alınır. Malzemeye uygulanacak güvenli gerilme bu değerlerde alınır, çubuk hem gerilme bakımından güvenli olur, hem de Hooke Kanunu uygulaması içine girer. Herhangi bir B - B kesitindeki gerilme ise:

$$\sigma_{B-B} = \frac{P + A \cdot \gamma \cdot y}{A}$$

olur. En tehlikeli kesitin güvenli alanını bulmak istersek, A-A kesitindeki en büyük gerilme, malzeme için uygun görülen güvenli gerilme kadar olmalıdır. Buna göre:

$$\sigma_g = \frac{P + A \cdot L \cdot \gamma}{A} = \frac{P}{A} + \gamma L$$

$$\sigma_g - \gamma \cdot L = \frac{P}{A} \quad A = \frac{P}{\sigma_g - \gamma \cdot L}$$

bulunur. Şimdi de hem P kuvvetinden ve hem de çubuğun kendi ağırlığından oluşan toplam uzama değerini hesaplayalım.

Δ = Toplam uzama

Δ_1 = Çubuğun kendi ağırlığından oluşan uzama

Δ_2 = Dış kuvvet tesiri ile Hooke Kanunu uyarınca uzama

olduğuna göre:

$$\Delta_2 = \frac{P \cdot L}{A \cdot E}$$

formülünden bulunur. Çubuğun kendi ağırlığından oluşan uzama ise,

$$\Delta_1 = \frac{\left(\frac{W}{2}\right) L}{A \cdot E}$$

kadardır. Bu iki uzama değeri toplanarak,

$$\Delta = \frac{\left(P + \frac{W}{2}\right) L}{A \cdot E}$$

elde edilir. Bu bağıntıda W, L boyundaki çubuk ağırlığı-

dır. Sonuç olarak dıştan uygulanan P kuvvetine, çubuk ağırlığının yarısını ekleyerek Hooke Kanunu uygulanırsa, toplam uzama değeri bulunur. Eğer kuvvet ince bir tel ile taşınıyorsa, o zaman çubuk ağırlığından oluşan uzama değeri sıfır olarak kabul edilebilir.

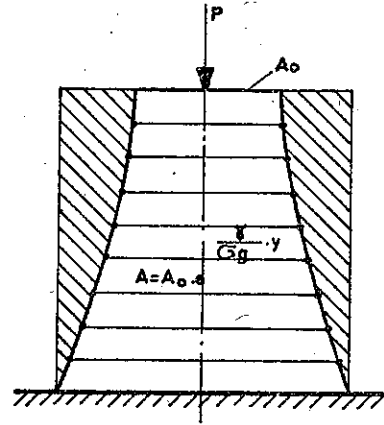
2.5. EŞ-DAYANIMLI ÇUBUKLAR

Sağlamlık ve ekonomi şartlarını taşıyan bir çubuk, aşağıda şekilde gösterilmiştir ve böyle bir çubuğa, eş dayanımlı çubuk denir. Şekilde görülen çubuğun ucundan aşağılara inildikçe, cismin kendi ağırlığının etkisi ile gerilmeler artmaktadır. Öyle ise çubuğun kesidini dibe doğru büyüterek form vermek gerekir. Bu genişlemeyi öyle yapmalıdır ki; her kesitteki gerilme güvenli gerilmesine eşit olsun. İşte böyle bir çubuğa eş dayanımlı çubuk adı verilir. Yüksek matematik yardımı ile bulunan ve dar kesitten y kadar aşağıda bir yerdeki kesiti veren formül

$$A = A_0 \cdot e^{\frac{\gamma}{\sigma_g} \cdot y}$$

şeklindedir. Şekil 2.9. Burada A_0 , başlangıç kesiti olup P kuvvetinin malzemenin emniyetli dayanımına bölünmesinden bulunur. e sayısı, $e = 2,7182818...$ değerindedir. Çubuğun özgül ağırlığı γ ile, güvenli dayanımı σ_g ile gösterilmiştir. Bu değerler aynı birimlerle yerine konularak işlem yapılırsa, $A = A_0 \cdot e^x$ gibi bir sonuca varılır. Buradaki e^x , tablolardan, hesap cetvellerinden veya hesap makinelerinden bulunabildiği gibi, logaritma ile de hesaplanır. Aşağıda bir fikir vermek üzere bazı e^x değerleri verilmiştir.

x	e ^x	x	e ^x
0,25	1,2840	3,5	33,115
0,50	1,6487	4,00	54,598
0,75	2,1170	4,5	90,017
1,00	2,7183	5,00	148,41
1,5	4,4817	6,00	403,43
2,00	7,3891	7,00	1096,6
2,5	12,182	8,00	2981,0
3,00	20,086	9,00	8103,1
		10	22026



Şekil-2.9

Şekildeki taranmış olan kısım, malzemedan yapılan ekonomiyi göstermektedir. Bu çubuk, sabit kesitli olarak yapılmış olsaydı, daha fazla malzemenin gideceği açıktı. Genel olarak İnşaat Mühendisliğini ilgilendiren, Baraj, köprü gibi inşaatta eş dayanımlı şekiller önemli ekonomi sağlar. Malzemedan yapılan ekonomi, işçilik masrafından önemli ise bu şekillere gidilmesi faydalı olur.

Makina imalatında hesaplanan parçalar ufak olduklarından, malzemedan yapılacak ekonomi az olur; buna karşılık eş dayanım formunu vermek için yapılan işçilik ücreti ağır basar. Bununla beraber makinaların verimini artırmak için eş dayanımlı parçalardan yapılması çok faydalı olur. Ayrıca olanak bulunduğu anlarda, yük taşıyan elemanları emniyetli dayanımı yüksek iyi malzemedan yapmak da, verimin artmasına faydalı olur. Bu durumda kesit alanları azalacağından faydalı iş artar.

2.6. FATURALI EŞ DAYANIMLI ÇUBUKLAR

Uygulamada çubuklara gerçek eş dayanım formunu vermek zordur. Bu bakımdan, eş dayanım formu yerine kesik koni veya faturalı yapım şekli kullanılır. Şekildeki faturalı parçada, yalnız A_1, A_2, A_3, A_4 alanları eş dayanımlı olacak şekilde hesaplanmıştır. Gerçek eş dayanımlı çubuk olsaydı, L_1, L_2, L_3, L_4 doğru parçalarının eğri olarak gitmesi gerekirdi. Şekil 2.10.

A_1 kesiti, kendi ağırlığını ve ucundaki P kuvvetini taşıyacak şekilde belirlenir. Bunun için çubuk ağırlığı bulunarak, P dış kuvvetine eklenir; bu toplam, belirlenecek alana bölünür ve oran güvenli gerilmeye eşitlenir.

$$\frac{P + A_1 \cdot L_1 \cdot \gamma}{A_1} = \sigma_g$$

olur. Buradan,

$$\frac{P}{A_1} + L_1 \gamma = \sigma_g \quad ; \quad A_1 = \frac{P}{\sigma_g - L_1 \cdot \gamma}$$

Aynı şekilde düşünerek:

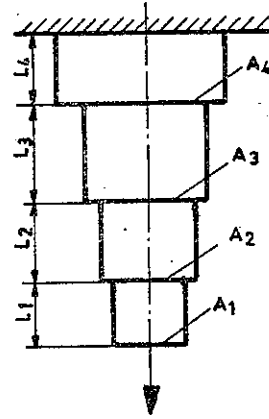
$$\frac{\sigma_g \cdot A_1 + A_2 \cdot L_2 \cdot \gamma}{A_2} = \sigma_g \quad ; \quad A_2 = \frac{\sigma_g \cdot A_1}{\sigma_g - L_2 \cdot \gamma}$$

$$\frac{A_2 \cdot \sigma_g + A_3 \cdot L_3 \cdot \gamma}{A_3} = \sigma_g \quad ; \quad A_3 = \frac{\sigma_g \cdot A_2}{\sigma_g - L_3 \cdot \gamma}$$

$$\frac{A_3 \cdot \sigma_g + A_4 \cdot L_4 \cdot \gamma}{A_4} = \sigma_g \quad ; \quad A_4 = \frac{\sigma_g \cdot A_3}{\sigma_g - L_4 \cdot \gamma}$$

kesitleri elde edilir.

γ = Özgöl ağırlık (kgf/cm³)
 L_1, L_2, L_3, L_4 = Uzunluklar (cm)
 σ_g = Güvenli çekilme dayanımı (kgf/cm²)
 P = Dış kuvvet (kgf)
 A_1, A_2, A_3, A_4 = Kesit alanları (cm²)



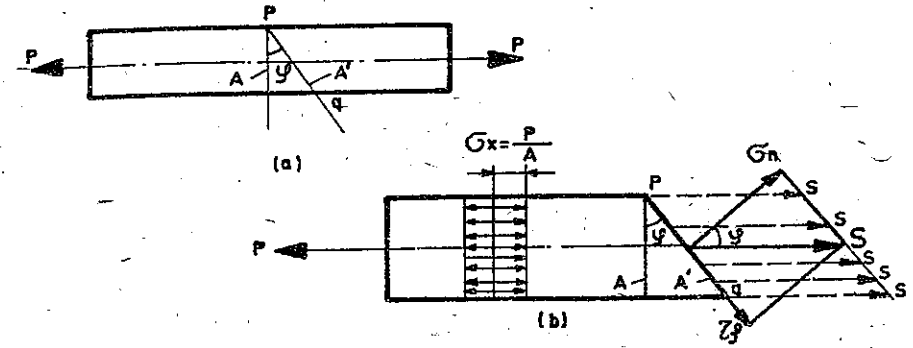
Şekil-2.10

2.7. EĞİK (AÇILI) KESİTLERDEKİ GERİLMELER

Şimdiye kadar, çubukların sadece boy eksenlerine dik kesitlerindeki birim alana gelen iç kuvvetlerle ilgilendik. Birim yüzeye etki eden iç kuvvet değerine gerilme adı verilir. Çubuk eksenine dik kuvvetlerle çekildiği veya basıldığı zaman, yalnız dik kesitlerinde değil, eğik kesitlerinde de iç kuvvetler oluşur. Açılı kesitlerdeki bu iç kuvvetlerin bulunması, dayanımın ayırma prensibi ile gerçekleşir.

Şekildeki çubuğun kuramsal olarak ikiye ayrıldığını ve parçalardan birinin dengesinin incelendiğini varsayalım. Sistemin bütünü dengede olduğundan parçalar da dengede olmalıdır. Solda kalan parçaya P dış kuvveti ile eğik kesitteki iç kuvvetler etki eder. ψ açısı altındaki bu kesitte iç kuvvetler olmasa idi çubuk dengede kalamazdı. Açılı kesite yayılmış bulunan bu iç kuvvetlerin bileşkesinin, dışarıdan uygulanan P kuvvetine eşit olması gerekir. Bu iç kuvvetlerin birim alana etki eden bölümü, eğik kesitteki gerilmeyi gösterir ve S harfi ile gösterilir. Sağda kalan parçanın dengesi de incelenirse, ilk iç kuvvetlerle zıt yönde ve aynı değerde

S gerilmelerinin oluşması gerekir. Sonuç olarak dış kuvvetleri dengeye getiren iç kuvvetler bütün kesitlerde aynı değerde ve çift çift bulunurlar. Şekil 2.11. (a,b)



Şekil-2.11

Çubuğun dik kesit alanı A , eğik kesit alanı A' ile gösterilirse dik ve eğik kesitlerdeki gerilmeler sırası ile aşağıdaki gibi olur.

$$\sigma_x = \frac{P}{A} \quad ; \quad S = \frac{P}{A'}$$

Eğik kesitteki S gerilmesi şekildeki gibi dik bileşenlerine ayrılabilir. Bunlardan eğik düzleme dik olanına normal gerilme, eğik düzlem üzerine düşen bileşene kayma gerilmesi adı verilir. Hipotenüsü ve ψ açısı bilinen bu üçgen çözülerek σ_n normal gerilmesi ve τ_ψ gerilmesi bulunur. Şekilden,

$$\cos \psi = \frac{A}{A'}$$

$$A' = \frac{A}{\cos \psi}$$

bu değer S bağıntısında yerine konarak,

$$S = \frac{P}{A} \cos \psi$$

olur.

$$S = \sigma_x \cos \psi$$

$$\sin \psi = \frac{\tau_{\psi}}{S}$$

$$\tau_{\psi} = S \cdot \sin \psi$$

$$\tau_{\psi} = \sigma_x \cdot \cos \psi \cdot \sin \psi$$

Trigonometriden :

$$\sin 2\psi = 2 \sin \psi \cdot \cos \psi$$

$$\frac{\sin 2\psi}{2} = \sin \psi \cdot \cos \psi$$

yerine koyarsak,

$$\tau_{\psi} = \frac{\sigma_x}{2} \sin 2\psi$$

bulunur.

$$\cos \psi = \frac{\sigma_n}{S}$$

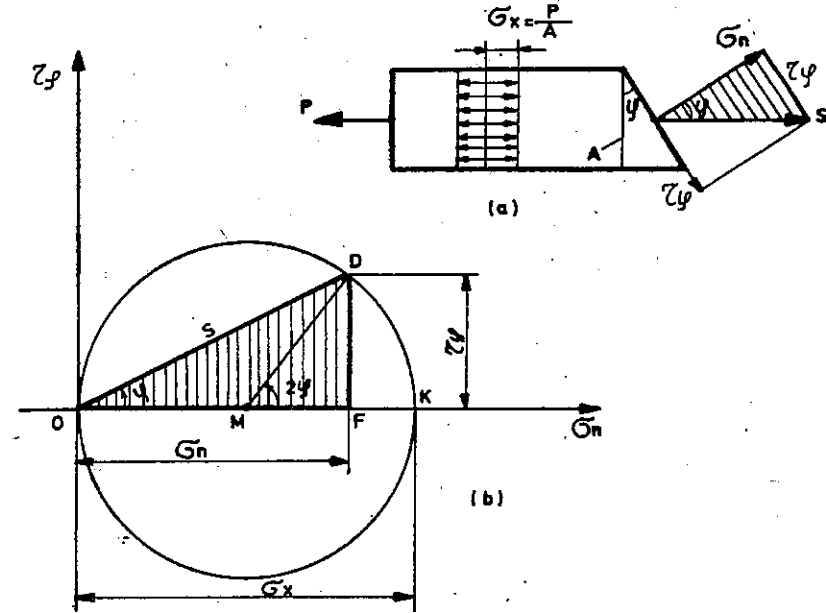
$$\sigma_n = S \cdot \cos \psi$$

$$\sigma_n = \sigma_x \cdot \cos^2 \psi$$

olur.

Kuvvetler üçgeninin üç kenarı çizim yolu ile de bulunabilir. Bunun için şekildeki gibi bir daire çizilir. O noktasından çubuktaki ψ açısı kadar saatin dönme yönünün tersine açıyı alır ve D noktasını buluruz. D den inilen dikin yatay eksenini kestiği F noktası bulunur ve OF uzunluğu normal gerilmeyi, DF uzunluğu ise kayma gerilmesini verir. Ölçülen OD uzunluğu ise eğik kesitteki S gerilmesini belirtir. Böylece açılı kesitteki iç kuvvetler üçgeni daire üzerinde uzunluk üçgeni ile gösterilebilir. Burada daire çapı, dik kesit gerilmesi kadardır ve P kuvvetinin A dik kesit alanına bölünmesi ile bulunur.

nur. Eğer çıkan sayı büyükse, o zaman ölçek kullanmak yoluyla Mohr gerilme dairesi çizilir ve okunan sonuçlar kullanılan ölçekle çarpılarak ilgili gerilme değerleri elde edilir. Şekil 2.12. (a,b)

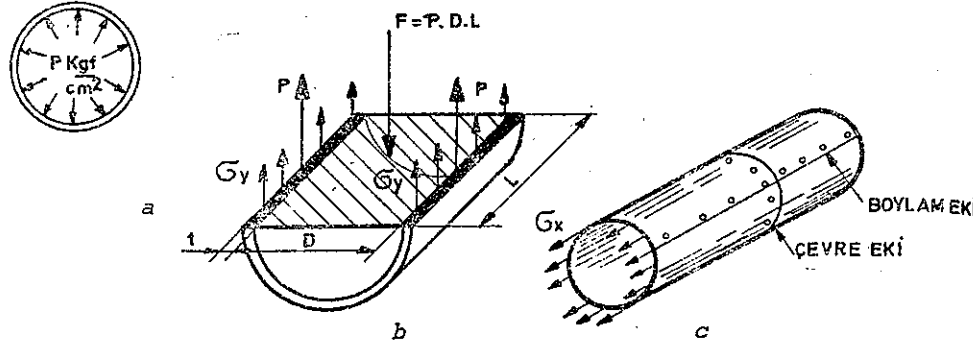


Şekil-2.12

2.8. İNCE KENARLI SİLİNDİRLER

İçinde basınçlı gaz veya sıvı bulunan ince kenarlı bir silindir düşünelim. İç yüzeye dik doğrultuda etki eden bu basınç kabı koparmaya çalışmaktadır. İç basınçtan dolayı silindir hem boy hem de en eksenini doğrultusunda genişliyecektir. Eksenler doğrultusundaki şekil değiştirmeyi oluşturan gerilmeleri bulmak için silindirin alt yarısının bir sıvı ile dolu bulunduğu varsayılmıştır. Sıvılar basıncı her yöne doğru eşit değerde ileteceklerinden silindirin alt yarısı, içi gaz dolu olduğu zaman ki gibi aynı basınç yayılışına karşı koymaktadır. Şekil-

2.13. (a,b,c).



Şekil-2.13

Silindirin A - A düzlemi ile ayrılan alt yarısının izole edilmiş görünüşü yukarda çizilmiştir. Sıvının düz olan yüzeyine tesir eden toplam kuvvet F ye, silindir kenarının kesilen kısımlarındaki eşit P kuvvetlerinin karşı koydukları açıktır. Düşey doğrultudaki kuvvetleri toplar ve F nin basınç şiddeti p ile, bu basıncın tesir etmekte olduğu $D.L$ alanının çarpımına eşit olduğuna dikkat edersek, şu denklemi elde edebiliriz:

$$\Sigma F_y = 0 \quad F = p.D.L = 2P$$

veya

$$P = \frac{p.D.L}{2}$$

o halde boy kesiti üzerindeki gerilme şudur :

$$\sigma_y = \frac{p.D.L}{2.t.L} = \frac{p.D}{2.t} \quad \sigma_y = \frac{p.D}{2.t}$$

Bu gerilmeye genel olarak Teğetsel gerilme denir. Çünkü bu gerilme silindir yüzeyine teğet olarak tesir eder. Buna çevresel gerilme, çember gerilmesi de denmektedir. Eğer enine kesitin izole edilmiş görünüşünü ele

alacak olursak, et kesit alanındaki iç kuvvetlerin iç alana tesir eden toplam kuvvete karşı koyduğunu görürüz. Bir en kesit alanı, ortalama çevrenin et kalınlığı ile çarpımına, veya $\pi(D+t)t$ ye eşit olup t 'nin D 'ye göre küçük olması yüzünden yaklaşık olarak $\pi.D.t$ olarak alınır. Denge olması için, kuvvetlerin x eksenini üzerindeki izdüşümlerinin cebrik toplamını sıfır yaparak şunları elde edebiliriz:

$$P - F = 0 \quad P = F$$

$$\pi.D.t.\sigma_x = \frac{\pi.D^2}{4} p$$

veya

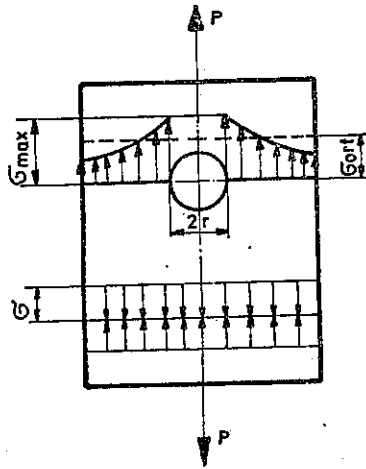
$$\sigma_x = \frac{p.D}{4.t}$$

olup σ_x , boy doğrultusundaki gerilmeyi gösterir ve silindirin eksenine paraleldir. Buna aksenal gerilme denir.

Teğetsel ve aksenal gerilmelerin aynı değerde olmadığı görülmektedir; aksenal gerilme, teğetsel gerilmenin yarısı kadardır. Bir silindir içindeki basınç patlama noktasına kadar yükselirse, silindir bir boy kesiti veya boy dikişinden yırtılır. Bir silindir şekilde görüldüğü gibi, birbirine perçinlenmiş iki levhadan meydana gelmiş ise, boy doğrultusundaki ekin, çevredeki ekten iki defa daha kuvvetli olması gerekir. Boy doğrultusundaki dikiş genellikle çevre dikişinin iki katı kadar kuvvetli olmadığından, kabul edilecek iç basınç boy doğrultusundaki dikişin kuvvetine göre seçilmelidir. Silindirin uçları düz olmayıp da dışa veya içe doğru yuvarlak olursa, bir en kesit üzerindeki toplam kuvveti; yine iç basınç ile en kesitin alanının çarpımı olarak hesaplayabiliriz.

2.9. GERİLME YIĞILMALARI

Çekilme veya basılma etkisinde olan çubuklarda, bazan orta kısımlarda delik, kertik; çabuk veya yavaş kesit değişimleri olur. Şekildeki parçada delik bulunmayan kesitteki gerilme dağılımı düzgün olduğu halde; delikli kısımda kenarlarda en büyük olduğu ve düzgünlüğün kaybolduğu görülür. Çekilme gerilmesine zorlanan çentikli ve kademeli millerde ve kesit değiştiren çubuklarda geçiş yerinde gerilme yükselmeleri olur. İlgili kesitteki gerilmeler, kuvvetin dik kesit alanına bölünmesi ile bulunamaz. Elde edilen bu değeri K_t ile gösterilen gerilme yığılma faktörü denilen bir sayı ile çarparak gerilme bulunur. Gerilme yığılma faktörünün değeri, yalnız elemanın geometrik boyutlarının oranına bağlıdır. Şekil 2.14.

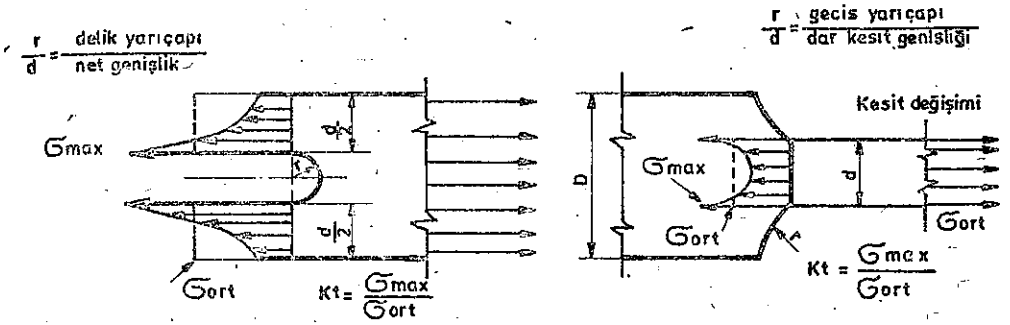


Şekil-2.14

Yukarıda belirtilen maksimum gerilmeleri bulmak için önce kuvvet net alana bölünerek ortalama gerilme bulunur. r/d oranına göre hazırlanmış grafikten K_t elde edilir.

Boyutlandırma işlemlerinde gerilme yığılması hesaba katılırken, en büyük gerilme olan " σ_{max} " ın oranı sınırının üstüne çıkmaması gerekir. Eğer elemanlar Hooke kanunu dışında gerilme etkisi dışına bırakılırsa bu faktörlerin önemi kaybolur. Çünkü bu değerler kuramsal veya fotoelastik yöntemlerle bulunurken Hooke kanunu kullanılmıştır.

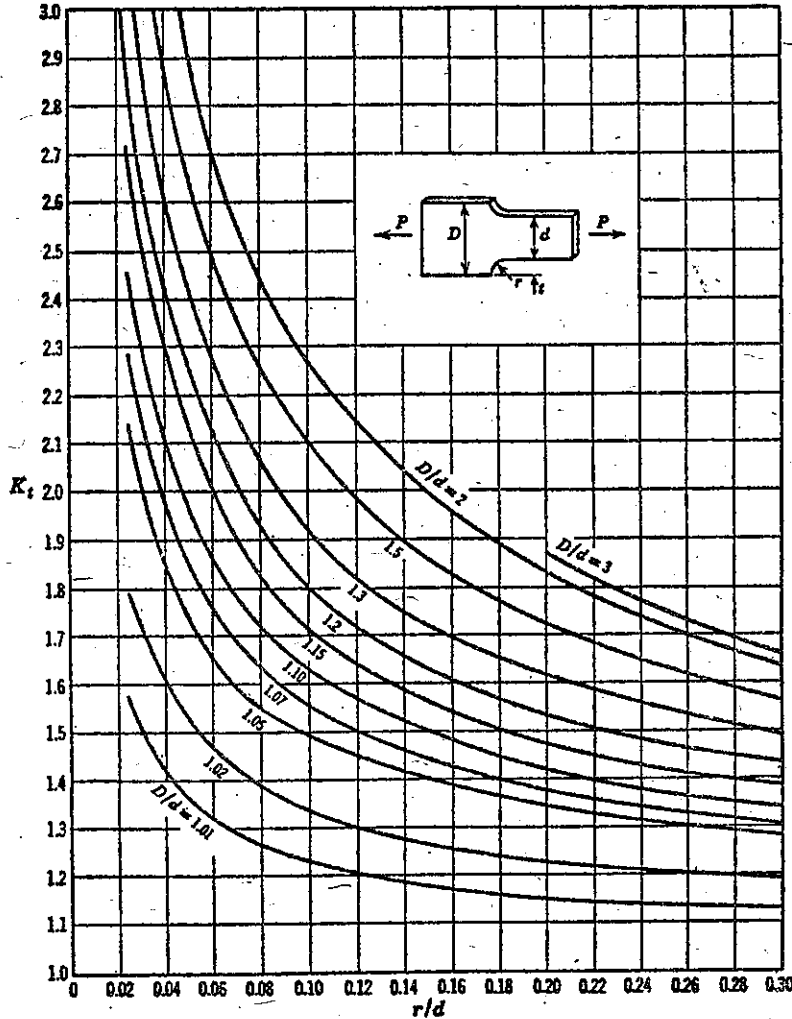
Önemli bir gerilme yığılması da vida dişlerinin kök kısımlarında oluşur. Herhangi vida dişi için gerilme yığılma faktörü 2,5 civarındadır. Bu tip problemler matematik olarak dijital kompüterler yardımı ile çözülebildiği gibi; fotoelastik yöntemler kullanılarak da çözülür. Gerilme yığılması ile ilgili bütün problemler hemen hemen fotoelastik yöntemler ile çözümlenmiştir. Grafikten okunan faktörler, kesit içerisindeki gerçek gerilme dağılımının en büyük değerinin $\sigma_{ort} = \frac{P}{A}$ ile verilen ortalama gerilmeye oranına eşittir. Şekil-2.15.



Şekil-2.15

Aşağıda kesit değiştiren bir çubuğa ait r/d oranına göre hazırlanmış bir grafik verilmiştir. Kitabın sonunda diğer dayanım şekillerini ve çubuk konumlarını gözönüne alan grafikler toplu halde bulunmaktadır.

1. ÇEKMEYE VEYA BASMAYA ÇALIŞAN ANI KESİT DEĞİŞİMLİ ÇUBUK

ÇÖZÜMLÜ
PROBLEMLER

2.1. Problem

Uzunluğu 75 cm. ve 1000 kgf/cm² çekme gerilmesi etkisinde olan bir çelik çubuğun, toplam uzamasını bulunuz.

Çözüm:

$$\Delta = \frac{P.L}{A.E} = \frac{\sigma L}{E} = \frac{1000(75)}{2,1.10^6} = 0,035 \text{ cm}$$

2.2. Problem

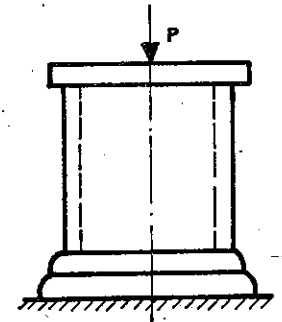
Uzunluğu 750 mm. olan bir çelik çubuk, bir çekme kuvveti etkisi ile 0,5 mm. uzuyor. Çubuğun hacmi 600 cm³ ve kesit değişmez olduğuna göre, kuvvetin şiddetini bulunuz.

Çözüm:

$$\begin{aligned} L &= 75 \text{ cm.} & \Delta &= \frac{P.L}{A.E} & A &= \frac{V}{L} = \frac{600}{75} = 8 \text{ cm}^2 \\ \Delta &= 0,05 \text{ cm} & & & & \\ V &= 600 \text{ cm}^3 & P &= \frac{\Delta.A.E}{L} = \frac{0,05(8).2,1.10^6}{75} \\ P &= ? & & & & \\ & & & & & = 11200 \text{ kgf.} \end{aligned}$$

2.3. Problem

Şekilde görülen silindirik boruya etki eden kuvvet $P = 100.000$ kgf. dir. Malzemenin güvenli dayanımı $\sigma_g = 800$ kgf/cm² olarak verildiğine göre, borunun et kalınlığını bulunuz.



$$d = \text{İç çap} = 10 \text{ cm.}$$

$$e = \text{Et kalınlığı}$$

$$P = 10^5 \text{ kgf.}$$

$$e = \frac{D-d}{2}$$

$$\sigma_g = 800 \text{ kgf/cm}^2$$

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{(10)^2}{4}$$

$$P = \sigma_g \cdot A$$

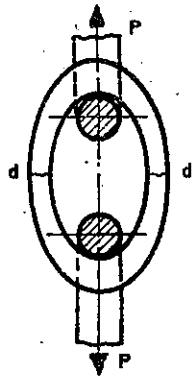
$$100000 = \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi (10)^2}{4} \right) \cdot 800$$

$$125 = \frac{\pi D^2}{4} - 78,5 \quad D = 16,8 \text{ cm}$$

$$e = \frac{16,8 - 10}{2} = 3,4 \text{ cm}$$

2.4. Problem

Şekilde bir zincir parçası görülüyor. Çekme kuvveti $P = 2000 \text{ kgf.}$ ve $\sigma_g = 600 \text{ kgf/cm}^2$ olduğuna göre, zincir çapını bulunuz.



$$P = 2000 \text{ kgf.}$$

$$A = \frac{2 \pi d^2}{4}$$

$$\sigma = 600 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_g = \frac{P}{2A}$$

$$P = 2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \sigma_g$$

$$2000 = 2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 600$$

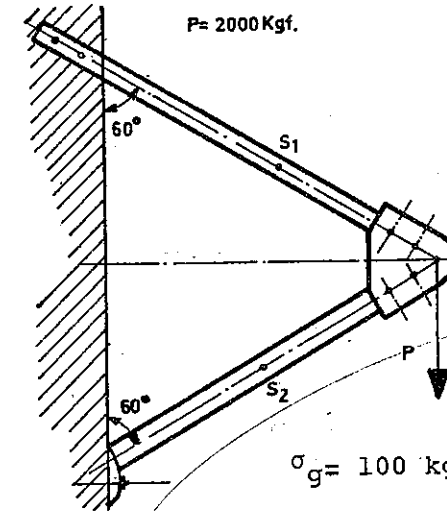
$$\frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{2000}{2 \cdot 600} = 1,66 \text{ cm}^2$$

$$d = 15 \text{ mm.}$$

2.5. Problem

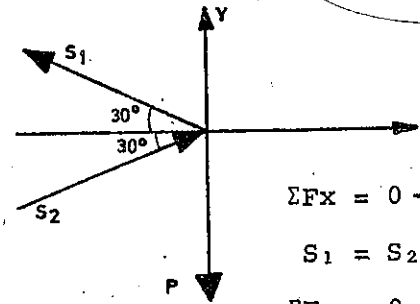
Şekildeki gibi iki çubuk birleşerek, eşkenar üçgen şeklinde bir sistem oluşturmuşlardır. Verilenlere göre, çubuk kesitlerini belirleyiniz.

Çözüm :



$$\sigma_g = 100 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (çekilmede)}$$

$$\sigma_g = 60 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (basılmada)}$$



$$\sum F_x = 0 - S_1 \cdot \cos 30^\circ + S_2 \cdot \cos 30^\circ = 0$$

$$S_1 = S_2 \text{ olur.}$$

$$\sum F_y = 0 - S_2 \cdot \sin 30^\circ + S_1 \cdot \sin 30^\circ - 2000 = 0$$

$$S_2 = S_1 = 2000 \text{ kgf.}$$

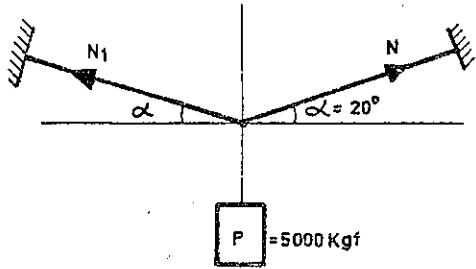
$$A_1 = \frac{S_1}{\sigma_g} = \frac{2000}{100} = 20 \text{ cm}^2$$

$$A_2 = \frac{S_2}{\sigma_g} = \frac{2000}{60} = 34 \text{ cm}^2$$

2.6. Problem

5000 kgf. lık bir cisim, yatay ile 20° açı yapan 120 cm. uzunluğundaki iki tel ile asılmıştır. Tellerin güvenli gerilmesi $\sigma_g = 1000 \text{ kgf/cm}^2$ olduğuna göre, tel çapları ne kadar olmalıdır ?

Çözüm :



$$\Sigma F_x = 0$$

$$N \cdot \cos 20^\circ - N_1 \cdot \cos 20^\circ = 0$$

$$N \cdot \cos 20^\circ = N_1 \cdot \cos 20^\circ$$

$$N = N_1 \text{ olur.}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$N \cdot \sin 20^\circ + N \cdot \sin 20^\circ - 5000 = 0$$

$$2 \cdot N \cdot \sin 20^\circ = 5000$$

$$N = \frac{5000}{2 \cdot 0,342} = \frac{2500}{0,342} = 7309 \text{ kgf}$$

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

$$\sigma = \frac{N}{A}$$

$$A = \frac{7309}{1000} = 7,3 \text{ cm}^2$$

$$A = \frac{7309 \cdot 120}{7,3 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 10^6}$$

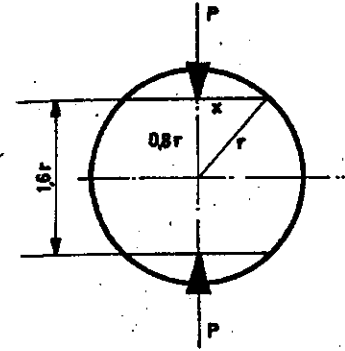
$$A = 0,057 \text{ cm}$$

$$d = 3,1 \text{ cm}$$

2.7. Problem

r yarıçaplı bir bilyanın, karşılıklı iki tarafı paralel olarak işlenmiştir. $P = 4000 \text{ kgf.}$ olduğuna göre, paralel yüzeylerdeki basılma gerilmesini bulunuz. İki paralel yüzey arasındaki dik uzaklık $1,6 r$ dir.

Çözüm :



$$r = 10 \text{ cm} \quad 0,8 r = 8 \text{ cm}$$

$$x^2 + 8^2 = 10^2$$

$$x^2 = 100 - 64 = 36$$

$$x = \pm 6$$

$$A = \pi \cdot 6^2 = 3,14 \cdot 36 \approx 113 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_y = \frac{4000}{113} \approx 35,4 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

2.8. Problem

Silindirik bir çubuk vida ile bağlanmış ve ucuna 2150 kgf. asılmıştır. Vida malzemesinin güvenli dayanımı $\sigma_g = 480 \text{ kgf/cm}^2$ verildiğine göre, diş gibi çapını bulunuz.

Çözüm :

$$P = 2150 \text{ kgf.}$$

$$\sigma_g = \frac{P}{A}$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

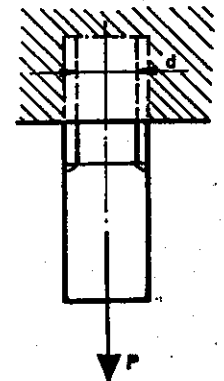
$$P = \sigma_g \cdot A$$

$$\sigma_g = 480 \text{ kgf/cm}^2 \quad 2150 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 480$$

$$\frac{\pi \cdot d^2}{4} = 4,47 \text{ cm}^2$$

$$d = 2,4 \text{ cm (diş dibi çapı)}$$

$$28,576 \text{ mm} = 1 \frac{1}{8} \text{'' veya M 30 uygundur.}$$



2.9. Problem

Şekildeki birbirine sert lehim yapılmış çelik ve bakır çubuklardaki gerilmeleri bulunuz.

$$A_c = 10 \text{ cm}^2$$

$$A_b = 8 \text{ cm}^2$$

$$E_c = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kgf/cm}^2$$

$$E_b = 10^6 \text{ kgf/cm}^2$$

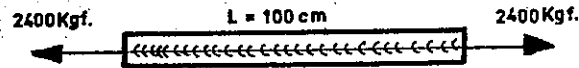
Çözüm :

$$P_c + P_b = 2400$$

$$3,625P_b = 2400$$

$$P_b = 662 \text{ kgf}$$

$$P_c = 1738 \text{ kgf}$$



Çelik ve bakır çubuklar aynı derecede uzarlar. Uzunlukları eşittir.

$$\frac{P_c \cdot L}{A_c \cdot E_c} = \frac{P_b \cdot L}{A_b \cdot E_b} ; \frac{P_c}{P_b} = \frac{A_c \cdot E_c}{A_b \cdot E_b}$$

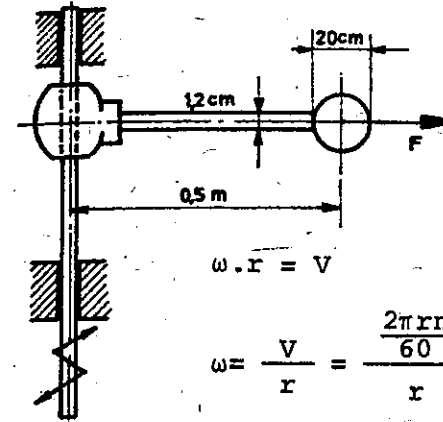
$$\frac{P_c}{P_b} = \frac{A_c \cdot E_c}{A_b \cdot E_b} = \frac{2,1 \cdot 10^6 \cdot 10}{10^6 \cdot 8} = 2,625$$

$$\sigma_c = \frac{P_c}{A_c} = \frac{1738}{10} = 173,8 \text{ kgf/cm}^2 ; \sigma_b = \frac{P_b}{A_b} = \frac{662}{8} = 82,75 \text{ kgf/cm}^2$$

2.10. Problem

Şekildeki küre $G = 30 \text{ kgf}$. ağırlığında olup, $0,5 \text{ m}$. yarıçapında bir kola takılmıştır. Kol malzemesinin güvenli gerilmesi $\sigma_g = 4000 \text{ kgf/cm}^2$ olduğuna göre, düşey milin dakikadaki dönme sayısını bulunuz.

Çözüm : Kol kesiti bulunup $\sigma_g = 4000 \text{ kgf/cm}^2$ ile çarpılırsa, kolun taşıyabileceği merkezkaç kuvvet bulunmuş olur. $F =$ Merkezkaç kuvvet.



$$\omega \cdot r = V$$

$$\omega = \frac{V}{r} = \frac{\frac{2\pi r n}{60}}{r} = \frac{\pi n}{30}$$

$$\omega^2 = \frac{\pi^2 \cdot r^2 \cdot n^2}{(30^2) \cdot r^2} = \pi^2 \cdot \left(\frac{n}{30}\right)^2$$

$$\frac{\pi^2}{9} \approx 1 \text{ alınırsa,}$$

$$F = m \cdot \omega^2 \cdot r \text{ dir.}$$

$$m = \text{Kütle}$$

$$\omega = \text{Açısal hız}$$

$$r = \text{yarıçap}$$

$$F = \frac{G}{g} \cdot r \cdot \omega^2$$

$$F = \frac{G}{g} \cdot r \cdot \pi^2 \cdot \left(\frac{n}{30}\right)^2$$

$$F = G \cdot r \cdot \left(\frac{n}{30}\right)^2 = 30 \text{ kgf} \cdot 0,5 \text{ m} \cdot \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{n^2}{60} \text{ kgf}$$

$$\text{Kol alanı ;}$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi (1,2)^2}{4} \text{ cm}^2$$

$$\frac{\pi (1,2)^2}{4} \cdot 4000 = \frac{n^2}{60} \quad n = \sqrt{\frac{60 \cdot \pi \cdot (1,2)^2 \cdot 4000}{4}} = 520 \frac{\text{dev}}{\text{dak}}$$

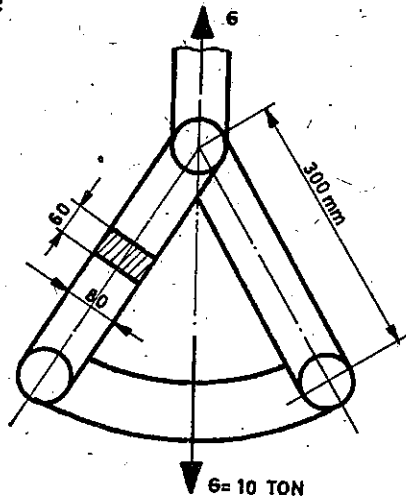
2.11. Problem

Şekilde eşkenar bir hamut görülüyor. Taşınan yük $P = 10000$ kgf. olduğuna ve hamut çelikten yapıldığına göre :

- Yan kollara gelen çekilme gerilmesini,
- Yan kolların uzamasını

bulunuz. $E = 2,2 \cdot 10^6$ kgf/cm² dir.

Çözüm :

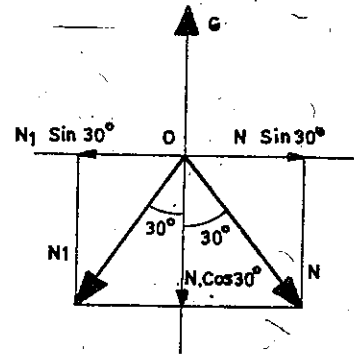


$$\sum F_x = 0$$

$$N \cdot \sin 30^\circ - N_1 \cdot \sin 30^\circ = 0$$

$$N = N_1$$

$$\sum F_y = 0$$



$$10000 - N \cdot \cos 30^\circ - N \cdot \cos 30^\circ = 0$$

$$10000 = 2N \cdot \cos 30^\circ$$

$$N = \frac{5000}{\cos 30^\circ} = \frac{5000}{0,866} = 5773 \text{ kgf}$$

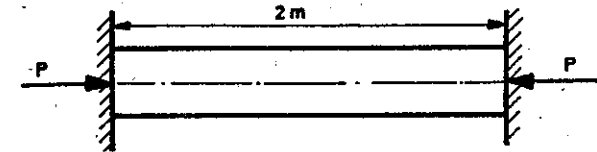
$$a) \sigma = \frac{P}{A} = \frac{5773}{48} = 120 \text{ kgf/cm}^2$$

$$b) \Delta = \frac{PL}{AE} = \frac{\sigma \cdot L}{E} = \frac{120 \cdot 30}{2,2 \cdot 10^6} = 0,0015 \text{ cm}$$

PROBLEMLER

1. Şekildeki çubuğun sıcaklığı 50°C yükseltiyor. Çubukta meydana gelen basınç gerilmesini bulunuz. Uzama katsayısı $12 \cdot 10^{-6}$ alınacaktır. $E = 2,1 \cdot 10^6$ kgf/cm²

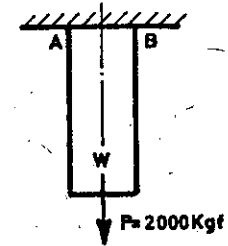
Yanıt: 1260 kgf/cm²



2. Bir ucundan ankastre düşey bir çubuk 10 m. boyunda ve 10 cm. çapındadır. Çubuğun ucuna $P = 2000$ kgf. asılmış olup, özgül ağırlığı $\gamma = 7,8$ gr/cm³ dür. En tehlikeli kesitteki gerilmeyi ve çubuğun toplam uzamasını bulunuz.

Yanıt: $\sigma_{A-B} = 33,3$ kgf/cm²

$$\Delta = 0,014 \text{ cm.}$$

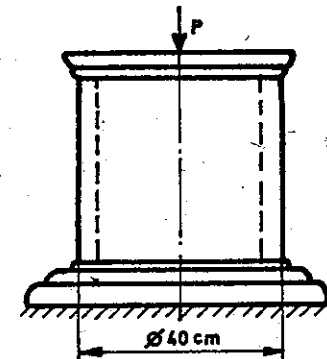


3. Dış çapı 40 cm. olan bir boruya etki eden kuvvet $P = 80000$ kgf. dir. Basılmaya çalışan bu boru malzemesinin güvenli dayanımı

$$\sigma_g = 700 \text{ kgf/cm}^2$$

olduğuna göre, borunun et kalınlığını bulunuz.

Yanıt: $e = 10$ mm.



4. Şekilde kademeli bir çubuk görülüyor. Bu çubuğun toplam uzamasını veren bir bağıntıyı, verilen bilgilerden faydalananarak yazınız.

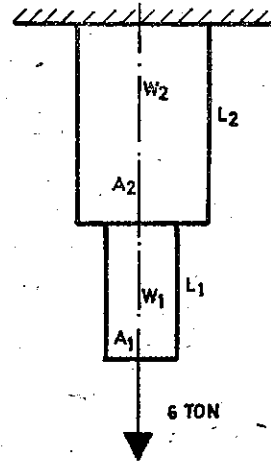
Yanıt:

$$\Delta_1 = \frac{(P + \frac{W_1}{2}) L_1}{A_1 \cdot E_1}$$

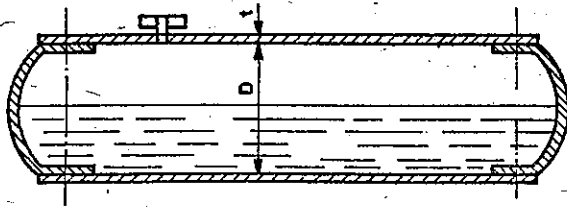
$$\Delta_2 = \frac{(P + W_1 + \frac{W_2}{2}) L_2}{A_2 \cdot E_2}$$

$$\Delta = \Delta_1 + \Delta_2$$

$$\Delta = \frac{(P + \frac{W_1}{2}) L_1}{A_1 \cdot E_1} + \frac{(P + W_1 + \frac{W_2}{2}) L_2}{A_2 \cdot E_2}$$

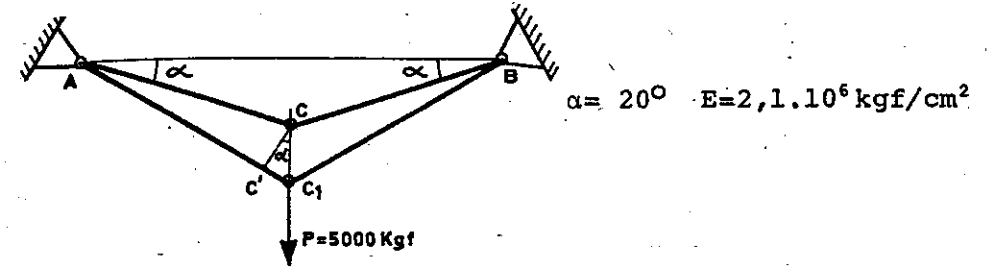


5. Şekilde bir buhar kazanı görülmüyor. Kazanın çapı $D = 1000$ mm. buhar basıncı $P = 15$ kgf/cm² dir. Çelik saçıtan yapılan kazanın güvenli çekilme gerilmesi $\sigma_g = 400$ kgf/cm² veriliyor; et kalınlığını bulunuz.
Yanıt: 17,5 mm.



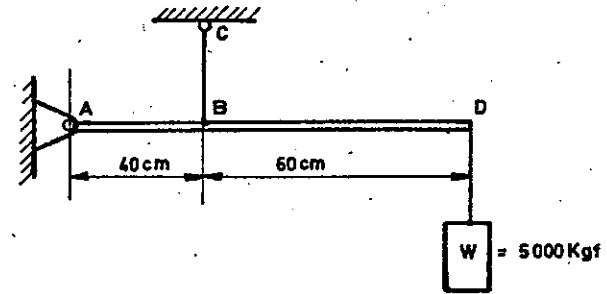
6. Şekilde görülen AC ve CB çubukları 20 mm. çapında yuvarlak çelikten olup, uzunlukları 3,5 m. dir. Bu çubuklar A, B ve C de mafsallı olarak bağlanmışlardır. C noktasında $P = 500$ kgf. etki ettiğine ve AC ile BC nin yatayla yaptıkları açılar 20° ye eşit olduğuna

göre C noktasının yer değiştirmesi ne kadardır ?

Yanıt: $CC_1 = 1,2$ mm

7. Şekildeki sistemde BC telinin güvenli çekilme gerilmesi $\sigma_g = 400$ kgf/cm² veriliyor. $W = 5000$ kgf. olduğuna göre, BC telinin çapını bulunuz.

Yanıt: 6,325 cm



8. Şekilde Mohr dairesi çizilmiş olarak verilmiştir. Çizim yapılırken 1000 kgf lık gerilme 1 cm. ile gösterilmiştir. Bu daireden elde edilebilecek gerilme ve açı değerlerini yazınız.

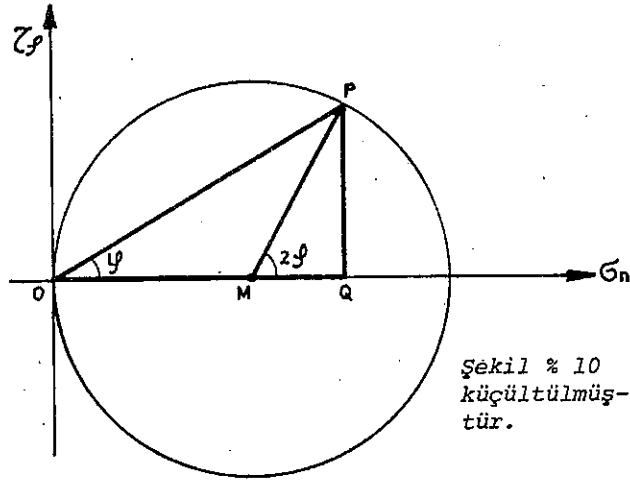
Yanıt: $\psi = 30^\circ$

$$\sigma_n = 440 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\tau_\psi = 260 \text{ kgf/cm}^2$$

$$S = 520 \text{ kgf/cm}^2$$

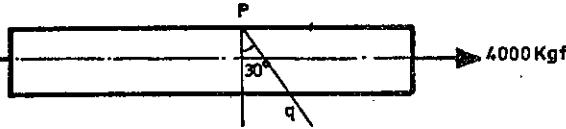
$$\sigma_x = 600 \text{ kgf/cm}^2$$



9. Bir çubuğun çapı 6 cm. ve etki eden aksenal kuvvet $P = 4000 \text{ kgf}$. dir. Düşeyle 30° lik açı yapan bir düzleme etki eden normal ve kayma gerilmesini bulunuz.

Yanıt :

4000 Kgf



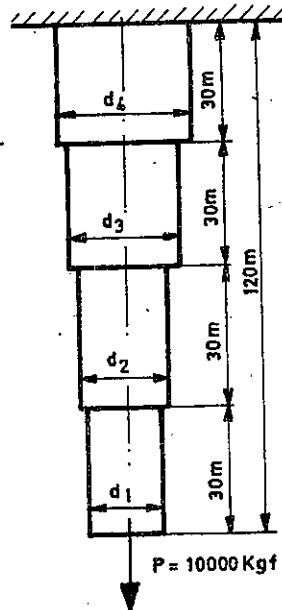
$$\sigma_n = 106,5 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\tau_\psi = 61,48 \text{ kgf/cm}^2$$

10. 120 m. uzunluğunda ve düşey duran bir çubuğun ucuna $P = 10000 \text{ kgf}$. asılacaktır. Çubuğun dört eşit uzunlukta kademeli olması istenmektedir. Özgül ağırlığı $\gamma = 7,7 \text{ gr/cm}^3$ alındığına göre, her kademenin kesit çapını bulunuz.

Yanıt: $d_1 = 52 \text{ mm}$. $d_2 = 53 \text{ mm}$.

$d_3 = 54,2 \text{ mm}$. $d_4 = 55,5 \text{ mm}$



KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI

*Yoklama
soru kuru*

1. Çekme deneyi nasıl yapılır? Deneydeki önemli noktaları söyleyiniz.
2. Bir cismin elastik davranışının anlamı nedir ?
3. Lüders ve Hartman çizgileri ne zaman meydana gelir ?
4. Plastik şekil değişimi faydalı mıdır ?
5. Hooke kanunu'nun formülünü yazınız. Bu kanun hakkında bildiklerinizi açıklayınız.
6. Kuvvet ve gerilme ne demektir? Gerilme belli iken kuvveti nasıl bulursunuz ?
7. Bir çubuğun kendi ağırlığından meydana gelen uzaması nasıl bulunur ?
8. Bir çubuğun kendi ağırlığından ve ucuna etki eden kuvvetin oluşturduğu toplam uzama nasıl bulunur. Bu sonucu bir cümle halinde belirtiniz.
9. Faturalı eş dayanımlı çubuklara ait formülleri yazınız.
10. Açılı kesitlerdeki gerilmeleri nasıl bulursunuz ?
11. Mohr Gerilme Dairesi'nin faydasını açıklayınız.
12. Aksenal kuvvet ve çubuk çapı belli iken açı verilirse Mohr Dairesi nasıl çizilir ?
13. İnce kenarlı silindiriklerde gerilmeler kaç çeşittir? Bu gerilmelerin isimlerini söyleyiniz ve formüllerini yazınız.
14. e^x bağıntısında x verilirse e^x in sayısal değerini nasıl bulursunuz ?

15. Gerilme yığılmaları hangi sebeplerden oluşur ?
16. Makina parçalarında geçişler neden keskin yapılmaz? ilgili diyagramı inceleyerek açıklayınız.

ÜÇÜNCÜ BÖLÜM

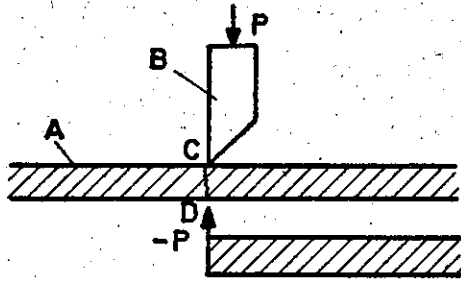
KESME DAYANIMI

3.1. TANITIM

Cisimlerin kesitlerinde kesme kuvveti yalnız başına pek az bulunur. Genel olarak diğer zorlanma halleri ile birlikte etki eder. Kesme kuvveti yalnız başına etki ediyorsa, basit kesme meydana gelir. Bir çubuğun makasla kesilmesi, basit kesme haline bir örnektir. Kesme kuvveti, çubukların ve kirişlerin kesitlerinde çok zaman eğilme momenti ile bulunur.

Şekildeki A cismini, oynamayacak durumda bir yere oturttukten sonra, üstünden kesici bir aleti P kuvvetiyle bastıralım. Takımın kesici ucu cismin içine girerek, onu iki parçaya ayırmak ister. Cisim P kuvvetinin etkisi altında kesilmemek için direnir ve $(-P)$ kuvvetiyle P kuvvetine karşı koyar. Bu karşı koyma kuvvetini o kesitteki iplikçikler (lifler) oluşturur. Kesit üzerindeki birim alanın oluşturduğu karşı koyma kuvvetine, kayma gerilmesi adı verilir ve τ harfiyle

gösterilir. Aynı lif üzerindeki kayma gerilmeleri eşit olup, farklı lif üzerindeki eşit değildirler. Ağırlık merkezinden geçen yatay eksenin altında veya üstünde kalan ve eksenden aynı uzaklıkta kalan liflerdeki kayma gerilmeleri eşittir. O halde kesme kuvvetinden gelen kayma gerilmeleri kesit içine eşit olarak dağılmış değildir. Şekil 3.1.



Şekil-3.1

Dıştan etki eden kesme kuvvetinden oluşan kayma gerilmelerinin kesit üzerindeki dağılımı, kesitin geometrisine bağlıdır. Kesitin dikdörtgen, daire, T kesit olması halinde dağılım kanunları değişir. Bu değişme basit kesimde önemli değildir ve ortalama kayma gerilmesine göre problemler çözülür. Kesme kuvveti, kesit alanına bölünerek ortalama kayma gerilmesi bulunur. Buna göre,

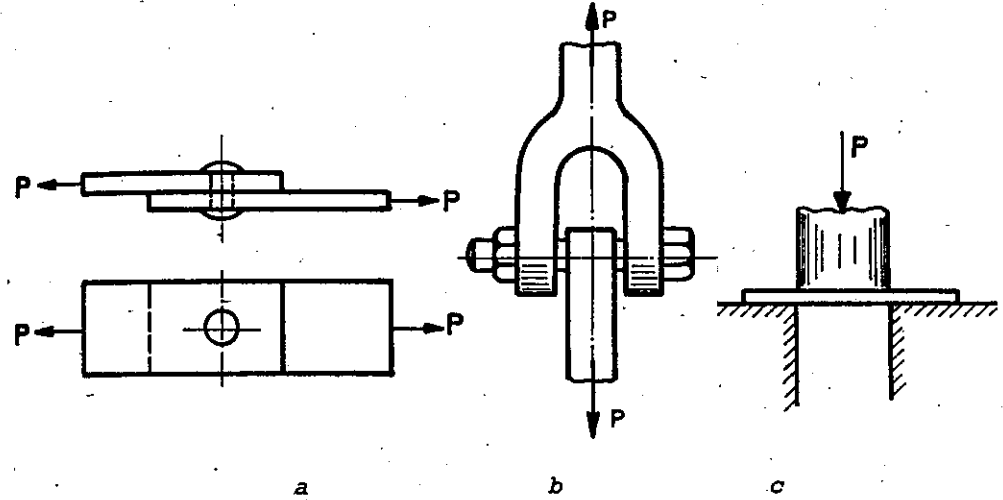
$$\tau = \frac{P}{A}$$

formülü kullanılır.

Kayma gerilmesi, kuvvetlere karşı koyan yüzeyler üzerinde bulunan veya o yüzeylere paralel olan kuvvetler tarafından meydana getirilmekle, çekme ve basınç gerilmelerinden ayrılır. Çekilme ve basılma gerilmeleri, etki etmekte oldukları yüzeylere dik olan kuvvetler

tarafından meydana getirilir. Bu sebepten çekilme ve basılma gerilmelerine Normal gerilmeler, kayma gerilmesine ise Teğetsel gerilme de denir.

Uygulanan kuvvet, iki kesiti birbiri üzerinde kaymaya zorluyorsa, o yüzeyler üzerinde kayma gerilmesi meydana gelir. Şekil 3.2 de buna ait örnekler görülmüyor. (a) da perçinin bir kesiti, (b) de ise cıvatanın iki kesiti kaymaya karşı koymaktadır. (a) haline tek çalışmalı kayma, (b) haline ise çift çalışmalı kayma denir. (c) de ise dairesel bir pul, levhanın ortasından ayrılmaya çalışıyor.



Şekil-3.2

Son örnekte kaymaya karşı koyan alan silindirik yüzeyi şeklindedir. Her üç halde de kayma, uygulanan yüke paraleldir. Bunlara basit kayma denir ve yüke eğik kesitlerdeki meydana gelen kaymadan farklıdır.

Kesilmeye çalışan çeşitli elemanlar vardır. Bunlar kamalar, perçinler, pimler, az da olsa cıvatalardır. Cıvatalar daha çok çekilmeye çalıştırılır, kesme kuvveti kaldırmaları istenmez.

3.2. PERÇİN BAĞLANTILARININ HESAPLANMASI

Perçinler iki veya daha fazla elemanın birbirine bağlanmasında kullanılır. Son zamanlarda perçin bağlantılarının yerini kaynak almış olmakla beraber, perçin bugün de kaynakla yanyana kullanılmaktadır. Perçin bağlantıları :

1. Çelik yapıda (yüksek yapı, köprü ve vinçlerde),
2. Kazan yapılmasında (kazan, kap ve yüksek basınçlı borular),
3. Kaplar (yassı kaplar, bacalar, basınçsız dikey ve yatay borular) için sızdırmaz bağlantı olarak,
4. Saç kaplamalarda (örneğin uçaklarda) kullanılır.

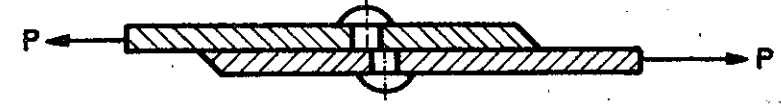
Perçin bağlantıları kaynağa göre genellikle daha ucuz ve kolay yapılabilir (örneğin kafes kirişler için). Kalite kontrolü daha kolaydır (çekiçle vurulduğu zaman çıkardığı sestten anlaşılır) ve gerekirse perçin başları kesilerek bağlantı sökülebilir. Buna karşılık daha ağırdır ve her zaman kullanılmaz. Perçin bağlantılarında dayanım kaybı (perçin delikleri) % 13-42, kaynak bağlantılarında ise % 10-40 tır.

Perçin bağlantılarında başlıca üç şekilde bozulma olur :

1. Seçilen perçin, kendi bağlantısının dayanabileceği kuvvete uygun seçilmemiştir. Fazla kuvvet karşısında, şekilde görüldüğü gibi perçin levhaların birleştiği yerden kesilir. Bu kesilme dayanımı :

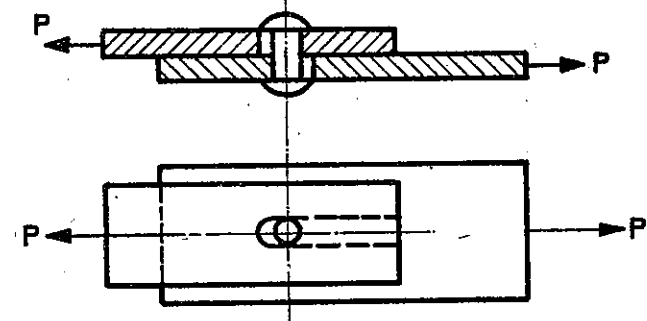
$$\tau = \frac{P}{A} = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

şeklinde yazılır. Şekil 3.3.



Şekil-3.3

2. Perçin, çekme kuvvetine karşı güvenle dayandığı halde, bazan da şekilde olduğu gibi perçin, çekme kuvvetinin zıt yönünde deliği ovalleştirir, daha ileri giderek levhayı sona kadar kesebilir. Şekil 3.4.



Şekil-3.4

Burada meydana gelen ezilmenin sebebi; perçinle levha arasındaki delik ezme basıncının normalden daha fazla olmasıdır. Sona kadar kesilmeye sebep de, perçin yerinin levha kenarına yakın olmasıdır.

Bu zararlı durumlardan korunmak için ; malzemelerin cinsine göre güvenli delik ezme basınçları kullanılmaktadır. O da, her gerecin güvenli kesilme dayanımının iki katı olarak alınmıştır.

Delik ezme basıncı, $p = \frac{P}{d \cdot s}$

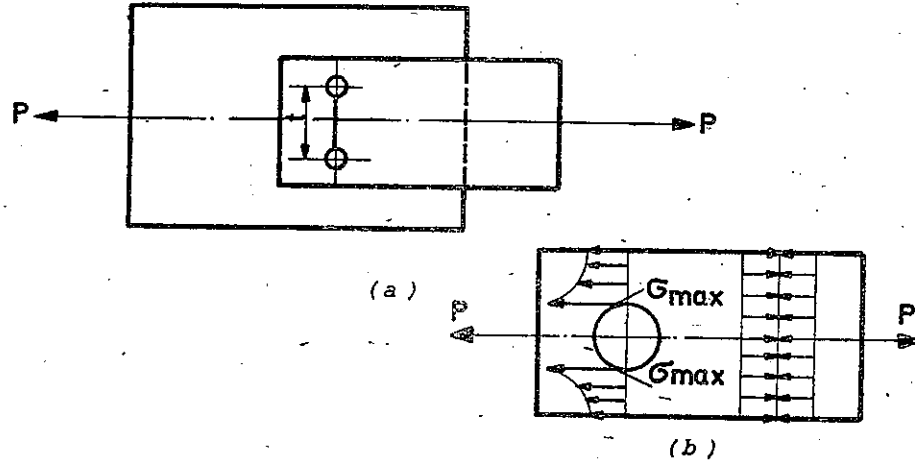
P = Bir perçine gelen çekme kuvveti

d = Perçin çapı

s = Levha kalınlığı

Diğer kesilme zararını önlemek için de, perçin merkezinin levha kenarına olan uzaklığı, en az $e = 1,5d$ olarak almalıdır.

3. Perçinli bağlantılarda üçüncü bir bozulma şekli de şekilde görülen delik yırtılmasıdır. Şekil 3.4. (a,b)



Şekil-3.5

Deliklerin bulunduğu yerlerde gerilmelerin eşit dağılışı olmayıp, delik kenarlarında fazla, delikten uzak olan yerlerde az olduğunu biliyoruz. İşte bu sebepten dolayı, delik kenarlarında bazan yırtılmalar olur. Fakat bu yırtılmayı önleyebilecek kesin bir hesap yolu veya çare bulunamadığından, yapılan hesaplarla deneyler, birbiriyle yüzleştirildikten sonra kesin hesabımızı ve işimizi yaparız.

Perçin bağlantı hesaplarında, iki perçin arasında, eşit dağılışı bir çekme gerilmesi varmış gibi hareket edilir. Buna göre gerilme :

$$\sigma = \frac{P}{S(t-d)}$$

formülü ile bulunur. Bu formülde,

P = Bir perçine gelen çekme kuvveti

s = Levha kalınlığı

d = Perçin çapı

t = İki perçinin merkez aralığıdır. Pratikte yapılan işlerde, iki perçinin merkezleri arasındaki uzaklık, en az $t_{min} = 3d$ ve en çok $t_{max} = 8d$ alınmaktadır. d perçin çapıdır. Aşağıda pratikte kullanılan, perçin çapları ve bunlara uyan levha kalınlıkları verilmiştir. Tablo 3.1.

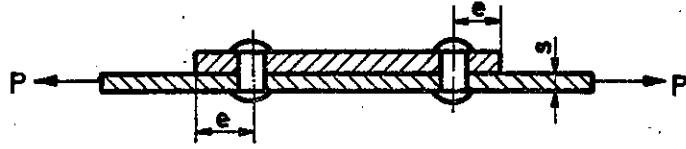
d (mm)	13	16	19	22	25	28	31	34
s (mm)	5-6	7-8	9-10	11-13	14-16	17-20	21-24	25-29

Tablo-3.1

ÇÖZÜMLÜ PROBLEMLER

3.1. Problem

Şekildeki perçinli bağlantıda iki tane perçin vardır. Çekme kuvveti $P = 1500$ kgf ve perçinlerin güvenli kesilme dayanımı $\tau_g = 500$ kgf/cm² verildiğine göre,



- Perçin çapı d ne kadar olmalıdır ?
- Bulunan perçin çapına göre, tablo 3.1. den levha kalınlığının alınması
- Delik ezme basıncı ne kadardır, güvenli midir ?
- Perçin merkezinin levha kenarına olan uzaklığı ne kadardır ?

Çözüm :

a. P kuvvetini iki perçin taşıdığından,

$$2A = \frac{P}{\tau_g} ; A = \frac{\pi d^2}{4} ; 2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} = \frac{P}{\tau_g}$$

$$2P = \pi d^2 \tau_g ; d = \sqrt{\frac{2 \cdot 1500}{\pi \cdot 500}} = 1,38 \text{ cm}$$

$$d = 13,8 \text{ mm}$$

b. Tablo 3.1. de $d = 13 \text{ mm}$ için $s = 5-6$ olduğundan $s = 6 \text{ mm}$ alırız.

c. Bir perçin için delik ezme basıncı,

$$p = \frac{\frac{P}{2}}{d \cdot s} = \frac{1500}{2 \cdot 1,38 \cdot 0,6} = 905 \text{ kgf/cm}^2$$

olur. Bulunan basınç $P_g = 2 \cdot \tau_g$ şartından daha güvenlidir.

$$d) . e = 1,5 d = 1,5 (13,8) = 20,7 \approx 21 \text{ mm alınır.}$$

3.2. Problem

Dört perçinli, iki sıralı ve çift kapaklı bir bağlantıda:

Çekme kuvveti $P = 8000$ kgf.

Perçin çapı $d = 25 \text{ mm}$.

Perçin aralığı $t = 3d = 75 \text{ mm}$ olduğuna göre,

- Tablo 3.1. den levha kalınlığı
- Delik ezme basıncı,
- Perçinlere gelen kayma gerilmesi ne kadardır?

Çözüm :

a. Levha kalınlığı $s = 15 \text{ mm}$ alınır.

b. Bir perçine gelen kuvvet

$$P_1 = \frac{P}{4} = \frac{8000}{4} = 2000 \text{ kgf.}$$

$$p = \frac{P}{d \cdot s} = \frac{2000}{2,5 \cdot 1,5} = 533 \text{ kgf/cm}^2$$

(delik ezme basıncı)

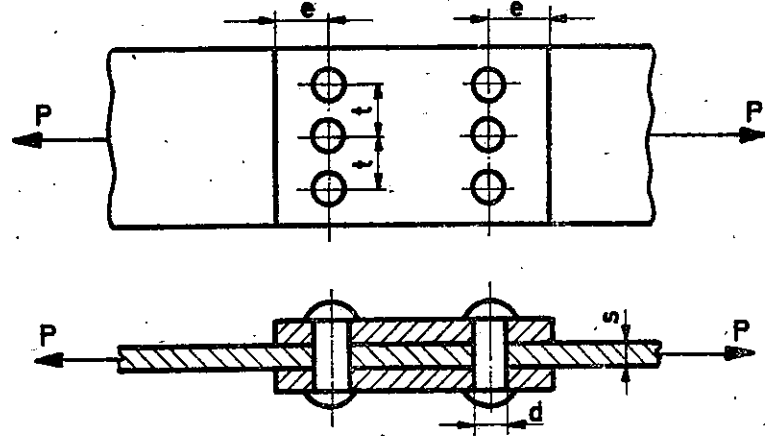
c. Perçinlere gelen kayma gerilmesi,

$$\tau = \frac{P_1}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{4 \cdot 2000}{\pi \cdot 2,5^2} = 407,64 \text{ kgf/cm}^2$$

bulunur.

3.3. Problem

Şekilde çift kapaklı, üç sıralı bir perçin bağlantısı görülmüyor. Perçin çapı $d = 28$ mm, perçinlerin kesilme dayanımı $\tau = 2800$ kgf/cm² olduğuna göre,



a. Bağlantıdaki altı perçinin kesilmesi için P kuvveti ne kadar olmalıdır ?

b. P kuvveti karşısında, perçin aralıklarında doğan çekilme gerilmesi ne kadar olur ?

c. Delik ezme basıncı ne kadar olur?

Çözüm :

$$a. P = \tau \cdot A = \tau \cdot 6 \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 2800 \cdot 6 \cdot \pi \frac{2,8^2}{4} \approx 103393 \text{ kgf}$$

$$d = 28 \text{ mm için } s = 18 \text{ mm ; } t = 3 d \text{ alırız.}$$

$$b. \sigma = \frac{P/6}{s(t-d)} = \frac{P}{6 \cdot s \cdot 2d} = \frac{103393}{6 \cdot 1,8 \cdot 2 \cdot 2,8} = 1709,54 \text{ kgf/cm}^2$$

$$c. p = \frac{P/6}{d \cdot s} = \frac{P}{6 \cdot d \cdot s} = \frac{103393}{6 \cdot 2,8 \cdot 1,8} = 3419 \text{ kgf/cm}^2$$

3.4. Problem

Şekildeki volan bir makinanın krank milline hareket vermektedir. Arzu edilmeyen bir sıkışma halinde şekildeki pim kesilerek hareketin durması istenmektedir. Volan dakikada 200 devirle dönmekte 6 beygir gücü iletmektedir. Verilenlere göre bu sigorta piminin çapını bulunuz. $\tau_g = 1500$ kgf/cm²

Çözüm :

$$M_t = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \frac{6}{200} = 2148,6 \text{ kgf cm.}$$

$$d_1 = 4 \text{ cm milin çapı}$$

$$M_t = d_1 \cdot Q \quad Q = \frac{2148,6}{4} = 537,15 \text{ kgf.}$$

(pimi zorlayan çevresel kuvvet)

$$A = \frac{Q}{\tau_g}$$

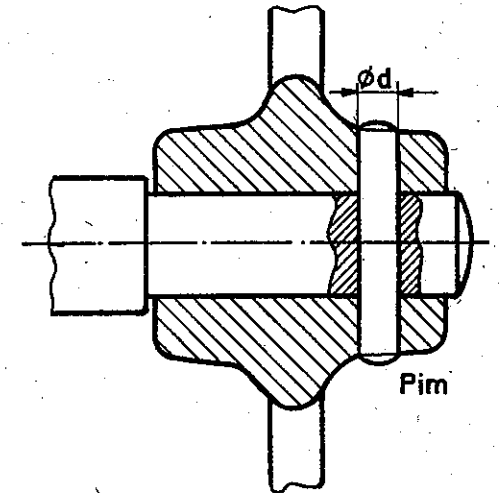
$$A = \frac{537,15}{1500} = 0,358 \text{ cm}^2$$

$$\frac{\pi d^2}{4} = 0,358$$

$$\pi d^2 = 4 \cdot 0,358$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,358}{\pi}} = 0,67 \text{ cm}$$

$$d = 6,7 \text{ mm. olmalıdır.}$$



3.5. Problem

Şekildeki A milini B miline aynı kesitli 6 cıvata taşıyan çözülebilir bir kavramayla bağlanmıştır. İletilen güç 100 B.B ve devir sayısı $n = 200$ devir/dakika, $\tau_g = 700 \text{ kgf/cm}^2$ olduğuna göre cıvataların çapını bulunuz. Kavramanın sürtünme yoluyla moment ilemediği kabul edilecektir. $R = 15 \text{ cm}$.

Çözüm :

Bir milin ilettiği burulma momenti,

$$M_t = 71620 \frac{N}{n} \text{ (kgf.cm)}$$

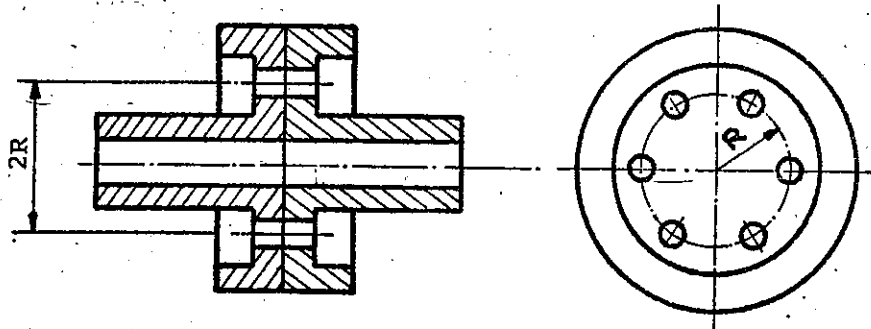
den bulunur.

$$M_t = 71620 \frac{100}{200} = 35810 \text{ kgf.cm}$$

olur. Simetriden dolayı her cıvatanın aldığı kesme kuvvetinin eşit olduğunu kabul edebiliriz. Bir cıvatanın aldığı kuvveti P_1 ile gösterirsek,

$$P_1 \cdot n \cdot R = M_t$$

yazılabilir. Burada (n) cıvata sayısını R de şekilde gösterilen yarıçapı gösterir. Sayısal değerler yerine konarak,



$$P_1 \cdot 6 \cdot 15 = 35810$$

$$P_1 = \frac{35810}{90} \approx 398 \text{ kgf.}$$

Cıvata çapı d ile gösterilirse,

$$\frac{\pi d^2}{4} \tau_g = P_1 \quad \frac{3,14}{4} d^2 \cdot 700 = 398$$

$$d = 8,5 \text{ mm elde edilir.}$$

d = Diş dibi çapıdır

3.6. Problem

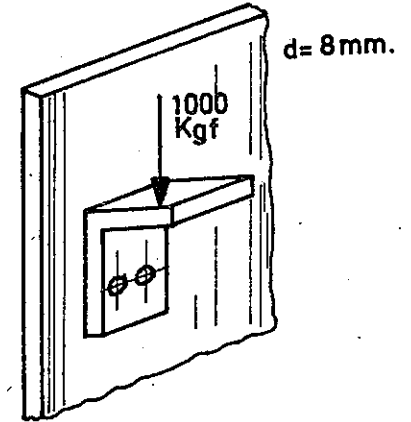
Şekildeki sistemde, köşebentli ana levhaya bağlayan perçinlerde oluşan kayma gerilmelerini bulunuz.

Çözüm:

$$\tau = \frac{P}{2A} = \frac{1000}{2 \cdot \frac{\pi d^2}{4}}$$

$$\tau = \frac{2000}{\pi \cdot (0,8)^2} \approx 995 \text{ kgf/cm}^2$$

olur.



3.7. Problem

Şekildeki $s = 4 \text{ mm}$. kalınlığındaki saçın kesilme dayanımı $\tau = 3400 \text{ kgf/cm}^2$ dir. Zimba gereğine $p = 1000 \text{ kgf/cm}^2$ lik bir basınç gerilmesi gelmesi için:

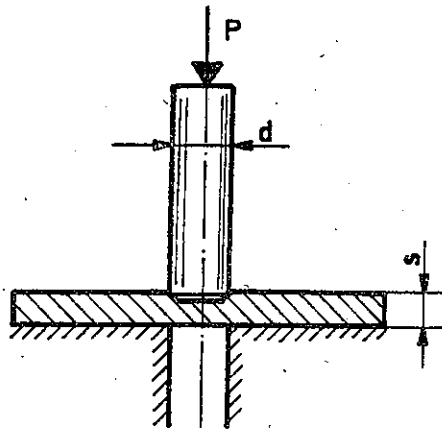
a. Zimba çapı,

b. P kuvveti ne kadar olmalıdır ?

Çözüm:

$$\text{Bir taraftan } P = p \cdot \frac{\pi d^2}{4} \text{ diğer taraftan}$$

$$P = \tau \cdot \pi \cdot d \cdot s \text{ yazılır.}$$



$$p \cdot \frac{\pi d^2}{4} = \tau \cdot \pi \cdot d \cdot s$$

buradan

$$a. \quad d = \frac{\tau \cdot s \cdot 4}{p} = \frac{3400 \cdot 0,4 \cdot 4}{1000} = 5,4 \text{ cm}$$

$$d = 54 \text{ mm}$$

b. $P = \tau \cdot \pi \cdot d \cdot s = 3400 \cdot \pi \cdot 5,4 \cdot 0,4 = 23060 \text{ kgf.}$

3.8. Problem

Şekildeki BDC kolu dengede olduğuna göre, D noktasındaki pim çapını bulunuz. Pim malzemesinin güvenli kayma gerilmesi $\tau_g = 420 \text{ kgf/cm}^2$ dir.

Çözüm:

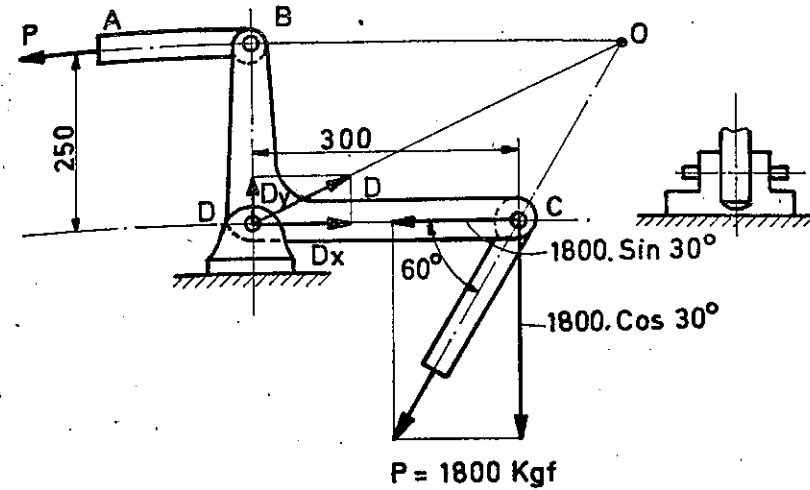
Pıme etki eden kuvvet D bileşkesidir.

$$\sum F_x = 0$$

$$Dx + P - 1800 \cdot \sin 30^\circ = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$D_y - 1800 \cdot \cos 30^\circ = 0$$



$$Dy = 1800 \cdot (0,866)$$

$$D_y = 1558,8 \approx 1559 \text{ kgf}$$

$$\Sigma M_D = 0$$

$$300 \cdot (1800 \cdot \cos 30^\circ) - P \cdot 250 = 0$$

$$P = \frac{300(1559)}{250} = 1871 \text{ kgf.}$$

yerine konarak,

$$Dx = P + 1800 \cdot \sin 30^\circ$$

$$Dx = 1871 + 900 = 2771$$

$$D = \sqrt{D_x^2 + D_y^2} = \sqrt{(2771)^2 + 1559^2} \cong 3180 \text{ kgf.}$$

$$\tau_g = \frac{D/2}{A}$$

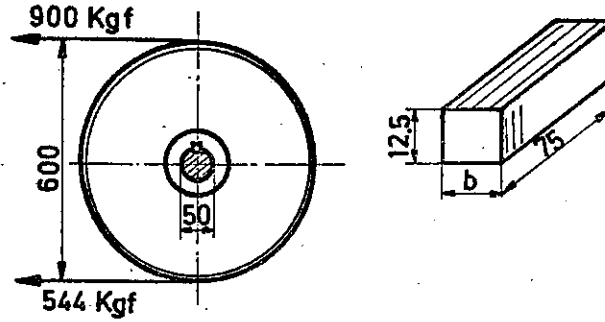
$$A = \frac{D/2}{\tau_g} = \frac{1590}{420} \approx 3,8 \text{ cm}^2$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \frac{2 \cdot 1,95}{\sqrt{\pi}}$$

$d = 22 \text{ mm.}$ bulunur.

3.9. Problem

Kayışlarındaki çekme kuvveti şekilde gösterilen 60 cm çapındaki bir kasnak, 5 cm çapındaki bir mile kamalanmıştır. Kamanın uzunluğu 7,5 cm ve güvenli kayma gerilmesi $\tau_g = 570 \text{ kgf/cm}^2$ olduğuna göre, b genişliğini hesaplayınız.



Mile etki eden moment,

$$M_t = 900 \cdot 30 - 544 \cdot 30 =$$

$$M_t = (900 - 544) \cdot 30$$

$$M_t = 356 \cdot 30$$

$$M_t = 10680 \text{ kgf.cm}$$

$$M_t = P \cdot r$$

$$P = \frac{M_t}{r} = \frac{10680}{2,5} = 4272 \text{ kgf}$$

$$P = b \cdot 7,5 \cdot 570$$

$$b = \frac{4272}{7,5 \cdot 570} = 1 \text{ cm}$$

$$b = 10 \text{ mm olmalıdır.}$$

3.10. Problem

Kaymaya karşı dayanımı $\tau = 2800 \text{ kgf/cm}^2$ olan bir levha zimba ile delinecektir.

a. Zimbadaki basılma gerilmesi $\sigma = 4200 \text{ kgf/cm}^2$ yi geçmeden 50 mm çapında bir delik açılabilen levhanın kalınlığını bulunuz.

b. Levha kalınlığı 12,5 mm olduğuna göre, bu şartlar altında delinebilecek en küçük delik çapını hesaplayınız.

Çözüm:

a. Zimbanın taşıyabileceği kuvvet,

$$P = 4200 \cdot \frac{\pi d^2}{4}$$

Rondelenin kesilmesi için gerekli kuvvet

$P = \pi \cdot d \cdot S \cdot \tau$ dir. Bu iki bağıntıyı eşitleyerek,

$$4200 \cdot \frac{\pi d^2}{4} = \pi \cdot d \cdot S \cdot \tau$$

$$1050 \cdot 5 = 2800 \cdot s \Rightarrow s = \frac{5250}{2800} = 1,875 \text{ cm}$$

$$S = 18,75 \text{ mm. olur.}$$

b. Levha kalınlığı $S = 12,5 \text{ mm.}$ olursa,

$$P = 4200 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \text{ (zimba kuvveti)}$$

$P = 2800 \cdot \pi \cdot d \cdot (1,25)$ bunları eşitleyerek,

$$4200 \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 2800 \cdot \pi \cdot d \cdot 1,25$$

$$1050 \cdot d = 2800 \cdot 1,25$$

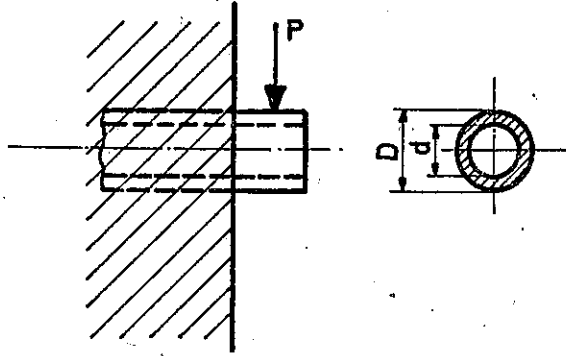
$$d = \frac{2800 \cdot 1,25}{1050} = \frac{3500}{1050} = 3,33 \text{ cm} = 33,3 \text{ mm}$$

bulunur.

3.11. Problem

Şekildeki boru tek taraflı ankastre olup, kesilmeye zorlanmaktadır. Borunun güvenli kayma gerilmesi 150 kgf/cm^2 , iç çapın dış çapa oranı $\frac{d}{D} = \frac{1}{3}$ olduğuna göre borunun dış çapını bulunuz.

Çözüm:



$$P = 8000 \text{ kgf}$$

$$A = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} (D^2 - \frac{D^2}{9})$$

$$= \frac{\pi}{4} D^2 \frac{8}{9} = \frac{\pi D^2}{4,5} \text{ cm}^2$$

$$\tau_g = 150 \text{ kgf/cm}^2$$

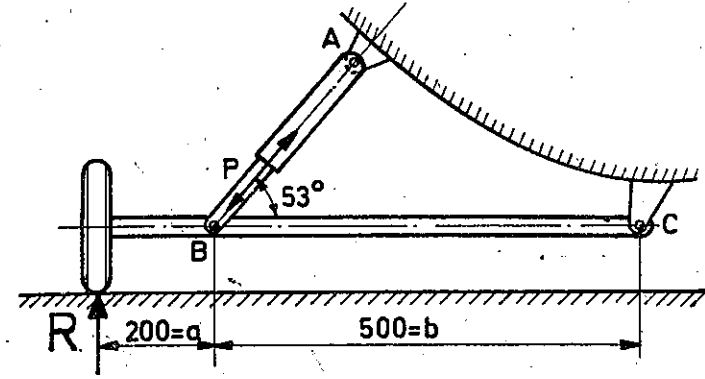
$$8000 = \frac{\pi D^2}{4,5} \cdot 150$$

$$D = \sqrt{\frac{8000 \cdot 4,5}{\pi \cdot 150}} \approx 8,74 \text{ cm}$$

3.12. Problem

Aşağıda, hafif bir uçağın iniş takımının bir kısmı görülmektedir. A ve B deki cıvatalar çift, C deki ise tek çalışmalıdır. $\tau_g = 560 \text{ kgf/cm}^2$ alarak bu cıvataların çaplarını hesaplayınız. İniş tepkisi $R = 1200 \text{ kgf}$.

Çözüm: A ve B deki cıvatalar P kuvvetinin kesilme etkisi altındadır.



$$\sum M_C = 0$$

$$(a+b)R - P \cdot b \cdot \sin 53^\circ = 0$$

$$P = \frac{(a+b)R}{b \cdot \sin 53^\circ} = \frac{(20+50)1200}{50(0,79864)}$$

$$P = \frac{70 \cdot 1200}{50 \cdot 0,8} = 2100 \text{ kgf}$$

$$\tau = \frac{P}{2A}$$

$$2100 = 560 \cdot 2 \cdot \frac{\pi d^2}{4}$$

$$2100 = 280 \cdot \pi \cdot d^2$$

$$d = \sqrt{\frac{2100}{280 \pi}} = \sqrt{\frac{21}{2,8 \pi}} = \sqrt{\frac{21}{8,8}} = \frac{4,583}{2,966} = 1,54 \text{ cm}$$

$$= 15,4 \text{ mm.}$$

$$C \text{ deki çap: } P_x = P \cdot \cos 53^\circ = 2100 \cdot (0,60) = 1260 \text{ kgf.}$$

$$\tau_g = \frac{P}{A} \quad A = \frac{P}{\tau_g} = \frac{2160}{560} = 2,25 \text{ cm}^2$$

$$2,25 = \frac{\pi d^2}{4} \quad d = \sqrt{\frac{9}{\pi}} \approx 1,7 \text{ cm}$$

$$d = 17 \text{ mm.}$$

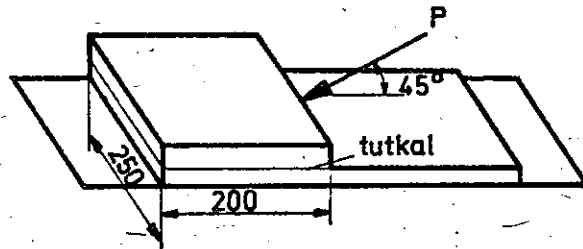
PROBLEMLER

1. 10.20 mm. boyutlarında bir levha, $P = 70000$ kgf. kuvvetle basan bir makasla kesiliyor. Levhanın kesilme dayanımı ne kadardır ?

Yanıt: 3500 kgf/cm²

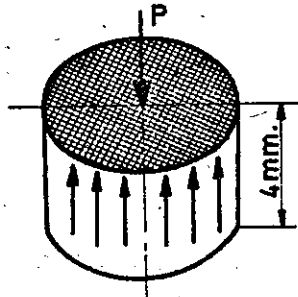
2. Şekilde gösterilen parçada $P = 4000$ kgf. olduğuna göre, meydana getireceği kayma gerilmesini bulunuz.

Yanıt: 5,656 kgf/cm²



3. Kaymaya karşı dayanımı $\tau = 2800$ kgf/cm² olan bir çelik levhadan 25 mm. çapında rondeler kesilecektir. Bu çelik levhada 25 mm. çapında bir delik açabilmek için gerekli P kuvvetini bulunuz.

Yanıt: $P = 8792$ kgf.



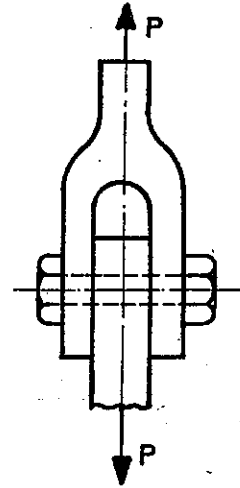
4. Şekildeki taşıyıcı sistemde cıvata malzemesi olarak $\phi 1020$ kullanılmıştır. Değişken tesir halinde güvenli kesilme dayanımı $\tau_g = 600$ kgf/cm² dir. Etki eden en büyük kuvvet $P = 10000$ kgf. alınırsa, cıvatanın dış dibi ve dış üstü çapları ne kadar olur ?

Yanıt:

$d = 32,57$ mm. bulunur. Bu değere en yakın M 39 un dış dibi çapı olduğundan M 39 seçilir. M 39 un dış dibi ve dış üstü değerleri:

$$d = 33,804 \text{ mm}$$

$$d_1 = 39 \text{ mm. dir.}$$

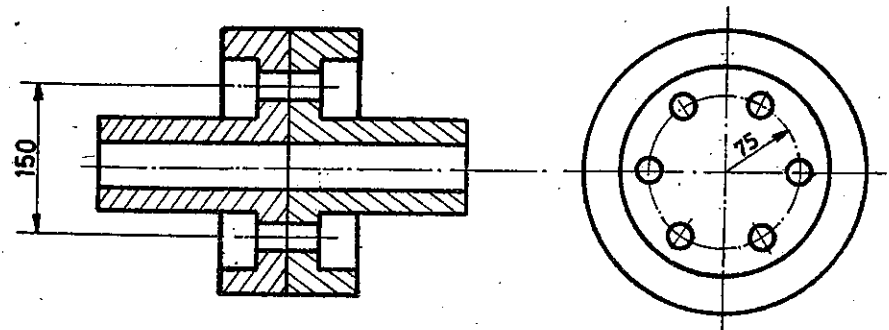


5. Bir önceki problemdeki cıvata malzemesi $\phi 1060$ olarak alınsaydı, bu değere göre dış dibi ve dış üstü çapları kaç mm olurdu ? $\phi 1060$ in değişken tesir için kayma güven gerilmesi $\tau_g = 950$ kgf/cm² dir.

Yanıt: $d = 27,3$ mm $d_1 = 33$ mm (M 33)

6. Şekildeki iki mil, çevresinde 6 tane cıvata bulunan bir kavrama ile birleştirilmiştir. İletilen burulma momenti $M_t = 500$ kgf.m ve cıvatalar $\phi 1020$ den yapıldığına göre, dış dibi ve dış üstü çapları ne kadar olur ? $\tau_g = 600$ kgf/cm²

Yanıt: $d = 15,42$ mm $d_1 = 20$ mm. (M 20)



7. Dikdörtgen kesitli olması uygun görülen bir ağaç kiriş, tek taraflı ankastre edilmiştir. Dışta kalan kısa uca $P = 800$ kgf. etki edecektir. Kesitin güvenli boyutlarını bulunuz. $\tau_g = \frac{20}{3}$ kgf/cm²

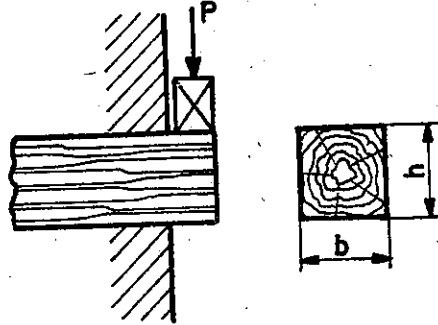
Yanıt:

$$A = 120 \text{ cm}^2$$

$$b = 10 \text{ cm}$$

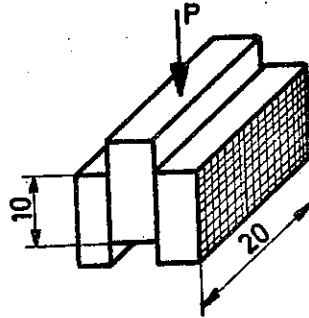
$$h = 12 \text{ cm}$$

alınır.



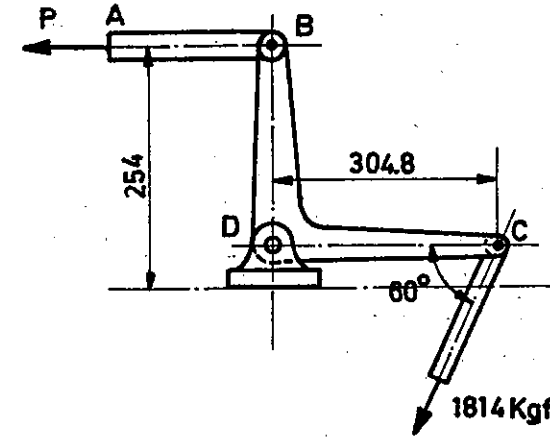
8. Aşağıdaki şekilde gösterilen üç parça ağaçtan yapılmış olup, tutkalla birleştirilmiştir. Kırılma anındaki P kuvveti 300 kgf. ise, tam bu anda birleşme yerindeki ortalama kayma gerilmesi ne kadardır?

$$\text{Yanıt: } \tau = 75 \text{ kgf/cm}^2$$



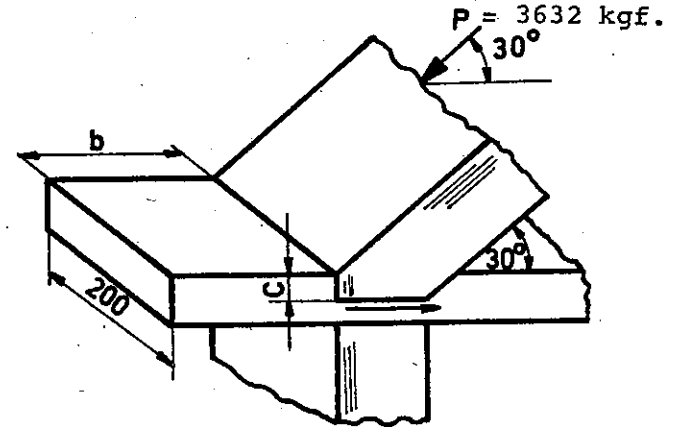
9. Şekildeki BDC kolu dengede olup AB çubuğundaki çekilme gerilmesi, D noktasında bulunan ve çapı 25,4 mm. olan pimdeki kayma gerilmesinin 3/2 si kadardır. AB çubuğunun kesit alanını hesaplayınız.

$$\text{Yanıt: } 4 \text{ cm}^2 \text{ alınır.}$$



10. Ahşap bir çatı makasının ayakları, kirişlerin ucuna şekilde görüldüğü gibi oturmıştır. Sürtünmeyi yok kabul ederek b yi bulunuz. Güvenli kayma gerilmesi $\tau_g = 8,14$ kgf/cm² dir. Ayrıca güvenli ezilme gerilmesi 70 kgf/cm² olduğuna göre C yi bulunuz.

$$\text{Yanıt: } b = 13,17 \text{ mm. } C = 15,32 \text{ mm.}$$



KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI

1. Basit kesme ne demektir, açıklayınız ?
2. Kayma gerilmelerinin kesit üzerinde nasıl bir dağılım gösterdiğini araştırınız.
3. Tabanı b, yüksekliği h olan bir dikdörtgen kesitte, en büyük gerilmenin yerini söyleyiniz ?
4. Makasla yapılan kesmelerde, bıçağın işe yavaş yavaş girmesinin toplam kesme kuvvetini nasıl etkilediğini araştırınız.
5. Perçin malzemesinden istenen özellikler nelerdir ?
6. Perçinlerde çeşitli ısı genleşmelerini (gevşeme) ve galvanik akımları (korozyona uğrama) önlemek için ne düşünürsünüz ?
7. Saç yüzeyinin parlak veya pürüzlü olması yapılan perçinlemenin dayanımını nasıl etkiler ?
8. Yüksek kaliteli perçin bağlantılarında sürtünmeyi artırmak için iki yüzeye de karborund tozu katılmış macun sürülür. Bu işin faydasını açıklayınız ?
9. Kalafat ne demektir, nasıl yapılır, nerelerde kullanılır ?
10. Pernolar ve pimler genellikle hangi malzemeden yapılırlar ?
11. Atelyenizde kesilmeye çalışan pim, cıvata, perno olup olmadığını araştırınız.
12. Kesme kalıpları çalışma sırasında kayma gerilmeleri oluştururlar. Kalıp saplarının eksenlerinin geçtiği yer nasıl bulunur ?

DÖRDÜNCÜ BÖLÜM

EĞİLME DAYANIMI

4.1. KONUYA GİRİŞ

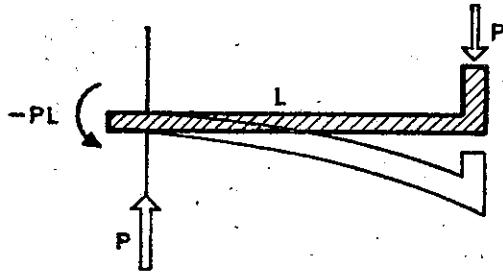
Cisimlerin Dayanımı konusunun temel problemi, herhangi bir yapıya veya makine parçasına uygulanan kuvvetin oluşturacağı, gerilme ve şekil değiştirmelerin bulunmasıdır. Eksenel yüklemde gerilme etkisi kesitten kesite değişiklik göstermez; bu bakımdan çekilme ve basılma problemlerini incelemekte zorluk söz konusu değildir.

Eğilme yüklerinde ise, yükün tesiri kirişin her kesitinde değişik olduğundan, bunların incelenmesi biraz daha karmaşıktır. Bir kirişin eksenine dik olarak kuvvetler etki ederse, çubuk kesitlerinde kesme kuvveti ve eğilme momenti meydana gelir. Eğilme momenti sonucu çubuk doğrusal halden eğrisel hale geçer ve çubuk eksenini de bir eğri olur; bu eğriye elastik eğri adı verilir. Eğilme momenti ile bunun meydana getirdiği eğilme gerilmesi ve düşey kesme kuvveti ile ondan oluşan kayma ge-

rilmesi arasındaki bağıntı bu bölümde incelencektir. bağıntıları bulurken şunları kabul edeceğiz:

1. Kirişin orijinal olan düzlem kesitleri, eğilmeden sonra da düzlem olarak kalırlar.
2. Kiriş malzemesi homogen olup, Hooke Kanununa uymaktadır.
3. Çekilme ve basılmadaki elastiklik modülleri birbirine eşittir.
4. Kiriş orijinal olarak doğru olup, kesitleri sabittir.

Bir eğilme probleminin çözülebilmesi için, kirişin kesitinin atalet momenti, dayanım momenti, tarafsız eksen, kesme kuvvet ve eğilme momenti diyagramlarının çizimi gibi bilgilere gerek vardır. Bu bilgiler ilgili maddelerde verildikten sonra konuya bir bütün olarak bakma olanağı ortaya çıkacaktır. Şekil 4.1.



Şekil-4.1

4.2. KIRIŞLERDE KESME KUVVETİ (Makaslama) VE MOMENTLER:

P konsantre (nokta) yükünü taşıyan ve R_A ve R_B dayanak tepkileri tarafından dengede tutulan bir basit kiriş görülmüyor. Bir an için kirişin kendi ağırlığını

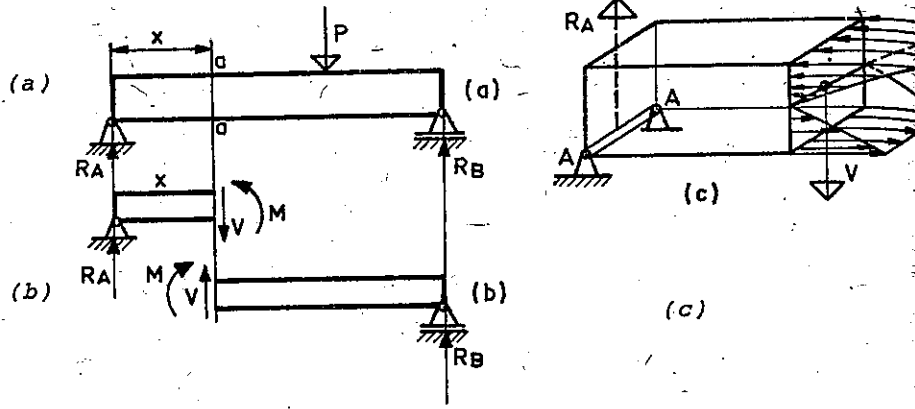
bulunarak yalnız P yükünün etkisini düşünelim.

R_A dan x uzaklığında bulunan a-a düzleminin ki-
namsal olarak ikiye ayırdığını varsayalım. Şe-
görülen ve sol parçaya ait olan izole edilmiş gö-
rüne dış yük olarak yalnız sol dayanağın tepkisi
 R_A vardır. Kirişin bu parçasında denge şartlarını
kayalım:

Statikten bilindiği gibi düzlemde denge şartı
dır. Yatay kuvvet olmadığından yatay tepki de yoktur.
Dengenin birinci şartı olan $\sum F_x = 0$ şartı kendiliğinden
dır. Dengenin ikinci şartı olan $\sum F_y = 0$ şartı için
a kesitinde bulunan liflerin (iplikciklerin) R_A ile
denge meydana getirecek bir iç kuvvet meydana getirme-
ri gerekir. Şekilde V ile gösterilen bu kuvvete kesme
kuvveti adı verilir.

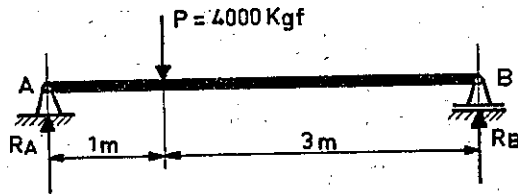
Şekildeki izole edilmiş parçanın denge şartları-
nın tamam olabilmesi için, momentlerin toplamının da sı-
fır olması lazımdır. Yukarıdaki incelememizde R_A ve V
eşit olduklarından momenti $M = R_A \cdot x$ olan bir kuvvet
çifti meydana getirirler. Kirişi eğmeye çalışan bu mo-
mente eğilme momenti denir. Bu eğilme momentine karşı-
lık kiriş kesitindeki lifler, şekilde görülen tarzda et-
ki eden ve sayısal değeri eğilme momentine eşit olan bir
moment oluştururlar. Sol parça yerine sağ parçanın den-
gesi incelense aynı değerlerde kesme kuvveti ve eğilme
momentinin olması gerektiği ispatlanır.

Sonuç olarak, kirişler eksenine dik kuvvetlerle
yüklenirse, kiriş kesitlerinde kesme kuvveti ve eğilme
momenti meydana gelir. Gerek kesme kuvveti ve gerekse
eğilme momenti tek yönlü olmayıp seçilen taraflara göre
yön değiştirir. Şekil 4.2. (a,b,c)



Şekil-4.2

Şekildeki basit kirişin kesme kuvvet ve moment diyagramlarını çizerek, çizim için kolaylık sağlayacak önemli özellikler bulalım. Şekil 4.3. a.



Şekil-4.3 a

İlk olarak dayanak tepkilerini bulalım.

$$\Sigma F_y = 0 \quad R_A + R_B - P = 0 \quad R_A + R_B = 4000 \text{ kgf}$$

$$\Sigma M_A = 0 \quad 4000(1) - R_B(4) = 0$$

$$R_A = 3000 \text{ kgf.} \quad R_B = 1000 \text{ kgf.}$$

Dayanak tepkileri bulunduğundan sonra 1 m. lik aralıkta bir yerden kirişi bir düzlemle ikiye ayıralım. Solda kalan parçanın dengesi için kesitte R_A değerinde bir

kesme kuvveti (iç kuvvet) bulunmalıdır. Bu iç kuvvetin yönü aşağıya doğru olup + kabul edilir. Diğer bir işaret anlaşması da aynı sonucu verir ve şu şekilde ifade edilir:

İncelenen parça bir yerinden (örneğimizde solda kalan parça) çivi çakılarak bir nokta elde edilir. Kesitteki kesme kuvveti bu noktayı saat yönüne göre çeviriyorsa +, ters yönde çeviriyorsa - kabul edilir. Kuvvetin aşağıya doğru olması bu tanıma göre + olacaktır. Yukarıdan aşağıya yönelmiş ve R_A ile denge kuran bu iç kuvvet + olduğundan koordinat sisteminde kesit doğrultusunda aşağıdan yukarıya işaretlenir. Bu aralıktaki bütün kesitler aynı durumda olduğundan her kesit için aynı yükseklikte birer ordinat çizilerek işaretlenirse; bu noktalar birleştirilerek yatay bir doğru parçası elde edilir. Bu doğru parçası, 1 m. lik aralıktaki bütün kesme kuvvetlerinin uç noktalarını birleştirmekle elde edilmiştir, aynı özellikte bulunan noktaların meydana getirdiği bir geometrik yerdir.

Şimdi de A ucundan x uzaklığında ve ikinci aralıkta bir yerden kirişi keserek solda kalan parçanın dengesini ele alalım. Bu durumda solda kalan parçaya 4000 kgf. ile, $R_A = 3000 \text{ kgf.}$ dayanak tepkisi etki etmektedir. Dengenin sağlanması için solda kalan parçanın kesitinde yukarıya yönelmiş 1000 kgf. kesme kuvvetinin oluşması gerekir. Bu yönelme anlaşmaya göre - olup ordinat ekseninin altında çizilir. İkinci aralıktaki bütün kesitler denge için aynı davranışı göstereceklerinden ikinci aralık için -1000 paraleli çizilir. Böylece dört metrelik kiriş kesitlerindeki kesme kuvvetleri öğrenilmiş ve diyagram bitirilmiş olur.

Moment diyagramını çizebilmek için ayrı ayrı ara-

lıklar için moment bağıntılarını yazalım. Birinci aralıkta,

$$M = R_A \cdot x$$

ve ikinci aralıkta ise,

$$M = R_A \cdot x - 4000(x-1)$$

olur. Bu bağıntılarda x değerleri yerine konarak:

$$M = R_A \cdot x \quad x = 0 \quad \text{için} \quad M = 0$$

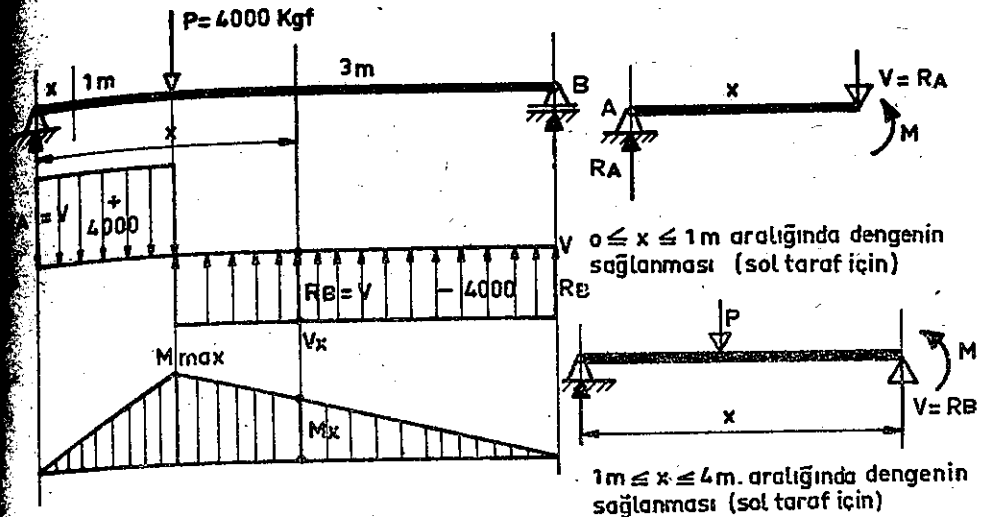
$$M = R_A \cdot x - (x-1)4000 \quad x = 1 \text{ m. için } M=3000 \text{ kgf.}$$

$$x = 4 \text{ m. için}$$

$$M = 3000 \cdot 4 - (4-1)4000 = 0 \text{ bulunur}$$

Sonuçlara göre eğilme momenti iki uçta sıfır, kesme kuvvetinin işaret değiştirdiği yani sıfırdan geçtiği yerde 3000 kgf.m. olmaktadır. Şekile dikkat edilerek bu 3000 kgf.m. lik momentin, kesme kuvvet diyagramında bir kenarı R_A diğer kenarı 1m. olan bir dikdörtgenle eşdeğer olduğu görülür. O halde, herhangi bir kesitteki eğilme momentinin değeri, bu kesite kadar olan kesme kuvveti alanına eşittir. Bu sonuç iki dayanaklı basit veya çıkmalı, nokta veya yayılı yüklerle yüklü bütün kirişler için geçerlidir. Sıfırdan başlayan ve alan büyüdükçe, gittikçe artan bu eğilme momenti değerlerinin, kesme kuvvetinin (+) olduğu bölgede artarak, (-) olduğu bölgede azalarak çizilmesi ile diyagram bitirilir. Şekil 4.3.b.

Şekil üzerinde yapılacak bir araştırma bize bu diyagramları daha kolay yoldan çizme olanağı sağlar. Diyagram çizimi ile elde edilecek eğilme momenti değerlerinin bir noktaya değil, bir kesitin bütününe etki ettiğini akıldan çıkarmamalıdır. Çizim sonunda kolaylık sağlayacak ilgili özellikler şunlardır:



Şekil-4.3 b

1. Dış kuvvetlerin V diyagramında kendileri kadar ve aynı yönde düşme veya yükselme yaptığı görülmektedir. (Dayanak tepkileri de dış kuvvet sayılırlar)

2. Kuvvet bulunmayan aralıklarda diyagramın bir doğru ve yatay eksene paralel olduğu görülüyor.

3. En büyük eğilme momentinin, kesme kuvvet diyagramının işaret değiştirdiği kesitin altında olduğu görülmektedir.

4. V diyagramında (+) alanlar toplamı, (-) alanlar toplamına eşittir.

5. Sol uçtan x uzaklığındaki bir kesite etki eden eğilme momentinin değeri; bu kesite kadar olan kesme kuvveti alanlarının cebrik toplamına eşittir.

Şimdi de düzgün yayılmış yüklerle yüklü bir kirişin kesme kuvvet ve moment diyagramlarını çizelim. Şekildeki

kirişin boyu L ile, bir metresine yüklenen yük q ile gösterilsin. Simetri olduğundan ve yayılma düzgün verildiğinden dayanak tepkileri birbirine eşit olup,

$$R_A = R_B = \frac{q \cdot L}{2}$$

bulunur.

A ucundan x uzaklığında bir yerden kirişi keserek solda kalan parçanın dengesini inceleyelim. Bu parçaya, yukarıya doğru dayanak tepkisi ile aşağıya doğru x uzunluğundaki yükün ağırlığı etki etmektedir. Eğer x uzunluğu $L/2$ den küçük alınırsa $q \cdot x$ kuvvetinin R_A dan küçük kalacağı görülür. Bu durumda denge için düzlemin geçtiği kesitin V ile gösterilen kesme kuvvetini (iç kuvvet) oluşturması gerekir. Buna göre:

$$R_A = q \cdot x + v$$

den

$$V = R_A - q \cdot x = \frac{q \cdot L}{2} - q \cdot x = q \left(\frac{L}{2} - x \right)$$

$$V = q \cdot \left(\frac{L}{2} - x \right)$$

bulunur. Bu bağıntıda x birinci dereceden olduğundan bir doğru gösterir. Bu doğruyu çizmek için,

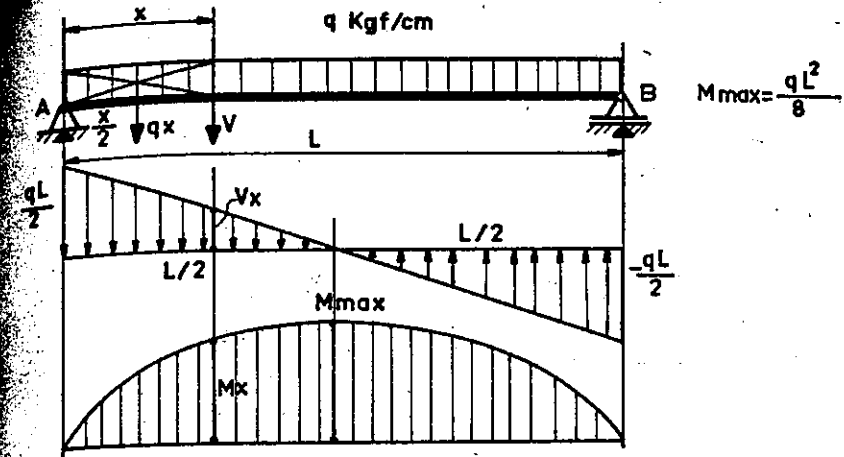
$$x = 0 \quad \text{için} \quad V = \frac{q \cdot L}{2}$$

$$x = \frac{L}{2} \quad \text{için} \quad V = 0$$

$$x = L \quad \text{için} \quad V = -\frac{q \cdot L}{2}$$

noktaları V ekseninde yerlerine konarak birleştirilir. Şekil 4.4.

Aynı şekilde A ucundan x uzaklığında bir kesite etki eden eğilme momenti ifadesi,



Şekil-4.4

$$M = R_A \cdot x - q \cdot x(x/2) = \frac{q \cdot L}{2} x - \frac{q \cdot x^2}{2}$$

bulunur.

$$M = \frac{q \cdot x}{2} (L - x)$$

ifadesinden,

$$x = 0 \quad \text{için} \quad M = 0$$

$$x = L \quad \text{için} \quad M = 0$$

$$x = L/2 \quad \text{için} \quad M = \frac{q \cdot L^2}{8}$$

olur. Bu noktaları M eksenine yerleştirerek moment diyagramına ait üç nokta bulunmuş olur. Moment ifadesi ikinci dereceden olduğundan bu üç noktadan bir parabol geçmelidir. V diyagramının $+$ olduğu bölgede fonksiyon artan, $(-)$ olduğu bölgede fonksiyon eksilen olarak çizilirse M diyagramı elde edilmiş olur.

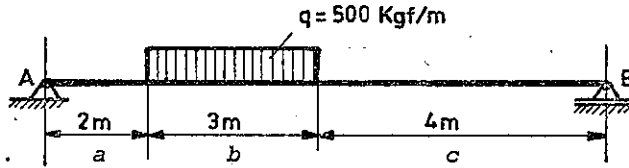
4.3. ÇÖZÜMLENMİŞ KESME KUVVETİ VE EĞİLME MOMENTİ DİYAGRAMLARI

1. Bir basit kiriş şeklindeki gibi düzgün yayılmış

yük ile yüklenmiştir. Bu kirişin kesme kuvveti ve eğilme momenti diyagramlarını çizerek maksimum momentin yerini ve değerini bulunuz. Şekil 4.5. (a,b)

Çözüm:

İlk olarak dayanak tepkilerini bulalım. Problemede $q = 500 \text{ kgf/m}$ verildiğinden 3m. boyundaki yük $q.b=1500 \text{ kgf}$ olur. Bu değeri 3m. lik yükün ortasından yerleştirilim. Dayanak tepkilerini buluncaya kadar yayılı yük yerine bir noktaya etki eden bu kuvveti koyabiliriz. Bu duruma göre:



Şekil-4.5 a

$$R_A + R_B - 1500 = 0 \quad R_A + R_B = 1500$$

$$\Sigma M_A = 1500(3,5) - R_B(9) = 0$$

$$R_B = 583 \text{ kgf}$$

$$R_A = 917 \text{ kgf}$$

bulunur.

A kesiti ile düzgün yayılı yükün başladığı kesit arasındaki bütün kesitler R_A kadar iç kuvvet (kesme kuvveti) taşırlar. Bu aralıkta çeşitli yerlerde ayırma prensibi uygulanarak bu sonuç açık olarak görülür. Her kesitteki kesme kuvveti 917 kgf olacağından ve kuvvetlerin hepsi sol taraf için saat yönünde dönme vereceğinden +917 paraleli çizilir.

şimdi de düzgün yayılı yükün bittiği yerden ayırma prensibi uygulayarak kirişi ikiye ayıralım. Solda kalan parçanın dengesi için aşağıdan yukarıya 583 kgf. gereklidir. Dayanak tepkisi ile $V = 583 \text{ kgf.}$ toplanarak düşey dengeyi oluştururlar. Kesitin oluşturduğu bu iç kuvvet aşağıdan yukarıya olduğundan - kabul edilir. Bu değer V ekseninin altına ve ilgili kesitin doğrultusunda işaretlenir. Düzgün yayılı yükün başlangıcındaki $V = 917 \text{ kgf.}$ ile, bu yükün bitimindeki $- 583 \text{ kgf} = V$ noktaları birleştirilerek b aralığındaki diyagram bitirilir. Üçüncü aralıkta ayırma prensibi uygulanırsa yeni dış kuvvetler ortaya çıkmadığı için c aralığındaki bütün kesitlerde $V = - 583 \text{ kgf.}$ kadardır. Bu aralıkta $V = - 583 \text{ kgf.}$ paraleli çizilerek V diyagramı bitirilir.

Moment diyagramını çizebilmek için alanlardan faydalanılır. Başlangıç kesitindeki moment, bu kesite kadar olan dikdörtgen alanı kadardır.

$$917(a) = 917.(2m) = 1834 \text{ kgf.m}$$

olur.

V diyagramının sıfırdan geçtiği yeri bulmak için, yayılmış yükün başlangıcındaki $V = 917 \text{ kgf.}$ değeri, düzgün yayılı yükün şiddeti olan (500) e bölünür. Çıkan 1,834 m. (+) alanın tabanı, (1,166m) ise (-) alanın tabanı olur.

$$\frac{917.(1,834)}{2} = 840,889 \approx 841 \text{ kgf.m(+üçgen alanı)}$$

$$\frac{583.(1,166)}{2} = 339,889 \approx 340 \text{ kgf.m(-üçgen alanı)}$$

V diyagramının sıfırdan geçtiği kesit ile, yükün başladığı kesit arasındaki + 841 kgf.m lik moment far-

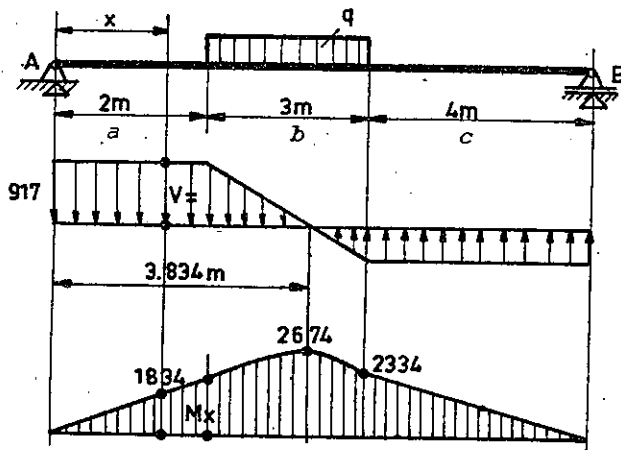
kı olduğundan bu değer ilk değere eklenerek,

$$1834 + 841 = 2675 \text{ kgf.m}$$

$$- 2332 + (-340) = -2672 \text{ kgf.m}$$

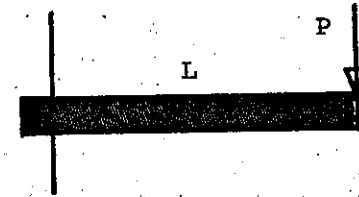
bulunur. Bu değerlerin birbirine mutlak olarak eşit olması gerekirken arada ufak bir fark vardır. Bu fark dayanak tepkilerinin ve alanların yaklaşık alınmasında ortaya çıkmıştır. Çizim yapılırken alanlar birbirine eşit kabul edilerek bu fark yitirilir.

Bir kesitteki eğilme momentinin değeri, o kesit kadar olan kesme kuvvet alanlarının cebrik toplamına eşittir. Buna göre 2675 kgf.m lik moment, A ucundan 3,834 m. ileriye işaretlenir. Bu cebrik toplam ile - 340 kgf.m değeri cebrik olarak toplanarak (-) 2335 kgf.m değeri (-) 2332 kgf.m kabul edilerek diyagram bitirilir.



Şekil-4.5 b

2. Şekildeki kiriş tek taraflı ankastre edilmiştir. Verilenlere göre kirişe ait kesme kuvveti ve eğilme momenti diyagramlarını çiziniz. Şekil 4.6.



Şekil-4.6

Çözüm:

Önce kiriş üzerine dengeyi sağlayacak şekilde kuvvet ve momentleri yerleştirelim. Sonra A ucundan x uzaklıkta bir yerden kirişi keserek V kesme kuvvetini koyalım. Dengeyi sağlayan iç kuvvet (v kesme kuvveti) aşağıya doğru olacağından + olacaktır. Bütün kesitler aynı davranışı göstereceğinden $V = 200 \text{ kgf.}$ paraleli çizilir.

Moment diyagramını çizmek için A ucundan x uzaklığında bir yerdeki moment yazalım.

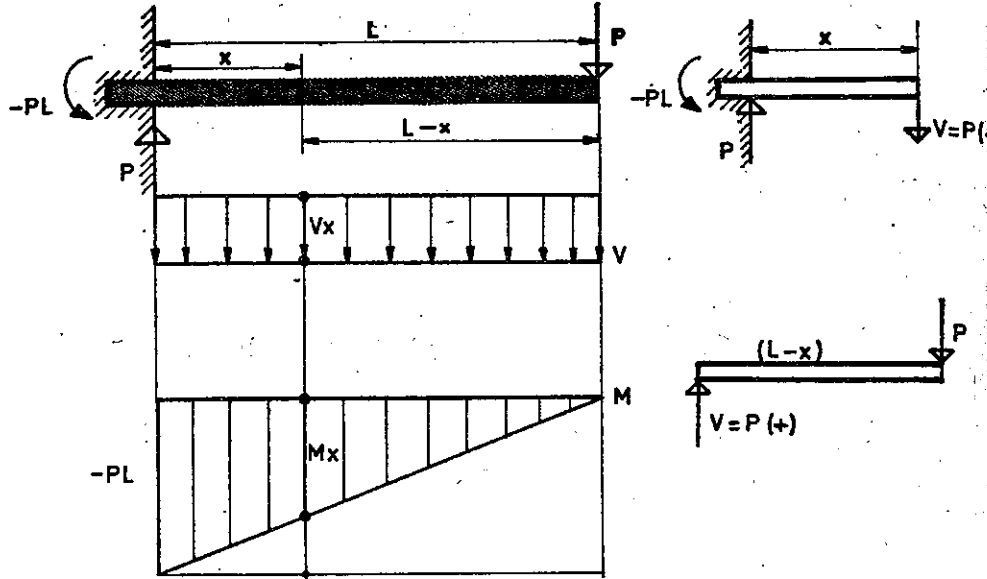
$$M = -PL + p \cdot x \text{ (kesitin solunda kalan kuvvetlerin momentleri)}$$

$$x = 0 \text{ için } M = -P \cdot L$$

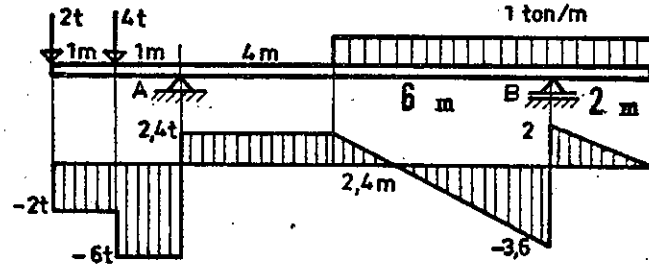
$$x = L \text{ için } M = -PL + PL = 0$$

bulunur. Bu değerler yerine konup birleştirilerek diyagramlar sonuçlandırılır. Şekil 4.6.

3. Bir çıkmalı kiriş şekildeki gibi kuvvetlerle yüklenmiştir. Bu kirişin kesme kuvveti ve eğilme moment diyagramlarını çizerek maksimum momentin yerini ve değerini bulunuz. Şekil 4.7.



Şekil-4.6



Şekil-4.7

Çözüm:

a. Dayanak tepkileri bulunur.

$$\sum F_y = 0 \quad R_A - R_B - 2 - 4 - 8 = 0$$

$$R_A + R_B = 14 \text{ ton.}$$

$$\sum M_A = 0 \quad 1 \cdot (8) \cdot (4+4) - R_B(10) - 4 \cdot (1) - 2 \cdot (2) = 0$$

$$64 - 10R_B - 4 - 4 = 0 \quad 56 = 10 R_B$$

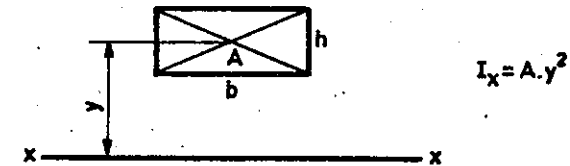
$$R_B = 5,6 \text{ ton.}$$

$$R_A = 8,4 \text{ ton.}$$

b. V diyagramı önce, kuvvetler kendi şiddetleri kadar ve kendi yönlerinde çizilerek, aralar paralelleriyle birleştirilerek çizilir. İstenirse bu çizim ayırma prensibi yolu ile de yapılabilir ve düzgün yayılmış yükün ucuna gelinir. Bundan sonra B dayanağının çok yakınından solundan ve sağından ayırma prensibi uygulanarak B kesitinin solundaki ve sağındaki kesme kuvvetleri bulunur. Moment diyagramı çizimi için alanlar cebrik toplam yapılarak ilerlenir.

4.4 DOZLEM ALANLARIN DOZLEMİ İÇİNDEKİ EKSENE GÜRE ATALET MOMENTLERİ

Bir alan elemanının, düzlemindeki bir eksene göre atalet momenti; elemanın alanı ile, eksene olan uzaklığının karesinin çarpımına eşittir. Buna alanın ikinci momenti adı da verilir. Bir alanın bir uzunluk ile çarpımı statik moment, bir alanın bu uzunluğun karesi ile çarpımı atalet momenti adını alır. Şekil 4.9.



Şekil-4.9

Eğilmeye çalışan kesitler, dikdörtgen, daire, kesiti ve daha başka şekillerde olabilir. Birden fazla geometrik şekilden oluşan yüzeylerin atalet momentleri onları basit şekillere ayırarak bulunur. Bunun için önce basit şekillerin atalet momentleri öğrenilmelidir.

a. Dikdörtgen

Bir dikdörtgenin x-x tabanına göre atalet momentini belirtmek için, dikdörtgen tabana paralel çizgilerle yardımı ile bir çok eşit parçalara bölünür. Biz kolaylık olsun diye üç kısma bölelim. Parçaların alanları,

$$A_1 = A_2 = A_3 = \frac{A}{3} \quad \text{ve} \quad A = b \cdot h \quad \text{dır.}$$

Şeritlerin x ekseninden olan ortalama uzaklıkları,

$$y_1 = \frac{5}{6} h, \quad y_2 = \frac{3}{6} h, \quad y_3 = \frac{1}{6} h \quad \text{dır.}$$

Buna göre atalet momentini,

$$I = A_1 \cdot y_1^2 + A_2 \cdot y_2^2 + A_3 \cdot y_3^2$$

$$I_x = \frac{A}{3} \left[\left(\frac{5}{6} h \right)^2 + \left(\frac{3}{6} h \right)^2 + \left(\frac{1}{6} h \right)^2 \right] =$$

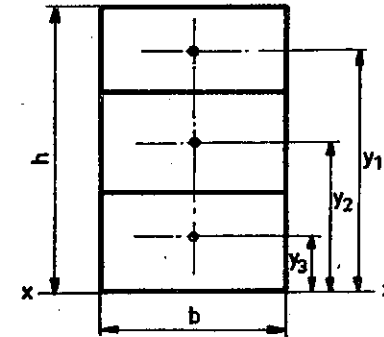
$$\frac{A}{3} \cdot \frac{35}{36} \cdot h^2 = \frac{A \cdot h^2}{3}$$

Dikdörtgen ne kadar çok parçaya ayrılırsa, bunun tabana göre atalet momentini o kadar doğru olarak bulunur.

$$I_x = \frac{A \cdot h^2}{3} = \frac{b \cdot h^3}{3}$$

olur. Şekil 4.10.

Dikdörtgenin ağırlık merkezi eksenine göre atalet momentini belirtmek için dikdörtgen I ve II parçalarına ayrılır. Her bir parça tabanları x eksenine



Şekil-4.10

oturtulmuş ve $\frac{h}{2}$ yüksekliğinde birer dikdörtgen olduğundan, her bir parça için atalet momentini $\frac{b(h/2)^3}{3}$ bulunmuştu. İki dikdörtgenin tabanlarına göre olan bu atalet momentleri toplanarak,

$$I = 2 \cdot \frac{b \cdot h^3}{24} = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

olur. Burada $A = b \cdot h$ dikdörtgenin alanıdır.

Dikdörtgenin dayanım momentini; atalet momentinin, yüksekliğin yarısı olan $h/2$ ye bölünmesi ile bulunur. Buradaki $h/2$ en uzaktaki lifin, tarafsız eksene (ağırlık merkezinden geçen eksen) göre yüksekliğidir.

Atalet momentinin ölçü birimi, dört uzunluk çarpımından olduğundan cm^4 olur. Dayanım momentinin ölçü birimi ise

$$\frac{\text{cm}^4}{\text{cm}} = \text{cm}^3$$

bulunur. Dayanım momentini W ile gösterilir. Tanıma göre

108

dikdörtgenin dayanım momenti,

$$W = \frac{I}{\frac{h}{2}} = \frac{b \cdot h^2}{6} \text{ dir.}$$

b. Daire:

Dairenin atalet momentinin belirtilmesi için (Şekil 4.11.) merkezden geçen iki dikey x-x ve y-y eksenleri alınır. Daire x eksenine paralel olarak f_1 , f_2 gibi dar şeritlere ayrılır. Bu halde her bir şeridin y eksenine göre atalet momentini bir dikdörtgeninki gibi kabul etmek uygundur. Bu dikdörtgenlerin yükseklikleri $2 \cdot x$ olduğundan,

$$(f_1, f_2, f_3 \dots = \text{Şerit alanları})$$

$$I_y = f_1 \cdot \frac{(2x_1)^2}{12} + f_2 \cdot \frac{(2x_2)^2}{12} \dots \dots$$

buradan

$$I_y = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{(b \cdot h) h^2}{12}$$

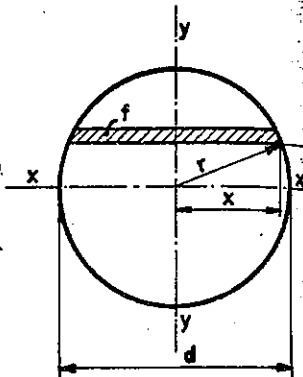
formülüne benzer şekilde $I_y = f_1 \cdot \frac{(2x_1)^2}{12} \dots$ kullanılarak

$$3 \cdot I_y = f_1 \cdot x_1^2 + f_2 \cdot x_2^2$$

bulunur. Bu şeritlerin x eksenine göre atalet momentlerinin toplamı ise:

$$I_x = f_1 \cdot y_1^2 + f_2 \cdot y_2^2$$

olduğundan, I_y ve I_x terimleri taraf tarafa toplanarak



Şekil-4.11

$$I_x + 3I_y = f_1(x_1^2 + y_1^2) + f_2(x_2^2 + y_2^2) + \dots$$

bulunur.

Simetri olduğundan $I_x = I_y$ ve bütün şeritlerin dairenin yarıçapı r olduğuna göre,

$$r^2 = x^2 + y^2$$

bu buna göre,

$$4 I_x = (f_1 + f_2 + f_3 + \dots) r^2$$

bulunur. Parantezin içersindeki toplam şeritlerin alanlarının toplamı olup, bu ise dairenin $A = \pi r^2$ alanına eşittir.

$$4 \cdot I_x = \pi \cdot r^2 \cdot r^2 = \pi \cdot r^4 \text{ veya } I_x = \frac{\pi r^4}{4}$$

elde edilir.

$$r = \frac{d}{2} \text{ (d = daire çapı)}$$

konursa,

$$I_x = \frac{\pi r^4}{4} = \frac{\pi d^4}{64} \approx \frac{d^4}{20} = 0,05 \cdot d^4$$

olur.

c. Daire Halkası:

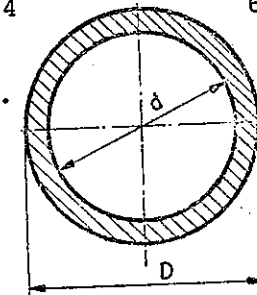
Halkanın dış çapı D ve iç çapı d ile gösterildiğine göre:

$$I = \frac{\pi}{64} D^4 - \frac{\pi}{64} d^4 = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) \approx \frac{\pi (D^4 - d^4)}{64} = \frac{D^4 - d^4}{20}$$

$D = 20 \text{ cm.}$ ve $d = 10 \text{ cm.}$ için

$$I = \frac{20^4 - 10^4}{20} = 7500 \text{ cm}^4$$

Dolu daire için, $D = 20 \text{ cm.}$ çapına göre,



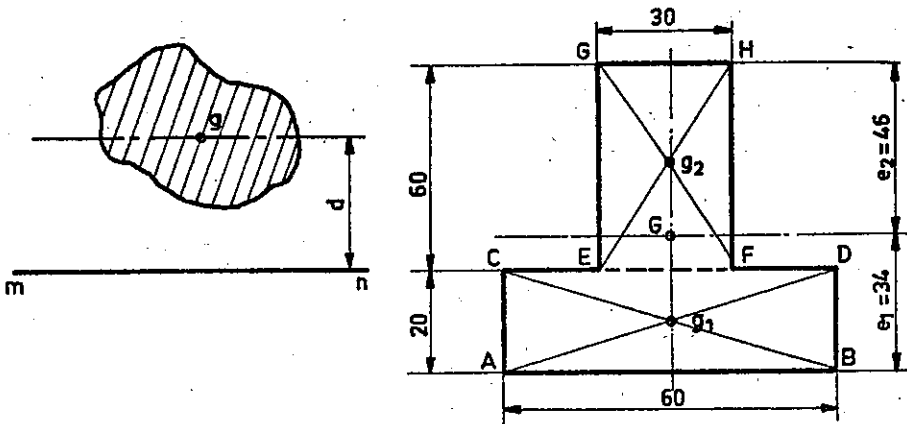
Şekil-4.12

$$I = \frac{20^4}{20} = 8000 \text{ cm}^4 \text{ ve } W = \frac{d^3}{10} = 800 \text{ cm}^3$$

Bir milin içi boş olarak yapıldığı takdirde milin eğilmeye karşı dayanımı, boşluk genişliği dış çapı yarısına eşit yapılırsa da, pek az küçülür.

d. Bileşik kesitler:

Bileşik bir kesitin tarafsız eksene göre atalet momentini belirtmek için, önce tüm kesitin ağırlık merkezi bulunur. Bu merkezden geçen tarafsız eksen çizilir. Bundan sonra kesit, tarafsız eksene göre atalet momentleri belli bir takım kısımlara ayrılır. Bu kısımların atalet momentlerinin toplamı istenilen büyüklüğü verir. Basit şekillerin atalet momentlerinden tarafsız eksene göre atalet momentine geçmek için, Paralel Eksenler teoremi adı verilen bir teoremden faydalanılır. Şekil 4.13 Paralel Eksenler Teoremi aşağıdaki şekilde ifade edilir



Şekil-4.13

$$I_{mn} = I_g + A.d^2$$

I_{mn} = Şeklin kendi eksenine paralel mn eksenine göre atalet moment

Şekil-4.14

I_g = Kesitin kendi ağırlık merkezinden geçen yatay eksene göre atalet moment

A = Kesitin alanı

d = İki paralel eksen arasındaki dik uzaklık

Şekildeki kesitin x-x eksenine göre atalet ve dayanım momentlerini bulmak için, yüzey ABCD ve EFGH dikdörtgenlerine ayrılır. Alanların A noktasına göre statik momentleri, bileşke momentine eşitlenerek,

$$(6) \cdot (3) \cdot 5 + (6) \cdot (2) \cdot 1 = 30 \cdot \bar{y}$$

$$\bar{y} = 3,4 \text{ cm. bulunur.}$$

$$d = 3,4 - 1 = 2,4 \text{ cm.}$$

$$d = 4,6 - 3 = 1,6 \text{ cm.}$$

değerleri yerlerine konarak,

$$I_G = I_{g_1} + A_1 \cdot d_1^2 + I_{g_2} + A_2 \cdot d_2^2 = 173,2 \text{ cm}^4$$

Burada kesit simetrik olmadığından iki tane dayanım momenti vardır. En dış liflerin uzaklıkları

$$e_1 = 3,4 \text{ cm.}$$

ve

$$e_2 = 4,6 \text{ cm.}$$

dir.

Buna göre,

$$W_1 = \frac{173,2}{3,4} = 50,9 \text{ cm}^3$$

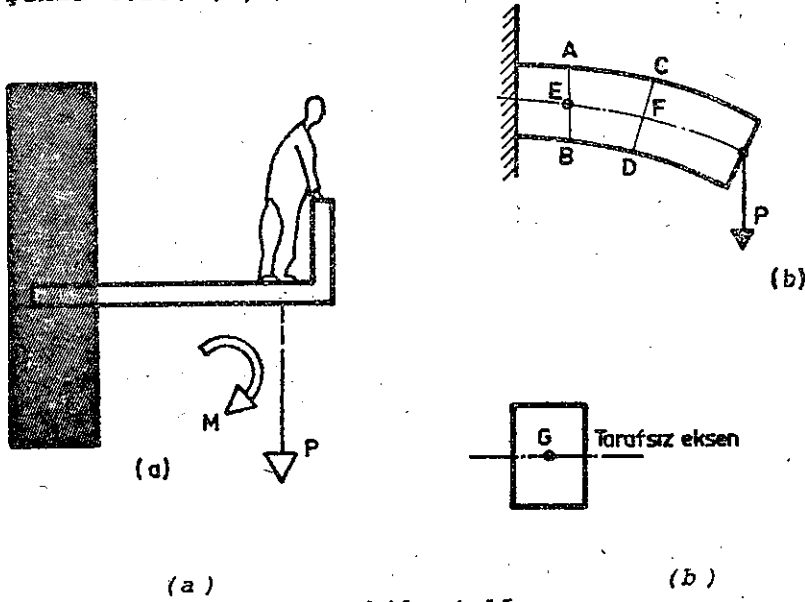
ve

$$W_2 = \frac{173,2}{4,6} = 37,7 \text{ cm}^3$$

bulunur. Şekil- 4.14

4.5. Eğilme Formülü:

Şekildeki gibi ankastre edilmiş bir çubuk, ucundan düşey bir kuvvetle yüklenirse eğilir. Eğilmede çubuk eksenini bir eğri haline alır. Bir kısım iplikler uzar, bir kısım iplikler ise kısalır. Bunların ara yerinde tarafsız bir yüzey vardır ki, bunun boyu değişmez. Gerçekten yalnız ağaç çubuklarda iplik sözünü kullanmak doğru olur. Bununla beraber dayanımda başka cins malzemelerde yapılmış olan çubuklarda da çubuk eksenine paralel ipliklerin (liflerin) bulunduğu kabul edilir. Tarafsız düzlemin bir dik kesitin arakesitine, tarafsız eksen denir. Şekil 4.15. (a,b)

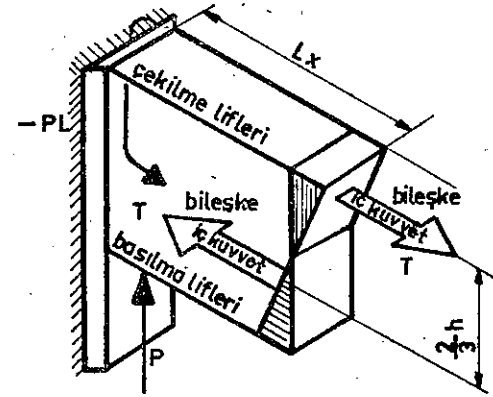


Şekil- 4.15

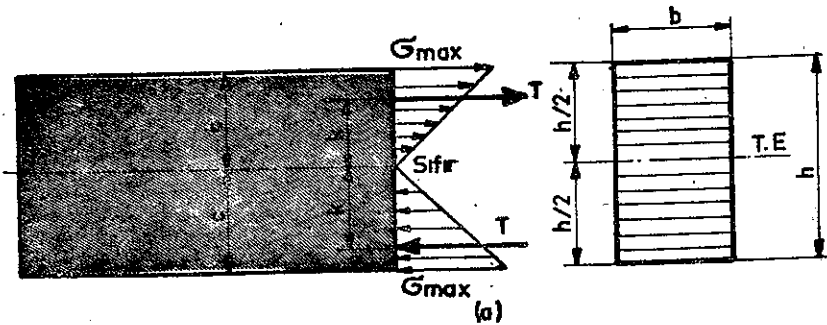
AB ve CD gibi iki komşu kesit alınarak kısa bir çubuk parçası serbest bırakılırsa, bu parça eğilmeden önce paralel ve eğildikten sonra birbirine göre eğik sırtır yüzeylerine sahiptir. Sınırlayan yüzeylerde liflere tarafsız düzlemin bir tarafında çekilme, bir tarafında

basılma etkisi gelir. Tarafsız ipliklerin düzlemi önceki boyunu değiştirmedikinden bunda çekilme veya basılma etkisi yoktur. AC ipliği maksimum çekilme gerilmesine, BD ipliği ise maksimum basılma gerilmesine karşı koyar.

Hooke Kanununa göre en büyük uzama en büyük gerilmede olur. Tarafsız düzlem üzerindeki liflerde şekil değiştirme olmadığından, gerilme de olmaz. Ara liflerdeki uzama sıfırla maksimum arasında değişir. Diğer şartlar aynı kalmak şartı ile uzama, gerilme ile orantılı olduğundan bu değişim şekildeki gibi gösterilir. Kesitin eğilmesini sağlayan moment, bileşke çekilme ve basılma kuvvetlerinin oluşturduğu kuvvet çiftine eşdeğerdir. Şekil 4.16. (a,b)



(b) Ucundan P kuvveti etki eden ankastre çubuğun iç kuvvetleri



Şekil-4.16

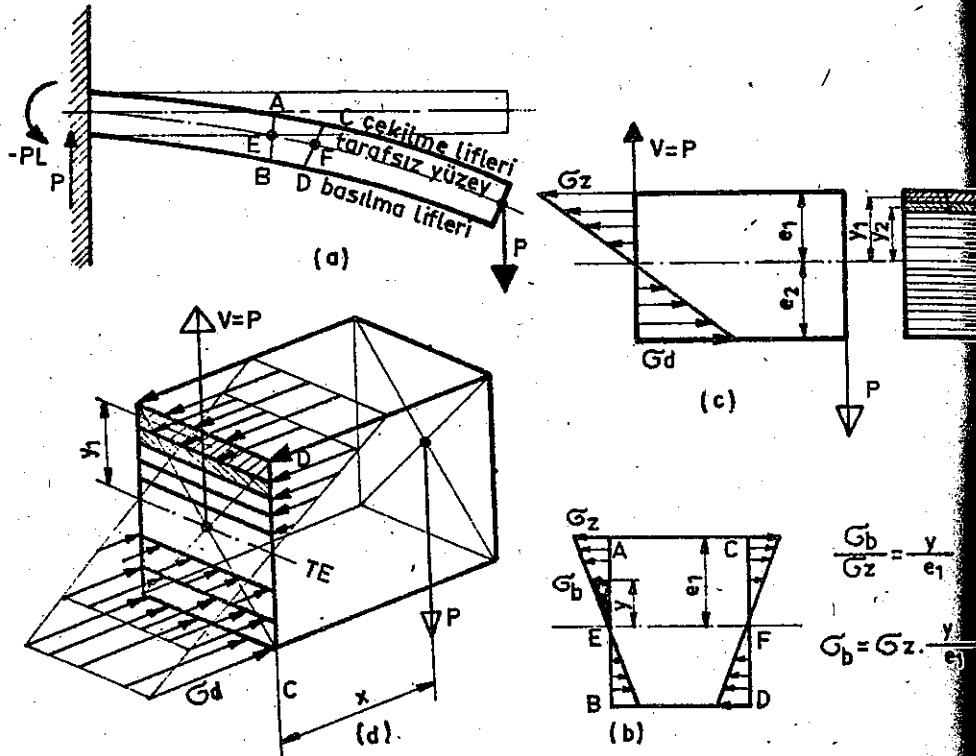
Tarafsız eksenden y kadar uzaklıktaki bir lifteki gerilme,

$$\frac{\sigma_b}{\sigma_z} = \frac{y}{e_1}$$

orantısından bulunur. Burada e_1 en dıştaki çekme lifinin tarafsız yüzeyden olan uzaklığını göstermektedir. Burada

$$\sigma_b = \sigma_z \cdot \frac{y}{e_1}$$

elde edilir. Şekil 4.17. (a,b,c,d)



Şekil-4.17

Bu formülle, σ_z en dıştaki maksimum gerilme bilinirse, her bir lifin gerilmesi bulunur. Herhangi bir lifin a kesitinde ve tarafsız eksenden y uzaklıkta ise buna etki eden kuvvet,

$$F = a \cdot \sigma = a \cdot \sigma_z \cdot \frac{y}{e_1} = \frac{\sigma_z}{e_1} \cdot a \cdot y$$

Çubuğun sonu bir AB kesiti ile kesilirse yüzeydeki çekme kuvvetleri p dış kuvvet ile dengede bulunmalıdır. Kuvvetlerin denge şartlarını gerçekleştirmesi gerekir.

1. Düşey kuvvetlerin cebrik toplamı sıfıra eşit olmalıdır.

Burada yalnız bir dış kuvvet düşey olarak tesir etmektedir. AB kesitinde de buna eşit ve zıt yönde bir iç kuvveti bulunur. Kesme kuvveti kesitte kayma gerilmeleri oluşturur ki bunlar uzun çubuklarda eğilme gerilmelerine göre önemsiz olduklarından atılırlar.

2. Yatay kuvvetlerin cebrik toplamı sıfıra eşit olmalıdır.

Kesit üzerindeki yatay kuvvetler yalnız çekilme ve basılma gerilmeleridir. Kesit tarafsız eksene paralel çok dar şeritlere ayrılırsa, her bir şeritin bütün lifleri yaklaşık olarak aynı gerilmenin etkisinde kalır.

$a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, \dots, a_n$ şeritlerin alanlarını

$y_1, y_2, y_3, y_4, y_5, \dots, y_n$ bunların tarafsız eksenden uzaklıklarını

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_4, \sigma_5, \dots, \sigma_n$ bunlara ait olan gerilmeleri göstermek üzere şeritlere etki eden iç kuvvetler

$$p_1 = a_1 \cdot \sigma_1 = \frac{\sigma_z}{e_1} \cdot a_1 \cdot y_1; \quad p_2 = a_2 \cdot \sigma_2 = \frac{\sigma_z}{e_1} \cdot a_2 \cdot y_2$$

Tarafsız eksenin alt kısmında basılma gerilmeler tesir ettiğinden buradaki gerilmeler (-) işaretlenirler. Bütün gerilme kuvvetlerinin cebirsel toplamı sıfır olacağına göre,

$$P_1 + P_2 \dots \approx 0 \text{ veya}$$

$$\frac{\sigma_z}{e_1} (a_1 \cdot y_1 + a_2 \cdot y_2 + a_3 \cdot y_3 \dots) \approx 0 \text{ yazılır.}$$

3. Kuvvetlerin herhangi bir noktaya göre momentlerinin cebrik toplamı sıfıra eşit olmalıdır.

P kuvvetinin moment kolu x ile gösterilir ve E tarafsız eksenini dönme eksenini olarak alınırsa şu denklem yazılır :

$$P \cdot X - P_1 \cdot y_1 - P_2 \cdot y_2 \dots = 0 \text{ veya}$$

$$P \cdot X = P_1 \cdot y_1 + P_2 \cdot y_2 \dots$$

Buradaki gerilme kuvvetleri yerine değerleri yazılırsa,

$$P \cdot X = \frac{\sigma_z}{e_1} \cdot a_1 \cdot y_1^2 + \frac{\sigma_z}{e_1} \cdot a_2 \cdot y_2^2 + \dots$$

$$P \cdot X = \frac{\sigma_z}{e_1} (a_1 \cdot y_1^2 + a_2 \cdot y_2^2 + a_3 \cdot y_3^2 + \dots)$$

elde edilir.

Parantez içersindeki ifadeye kesitin tarafsız eksenine göre atalet momenti denir ve I harfi ile gösterilir. Atalet momenti, her bir şeridin alanının tarafsız ekseninden olan uzaklığının karesi ile çarpımlarının toplamı alınarak bulunur. Buna göre yukardaki denklem,

$$P \cdot X = \frac{I}{e_1} \cdot \sigma_z$$

er. P.X çarpımına p kuvvetinin kesit noktasına göre eğilme momenti denir ve denklem aşağıdaki şekli alır. Buradan tarafsız eksenenden e₁ kadar uzaklıktaki bir noktadaki gerilme,

$$M_b = \frac{I}{e_1} \cdot \sigma_z \quad \sigma_z = \frac{M_b}{I} \cdot e_1$$

formülü ile bulunur. Tarafsız eksenenden olan lif uzaklığı y genel olarak y harfi ile gösterilir. Buna göre formül,

$$\sigma_b = \sigma_z \cdot \frac{y}{e_1} = \frac{M_b}{I} \cdot e_1 \cdot \frac{y}{e_1}$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{I} \cdot y$$

şeklinde yazılır. Bu formülde,

M_b = ilgili kesite etki eden eğilme momenti (kgf.cm)

I = ilgili kesitin tarafsız eksene göre atalet momenti (cm⁴)

y = Tarafsız eksenenden ölçülen lif uzaklığı (cm)

σ_b = Eğilmeden oluşan çekilme veya basılma gerilmesi (kgf/cm²)

alınır. Bu formüle eğilme formülü adı verilir.

$$\sigma_b = \frac{M_b}{I} \cdot y$$

formülünde M_b ilgilendiğimiz kesite etki eden eğilme momentidir ve genel halde kesitten kesite değişir. Değeri, kesme kuvvet ve moment diyagramları çizilerek bulunur.

I atalet momentidir ve ilgilendiğimiz kesitin geometrisine bağlıdır. Kesit boyutları bilinirse I nin de-

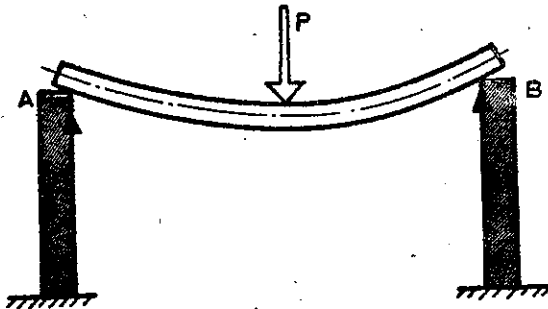
geri boyutlar yerine konarak bulunur.

y değeri, ilgili kesitin üzerinde hangi lifteki gerilmeyi öğrenmek istiyorsak; o lifin tarafsız eksene olan dik uzaklığıdır.

Göz önüne alınan lif tarafsız eksen üzerinde ise, $y = 0$ olur ve ilgili gerilme de sıfır olur. En dıştaki lif inceleniyorsa y en büyük değerini alır ve gerilmeye en büyük değerini alır. Böylece eğilme etkisindeki bir çubukta en büyük gerilmenin en dıştaki liflerde olduğu belirtilmiş olur.

4.6. EĞİLME OKU

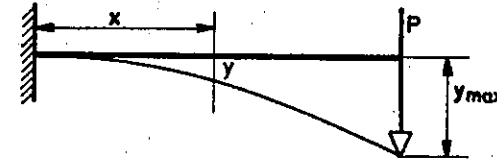
Eksenine dik kuvvetlerle yüklenmiş bir kiriş eğilir. Eğilme sonucunda çubuk ekseninin aldığı şekle elastik eğri adı verilir. Bu elastik eğri üzerindeki her noktanın düşey yer değiştirmesi bulunabilir. Kirişin eğilmemiş durumu ile eğilmiş durumu arasındaki kot farkları; sehim, eğilme oku, yerdeğiştirme olarak adlandırılır. Şekil 4.18.



Şekil-4.18

4.6.1. Ankastre bir kirişin ucundan P kuvveti etki etmektedir. Sol uçtan x uzaklığındaki bir kesit-

teki ve kuvvetin altındaki kesitteki eğilme oku ne kadardır? Şekil 4.19.



Şekil-4.19

Elastik eğrinin denklemi:

$$E = 2,1.10^6 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (çeliklerde)}$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{d^4}{20} \text{ cm}^4 \text{ (Dolu daire kesit)}$$

$$I = \frac{bh^3}{12} \text{ cm}^4 \text{ (Dikdörtgen kesit)}$$

x = Verilen uzunluk (cm)

$$E.I.y = -P.L \frac{x^2}{2} + \frac{P.x^3}{6} ; y_{\max} = - \frac{P.L^3}{3.E.I}$$

y = Eğilme oku (cm)

$y_{\max}$ = Maksimum eğilme oku (cm)

4.6.2. Bir basit kiriş, düzgün yayılmış bir yük-
le yüklenmiştir. En büyük yer değiştirmeyi bulunuz.

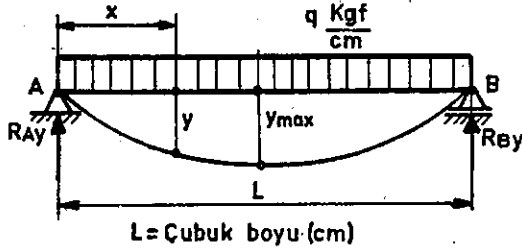
Şekil 4.20.

Elastik eğrinin denklemi:

$$E.I.y = \frac{qL}{12} x^3 - \frac{q}{24} x^4 - \frac{qL^3}{24} x$$

q = Düzgün yayılmış yükün şiddeti (kgf/cm)

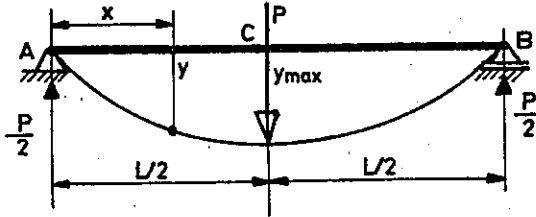
$$y_{\max} = \frac{-5}{384} \cdot \frac{qL^4}{EI}$$



L = Çubuk boyu (cm)

Şekil-4.20

4.6.3. Bir basit kiriş ortasından P kuvveti ile yüklenmiştir. Elastik eğri denklemini ve maksimum yer değiştirme denklemini yazınız. Şekil 4.21.



$$y_{\max} = \frac{-PL^3}{48EI}$$

Şekil-4.21

$$y_{\max} = \frac{-PL^3}{48EI}$$

Elastik eğrinin denklemini:

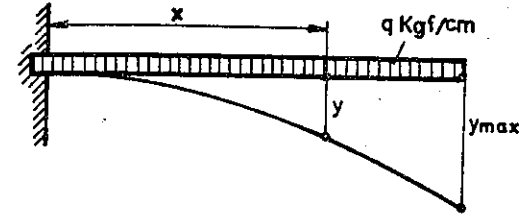
$$E.I.y = \frac{P}{12} x^3 - \frac{PL^2}{16} x$$

Bağıntı AC arasında geçerlidir.

P = Ortadan uygulanan kuvvet (kgf)

$L = \overline{AB}$ = Çubuk boyu (cm)

4.6.4. Bir ankastre kiriş, düzgün yayılı yük ile yüklenmiştir. Elastik eğrinin denklemini ve en büyük yer değiştirme denklemini yazınız. Şekil 4.22.

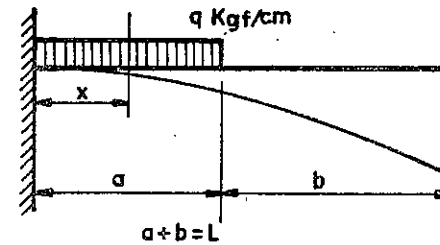


Şekil-4.22

$$E.I.y = \frac{-qL^2}{4} x^2 + \frac{qL}{6} \cdot x^3 - \frac{q}{24} x^4$$

$$y_{\max} = - \frac{qL^4}{8EI} \text{ (cm)}$$

4.6.5. Ankastre bir kiriş, parçalı düzgün yayılmış yük ile yüklenmiştir. Elastik eğrinin denklemini ve maksimum yer değiştirme denklemini yazınız. Şekil 4.23.



Şekil-4.23

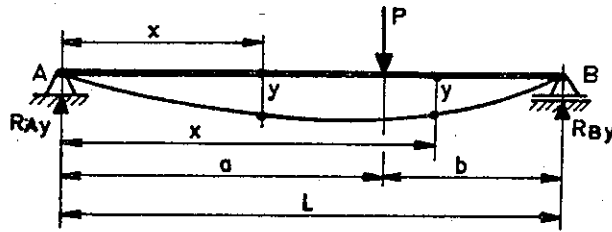
1) $0 \leq x \leq a$ için:

$$E.I.y = \frac{qa}{6} x^3 - \frac{qa^2}{4} x^2 - \frac{q}{24} x^4$$

2) $a \leq x \leq L$

$$E.I.y = -\frac{qa^3}{6} x + \frac{qa^4}{24}$$

4.6.6. Tek bir kuvvetin etkisinde ve herhangi bir yerde bulunan kuvvetten dolayı oluşan en büyük eğilme okunun bulunması. Şekil 4.24.



Şekil-4.24

$$1) \quad E.I.y = \frac{Pb}{6L} x^3 - \frac{P(x-a)^3}{6} + \frac{Pb(b^2-L^2)}{6L} x$$

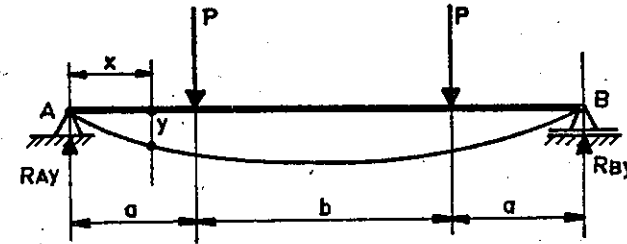
$$0 \leq x \leq a$$

$$2) \quad E.I.y = \frac{Pb}{6L} \left[x^3 - \frac{L}{b} (x-a)^3 - (L^2-b^2)x \right] \quad a \leq x \leq L$$

$$3) \quad y_{\max} = \frac{-Pb\sqrt{3} \cdot (L^2-b^2)^{3/2}}{27.E.I.L}$$

4.6.7. Bir basit kiriş, simetrik iki P kuvvetinin etkisi altında bulunmaktadır. a ve b bölgelerindeki

eğilme oku bağıntılarını yazınız. Şekil 4.25.



Şekil-4.25

$$1) \quad E.I.y = \frac{P.x^3}{6} + \left(\frac{Pa^2}{2} - \frac{P.aL}{2} \right) x \quad 0 \leq x \leq a$$

$$2) \quad E.I.y = \frac{P.ax^2}{2} - \frac{P.aL.x}{2} + \frac{Pa^3}{6} \quad a \leq x \leq (a+b)$$

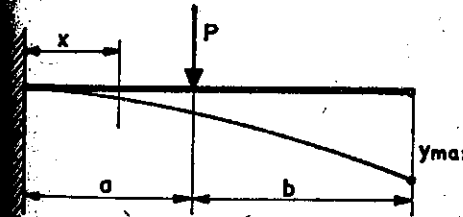
4.6.8. Ankastre bir çubukta P kuvveti, sol uçtan a uzaklığında bir yerden etki etmektedir. a ve b bölgeleri için yer değiştirme bağıntılarını yazınız. Şekil 4.26

1) $0 \leq x \leq a$ için:

$$E.I.y = -\frac{P.a.x^2}{2} + \frac{Px^3}{6}$$

2) $a \leq x \leq L$ için:

$$E.I.y = -\frac{P.a^2.x}{2} + \frac{Pa^3}{6}$$



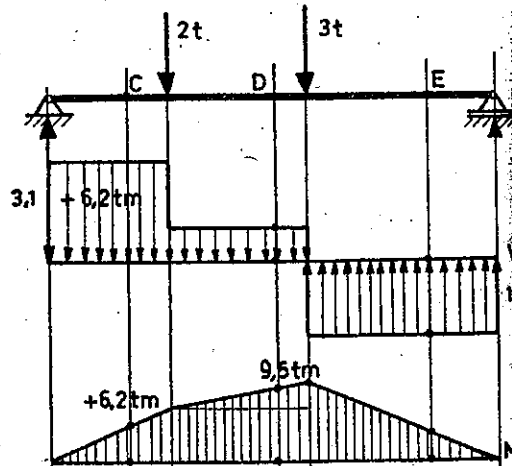
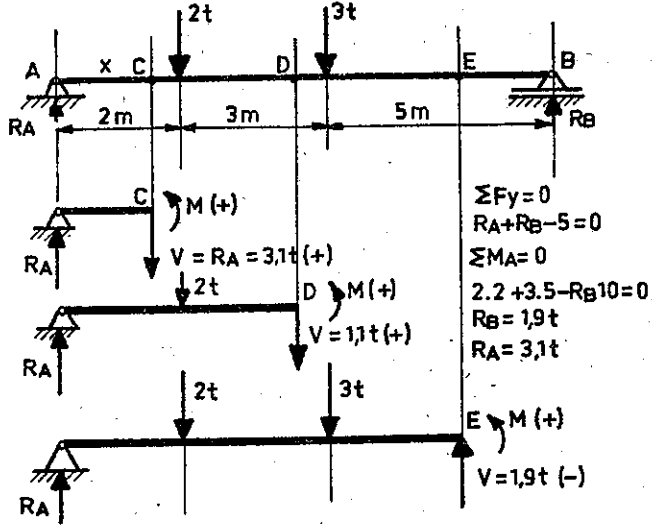
Şekil-4.26

CÖZÜMLÜ PROBLEMLER

4.1. Problem

Şekildeki kirişin kesme kuvvet ve eğilme momenti diyagramlarını çiziniz.

Çözüm: Önce C kesitinden parçayı ikiye ayırarak solda kalan parçanın dengesine bakalım.

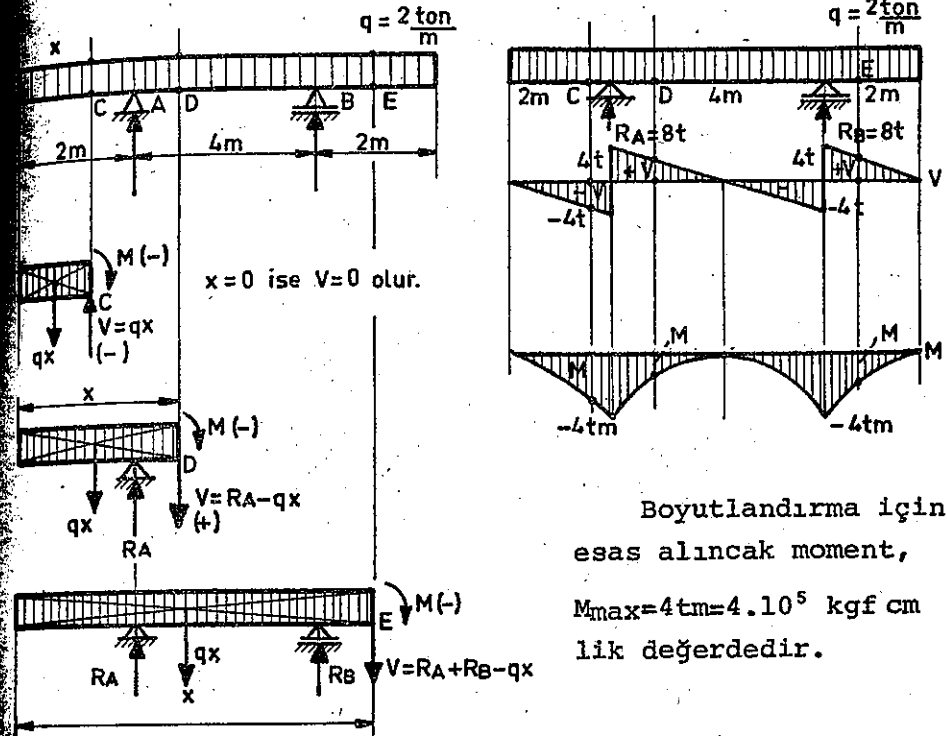


Aynı ayırma prensibini diğer aralıklardaki D ve E kesitlerine de uygulayıp, denge fikrinden kesme kuvvetlerini bulunuz.

2. Problem

Yükleme şeması ve ölçüleri verilen çıkmalı kirişin kesme kuvvet ve eğilme momenti diyagramlarını çiziniz.

Çözüm:



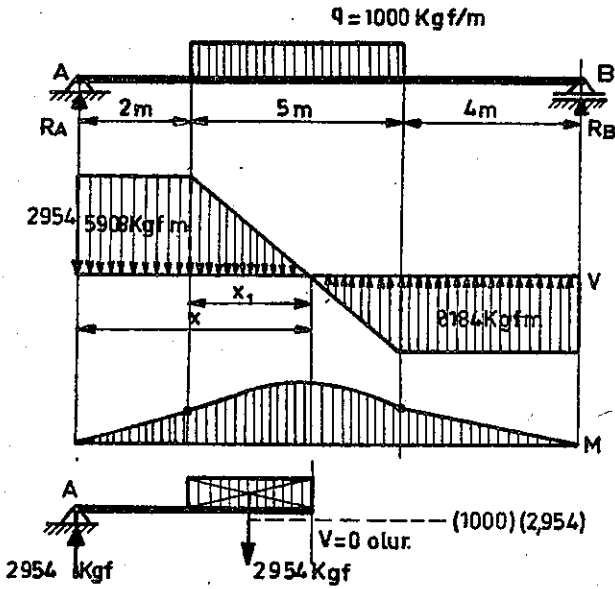
Boyutlandırma için esas alınacak moment,
 $M_{\max} = 4tm = 4 \cdot 10^5 \text{ kgf cm}$
 lik değerdedir.

M ile gösterilen momentler; kesitin dönmeye karşı koyan, kesit tarafından oluşturulan ve dış kuvvetlerin momentine karşı koyan momentlerdir.

4.3. Problem

Şekildeki basit kirişin bir kısmı düzgün yayılmış yük ile yüklenmiştir. Bu kirişin kesme kuvvet ve eğilme momenti diyagramlarını çiziniz.

Çözüm:



$$\sum F_y = 0 \quad R_A + R_B - (1000)(5) = 0$$

$$R_A + R_B = 5000$$

$$\sum M_A = 0 \quad 5000 \cdot (4,5) - R_B \cdot 11 = 0$$

$$R_B = \sim 2046 \text{ kgf}$$

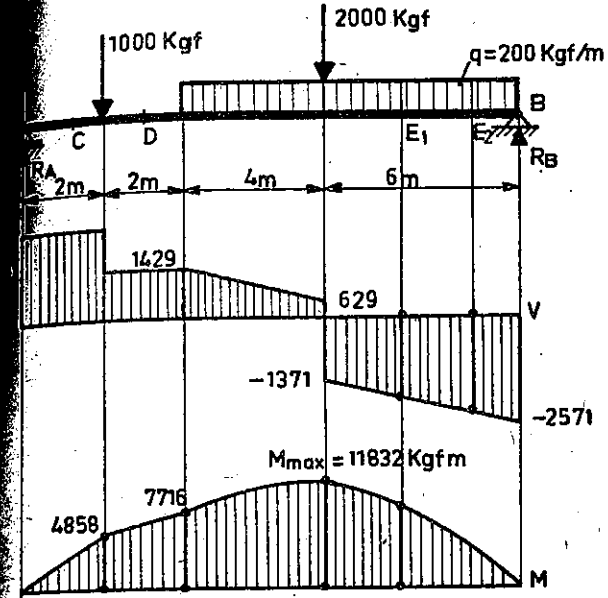
$$R_A = \sim 2954 \text{ kgf}$$

$$x_1 = \frac{2954}{1000} = 2,954 \text{ m.}$$

$$x = 2 + x_1 = 4,954 \text{ m.}$$

4. Problem

Bir basit kiriş, şekildeki gibi düzgün yayılmış nokta yüklerle yüklenmiştir. V ve M diyagramlarını çiziniz.



$$\sum F_y = 0 \quad R_A + R_B - 1000 - 2000 - (10)(200) = 0$$

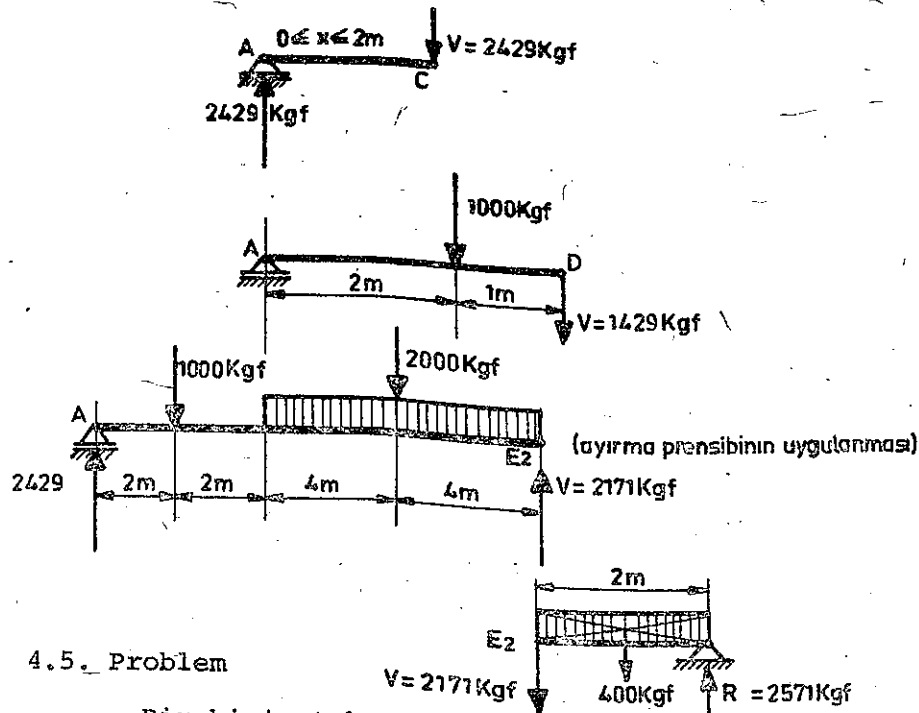
$$R_A + R_B = 5000 \text{ kgf}$$

$$\sum M_A = 0 \quad 1000 \cdot 2 + 2000 \cdot 8 + 2000 \cdot 9 - R_B \cdot 14 = 0$$

$$36000 = 14 R_B$$

$$R_B = 2571 \text{ kgf} \quad R_A = 2429 \text{ kgf}$$

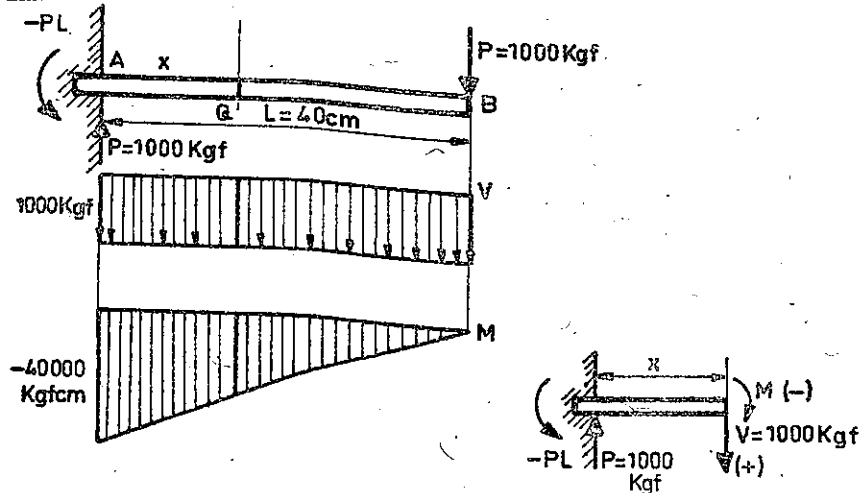
E kesitindeki lifler, dengeyi sağlamak için aşağıdan yukarıya $V = -2171 \text{ kgf}$. Kesme kuvveti uygularlar. Aynı kesitte sağda kalan parça için yukarıdan aşağıya aynı değerde zıt yönde V kesme kuvveti oluşur. O halde kesitlerdeki kesme kuvvetleri çift yönlüdür.



4.5. Problem

Bir kiriş tek taraflı ankastre edilmiştir. Yükleme şeması ve ölçüleri verilen bu kirişin, kesme kuvvet ve eğilme momenti diyagramlarını çiziniz.

Çözüm:



Sol uçtan x uzaklığında bir kesite etkiyen moment,

$$M_b = -PL + Px \text{ olur.}$$

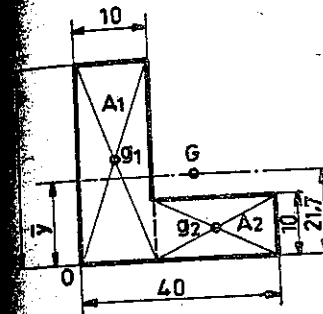
$$x = 0 \quad M_b = -PL = -40000 \text{ kgf cm}$$

$$x = L \quad M_b = 0 \text{ olur.}$$

Problem

Aşağıda şekilde bir kesit ölçüleri ile verilmiş. İlgili kesitin ağırlık merkezinden (sentroid) geçen yatay eksene göre atalet momentini bulunuz.

Çözüm:



$$A_1 = (6)(1) = 6 \text{ cm}^2$$

$$A_2 = (4-1)(1) = 3 \text{ cm}^2$$

$$A_1 + A_2 = 9 \text{ cm}^2$$

$$d_1 = 3 - 2,17 = 0,83 \text{ cm}$$

$$d_2 = 2,17 - 0,50 = 1,67 \text{ cm}$$

$(A_1 + A_2)\bar{Y}$ = Bileşke alanın statik momenti olmalıdır.

$$(A_1 + A_2)\bar{Y} = A_1 Y_1 + A_2 Y_2$$

$$I_{G1} = \frac{b_1 h_1^3}{12} = \frac{1 \cdot 6^3}{12} = 18 \text{ cm}^4$$

$$I_{G2} = \frac{b_2 h_2^3}{12} = \frac{3 \cdot 1^3}{12} = 0,25 \text{ cm}^4$$

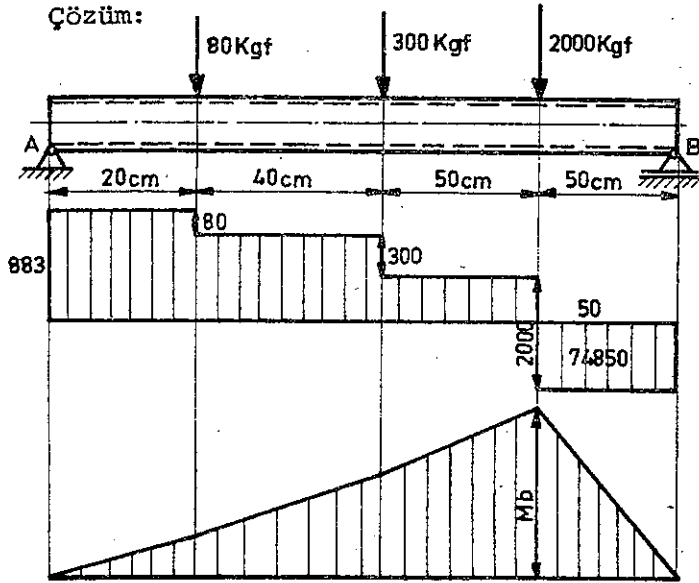
$$I_G = (I_{G1} + A_1 d_1^2) + (I_{G2} + A_2 d_2^2) = (18 + 6 \cdot 0,83^2) + (0,25 + 3 \cdot 1,67^2)$$

$$I_G = 30,8 \text{ cm}^4 \text{ bulunur.}$$

4.7. Problem

Bir basit kiriş boru şeklindedir ve iç çapın dış çapa oranı $\frac{d}{D} = \frac{5}{7}$ dir. Kiriş malzemesinin güvenli dayanımı $\sigma_g = 80 \text{ kgf/cm}^2$ olduğuna göre D çapını bulunuz.

Çözüm:



Denge denklemleri

$$\Sigma F_y = 0 \quad \Sigma M_A = 0 \quad \text{uygulanarak,}$$

$$R_A = 883 \text{ kgf.} \quad R_B = 1497 \text{ kgf} \quad \text{olur.}$$

$$M_B = 1497 \cdot 50 = 74850 \text{ kgf.cm.}$$

$$W_b = \frac{D^4 - d^4}{10 D} = \frac{1}{10} \left[\frac{D^4 - \left(\frac{5}{7} D\right)^4}{D} \right]$$

$$W_b = \frac{1}{10} \left[\frac{D^4 - \frac{625}{2401} D^4}{D} \right] = \frac{D^3}{10} \left(1 - \frac{625}{2401} \right)$$

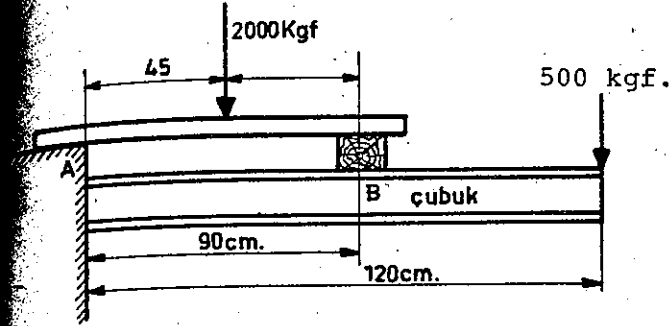
$$W_b = \frac{7}{96} D^3 \quad M_B = \sigma_b \cdot W_b$$

$$74870 = \frac{7}{96} D^3 \cdot 80 \quad D = 24 \text{ cm}$$

$$d = \frac{5}{7} D = \sim 17 \text{ cm} \quad \text{olur.}$$

8. Problem

İki kuvvetin etkisinde bulunan ve çelikten yapılmış bu çubuğun dayanım momentini bulunuz. Kaçlık I den yapılması gerektiğini yazınız.



$$M_b = 500 \cdot 120 + 1000 \cdot 90$$

$$M_b = 150000 \text{ kgfcm}$$

$$\sigma_g = 1000 \text{ kgf/cm}^2 \quad (\text{çelik})$$

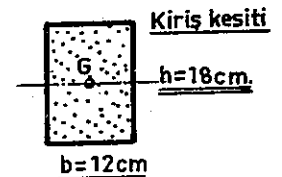
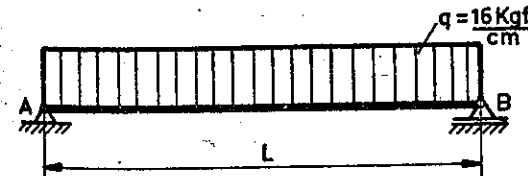
$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad \sigma_b = \sigma_g$$

$$W_b = \frac{M_b}{\sigma_g} = \frac{150000}{1000}$$

$$W_b = 150 \text{ cm}^3 \quad \text{I 18}$$

4.9. Problem

Şekilde görülen basit kirişin, üzerindeki yükü taşıyabilmesi için maksimum L açıklığı ne olmalıdır? Güvenli çekilme gerilmesi $\sigma_g = 100 \text{ kgf/cm}^2$ dir.



Çözüm:

Daha önce maksimum moment

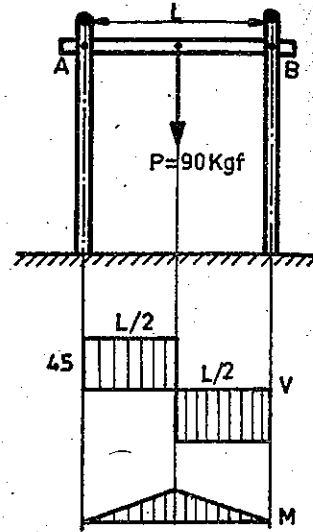
$$M_{\max} = \frac{qL^2}{8} \quad \text{olarak bulunmuştur.}$$

$$M_b = \sigma_b \cdot W_b \quad \frac{qL^2}{8} = 100 \cdot \frac{12 \cdot 18^3}{12} \cdot \frac{2}{h} \quad \text{da}$$

$$2L^2 = 100 \cdot 18^2 \cdot 2 \quad L = 180 \text{ cm bulunur.}$$

4.10. Problem

Şekilde bir barfiks görü-
lüyor. Üzerinde hareket yapıla-
cak çubuk, $D = 3 \text{ cm}$ $d = 2,2 \text{ cm}$
çaplarında bir borudur. Hareket
sırasında borunun ortasına gele-
cek en büyük yük $P = 90 \text{ kgf.}$ ol-
duğuna göre, dayanak demirleri-
nin L açıklığı ne kadar olmalı-
dır? Dönmeden oluşan merkezkaç
kuvveti gözönüne almayınız.
 $\sigma_g = 1200 \text{ kgf/cm}^2$ dir.



Çözüm: Boruyu iki dayanaklı bir basit kiriş gibi düşün-
biliriz.

$$W_b = \frac{D^4 - d^4}{10 D} = \frac{3^4 - (2,2)^4}{10(3)} = 1,9 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} ; M_b = \sigma_b \cdot W_b$$

$$b = 45 \cdot \frac{L}{2}$$

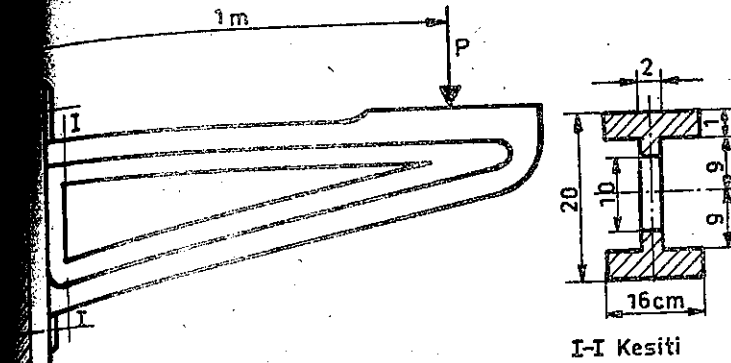
$$45 \cdot \frac{L}{2} = 1200 \cdot 1,9$$

$$L = \frac{1200 \cdot 1,9}{22,5} = 101,27 = \sim 101 \text{ cm.}$$

Problem

Resmi ve kesit ölçüleri verilen konsolun,
740 kgf. ve $L = 1 \text{ m.}$ olması halinde meydana gelen
maksimum gerilmeyi bulunuz. Kesit ölçüleri cm dir.

Çözüm:



$$M_b = P \cdot 100 \text{ kgfcm} = 74000 \text{ kgfcm.}$$

$$I = \frac{1}{12} [16(20)^3 - 14(18)^3 - 2 \cdot (10)^3]$$

$$I = 3700 \text{ cm}^4$$

$$W_b = \frac{3700}{10} = 370 \text{ cm}^3$$

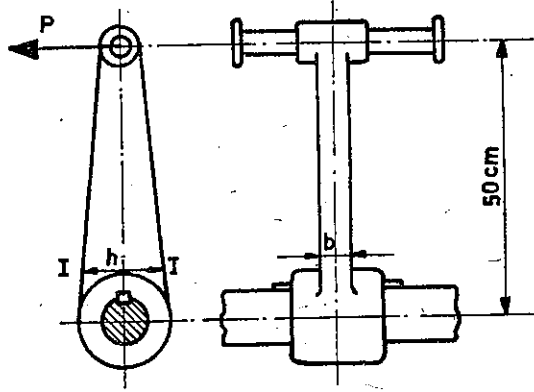
$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{74000}{370} = 200 \text{ kgf/cm}^2$$

4.12. Problem

İki görünüşü ve uzunluğu verilen kola etkiyen
kuvvet $P = 800 \text{ kgf.}$ dir. Kol malzemesinin güvenli daya-

nımı $\sigma_g = 300 \text{ kgf/cm}^2$ verildiğine göre I-I kesitini boyutlandırınız.

Çözüm:



Eğilme formülü yazılır.

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b}$$

$$M_b = \sigma_b \cdot W_b$$

$$M_b = 800 \cdot 50 = 40000 \text{ kgfcm.}$$

$$W_b = \frac{I}{Y_{\max}} = \frac{\frac{bh^3}{12}}{\frac{h}{2}} = \frac{bh^2}{6} \text{ (cm}^3\text{)}$$

$$40000 = \frac{bh^2}{6} \cdot 300$$

$$\frac{bh^2}{6} = \frac{40000}{300}$$

$$bh^2 = 800 \text{ cm}^3$$

$$b = 4 \text{ cm uygun dur.}$$

$$h = 15 \text{ cm}$$

$$4 \times 15^2 = 900 \text{ dür.}$$

4.13. Problem

Şekildeki spiral yay 625 kgf. la etkilenecek ve kuvvet yarıçapı 6 cm. olacaktır. $\sigma_g = 5000 \text{ kgf/cm}^2$ olduğuna göre h kalınlığı ne kadar olmalıdır?

Çözüm:

$$M_b = P \cdot r = 625 \cdot 6 = \text{Eğilme momenti}$$

$$r = 6 \text{ cm.} \quad b = 5 \text{ cm.}$$

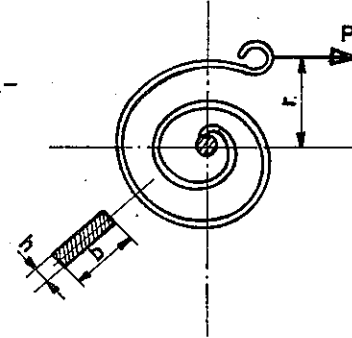
$$W = \frac{bh^2}{6} \text{ yay kesitinin dayanım momenti}$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b}$$

$$M_b = \sigma_b \cdot W_b$$

$$625 \cdot 6 = \frac{5(h)^2}{6} \cdot 5000 \text{ buradan}$$

$$h = 0,9 \text{ cm olmalıdır.}$$

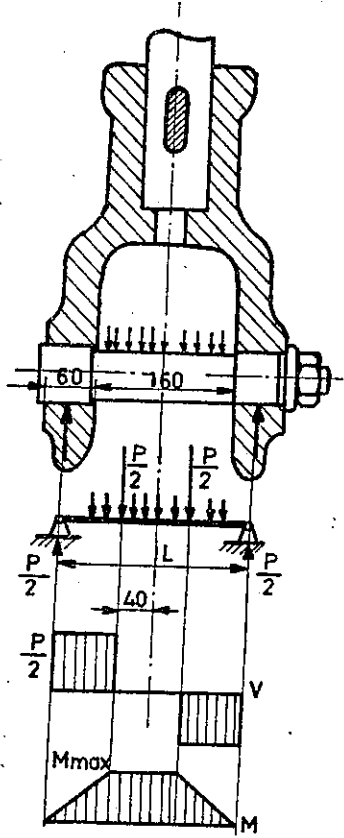


4.14. Problem

Aşağıda kesit görünüşü verilen sistemde $P = 12200 \text{ kgf.}$ taşıyacak perno çapı ne olmalıdır? Güvenli çekilme dayanımı $\sigma_g = 450 \text{ kgf/cm}^2$ dir.

Çözüm:

Perno uzunluğu 16 cm. olduğundan, düzgün yayılmış 12200 kgf. yerine iki tane tekil(nokta) yük alınabilir. Yeni duruma göre moment diyagramı çizilerek maksimum moment bulunur. (Saint-Venant Prensibi)



$$W_b = \frac{I}{Y_{\max}} = \frac{\frac{d^4}{20}}{\frac{d}{2}} = \frac{d^3}{10} \text{ (cm)}$$

$$L = 220 \text{ mm} = 22 \text{ cm}$$

$$\frac{L}{2} = 11 \text{ cm}$$

$$M_b = \frac{P}{2}(11 - 4) = 6100.7$$

$$M_b = 42700 \text{ kgf cm}$$

$$\sigma_g = 450 \text{ kgf/cm}$$

olduğundan yerine konurs

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad M_b = W_b \cdot \sigma_b$$

$$\sigma_b = \sigma_g \quad \text{olmalıdır.}$$

$$42700 = \frac{d^3}{10} \cdot 450$$

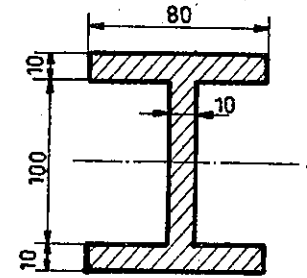
$$d = \sqrt[3]{\frac{42700}{45}} = \sim 10 \text{ cm.}$$

bulunur.

PROBLEMLER

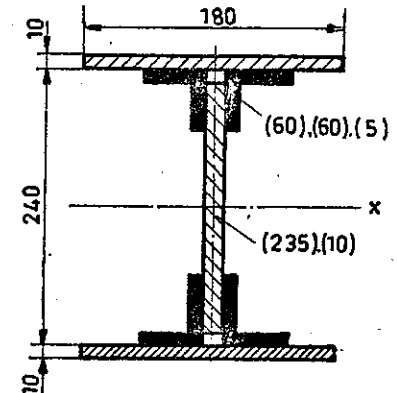
1. Aşağıda verilen kesitin x eksenine göre atalet momentini bulunuz.

$$\text{Yanıt: } I_x = 569 \text{ cm}^4$$



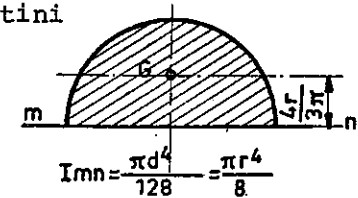
2. Şekildeki gibi dört köşebent, üç tane saç parça ile birleşerek yeni bir kesit oluşturmuşlardır. Bu kesitin x eksenine göre atalet momentini bulunuz.

$$\text{Yanıt: } I_x = 9230 \text{ cm}^4$$



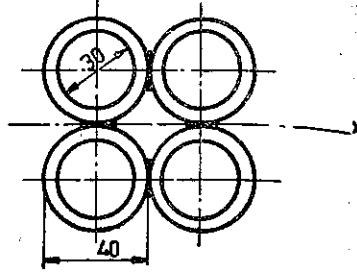
3. Yarım daire şeklinde bir alanın, tabanından geçen yatay eksene göre atalet momentini biliniyor. Bu alanın ağırlık merkezinden geçen yatay eksene göre atalet momentini yarıçap cinsinden bulunuz.

$$\text{Yanıt: } I_G = 0,11 r^4$$



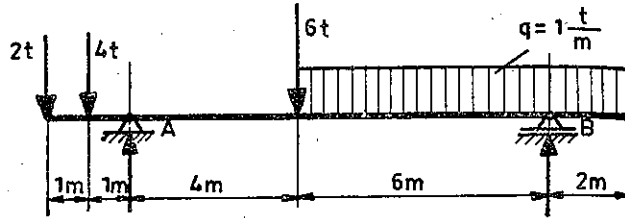
4. Şekildeki dört boru kaynak yapılarak tek parça haline getirilmiştir. Bu parçanın x eksenine göre atalet momentini bulunuz.

Yanıt: $I_x = 1223600 \text{ mm}^4$.



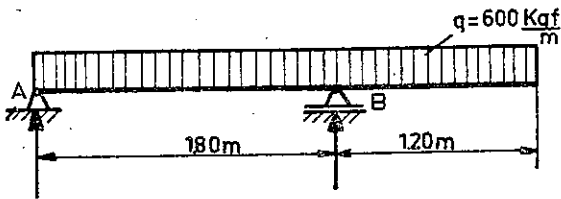
5. Çıkmalı bir kiriş, yükleme şeması ve ölçüleri ile verilmiştir. Bu kirişin kesme kuvvet ve moment diyagramlarını çiziniz. Maksimum eğilme momentinin değerini bulunuz.

Yanıt: $M_{\max} = 16 \text{ tm}$.



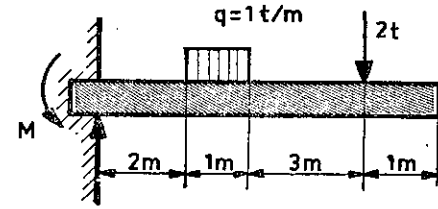
6. Boydan boya düzgün yayılmış yük ile yüklenen bir çıkmalı kirişin, kesme kuvvet ve eğilme momenti diyagramlarını çiziniz. Maksimum momentin değerini ve yerini bulunuz.

Yanıt: $M_{\max} = -432 \text{ kgfm}$. (B dayanağında)



7. Çıkmalı bir kirişin yükleme şeması ve ölçüleri verilmiştir. Bu kirişin kesme kuvvet ve eğilme momenti diyagramlarını çizerek, maksimum momentin değerini hesaplayınız.

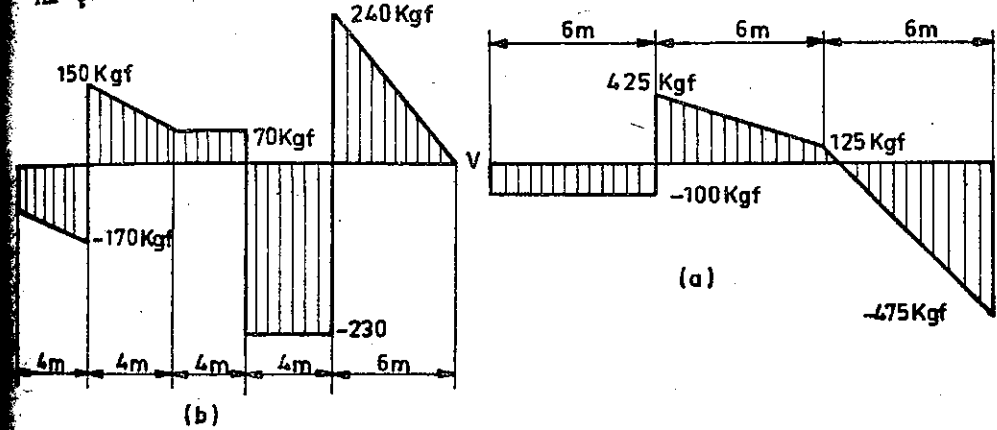
Yanıt: $M_{\max} = 14,5 \cdot 10^5 \text{ kgfcm}$.



8. Yedinci problemdeki kiriş malzemesinin güvenli dayanımı $\sigma_g = 1200 \text{ kgf/cm}^2$ olduğuna göre, kiriş çapını bulunuz.

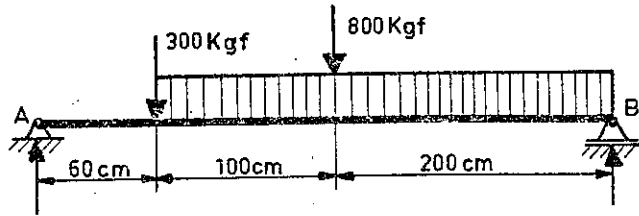
Yanıt: $W_b = 1208 \text{ cm}^3$ d = 23 cm.

9. Aşağıdaki problemlerde, verilen kesme kuvveti diyagramına karşılık yük ve eğilme momenti diyagramlarını çiziniz.



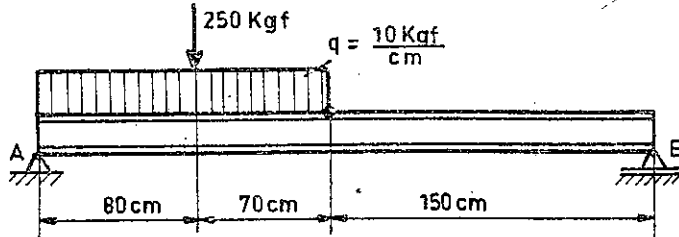
10. Şekilde yük diyagramı verilen kirişin kesitinin daire şeklinde olması isteniyor. Güvenli dayanım $\sigma_g = 800 \text{ kgf/cm}^2$ olduğuna göre kesit çapını bulunuz.

Yanıt: d = 11,5 cm.



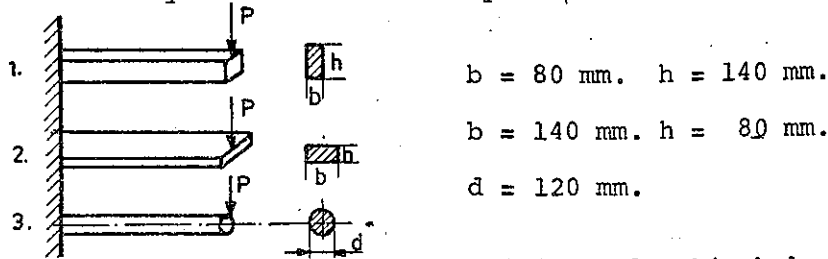
11. Aşağıda yükleme durumu belirtilen basit kirişin, üzerindeki yükleri güvenli olarak taşıyabilmesi için dayanım momenti ne kadar olmalıdır ?

Yanıt: $W_b = 95,1 \text{ cm}^3$ I 16 kullanılır.



12. Şekilde görülen üç kiriş aynı ağaçtan yapılmış olup, kuvvet doğrultusuna dik olan kesitleri de aynı büyüklüktedir. Kesit biçimleri farklı olan bu kesitlerden hangisini seçersiniz ?

Yanıt: Dayanım momenti en büyük olan 1. konum.



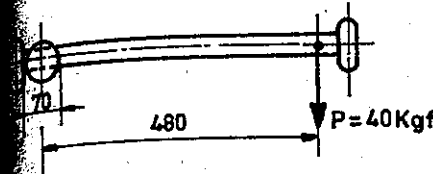
13. Aşağıda eğilme etkisinde olan bir kolun görünüşü verilmiştir. Bu kolun:

a) $P = 40 \text{ kgf.}$ ve çubuk çapı $d = 30 \text{ mm.}$ olduğuna göre, çubukta oluşan en büyük gerilmeyi bulunuz.

b) Aynı kolun malzemesinin güvenli dayanımı $\sigma_b = 1200 \text{ kgf/cm}^2$ alınır, çubuk çapı hangi değeri alır?

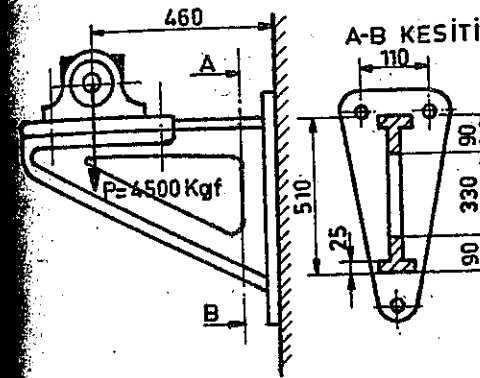
Yanıt: a) $d = 30 \text{ mm.}$ için $\sigma_b = 660 \text{ kgf/cm}^2$

b) $\sigma_b = 1200 \text{ kgf/cm}^2$ için $d = 2,46 \text{ cm} \approx 25 \text{ mm.}$



14. Şekildeki konsol, ucuna konan motor etkisiyle eğilme etkisindedir. Verilenlere göre en tehlikeli kesitteki oluşan gerilmeyi bulunuz.

Yanıt: $\sigma_b = 124 \text{ kgf/cm}^2$



BESİNCİ BÖLÜM

BURULMA DAYANIMI

5.1. GİRİŞ VE KABULLER

Bu bölümde kesitleri dairesel olan miller ele alınacak ve bunların uygulanması yapılacaktır. Kesitleri dairesel olmayan millerin incelenmesi, ileri dayanımın konuları içine girer. Aslında burulmaya çalışan makine elemanlarından en faydalı olan ve en çok karşılaşılan, dolu daire kesitli veya içi boş daire kesitli millerdir. Formüllerin çıkarılması sırasında, eğilme etkilerini problemlere sokmamak için; millerin yeterli sayıda yataklandığı ve ağırlıksız olduğu kabul edilir. Bunlara ek olarak aşağıdaki şartların da olduğu varsayılır.

1. Dairesel kesitler, moment uygulandıktan sonra da dairesel olarak kalır; eksene dik düzlemlerde hiç bir çarpılma veya şişme olmaz.

2. Düzlem kesitler, moment uygulandıktan sonra da düzlem olarak kalır.

3. Kesit üzerindeki doğru çizgiler, moment u landıktan sonra da doğru olarak kalır.

4. Mil, eksenine dik düzlemler üzerinde buluv kuvvet çiftleri tarafından burulur.

5. Gerilmeler orantı sınırını geçmez.

5.2. BURULMA FORMOLLERİ

Burulmaya çalışan parçalar, miller ve buna be makina elemanlarıdır. Örneğin: Matkap, klavuz, rayba cıvata gibi elemanlar burulmaya çalışırlar. Torna ed taşlanan silindirik bir parça burulmaya çalışır. Dah bunlara benzer elemanlar olmakla beraber, burulma day nımı bakımından incelenmezler. Bu elemanların etkisin kaldığı burulma momentleri küçük değerdedir. Halbuki yerden diğer bir yere, burulma momentıyla büyük güçle ileten, dişli çark ve kasnak millerine gelen momentle büyük değerde olduklarından, her zaman incelenmeleri gereklidir.

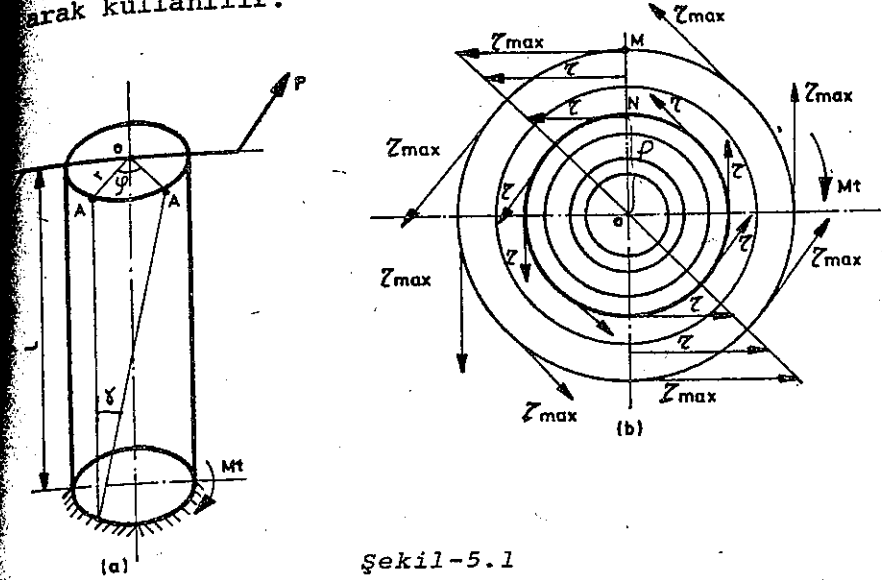
Şekilde tek taraflı ankastre, daire kesitli bl çubuk verilmiştir. Bu çubuğun serbest ucundan bir kuvvet çiftinin uygulandığını ve A noktasının A₁ noktası geldiğini varsayalım. Şekil değişimi sonunda iki açı meydana gelir. Bunlara kayma açısı (γ) ve burulma açısı (ψ) adı verilir. Şekil 5.1. (a,b)

Uygulamada millerin bir ucu motora bağlanmıştır diğer ucunda ise dirençler bulunur. İlgili motor, mil çevirebilmek için direnç momentleri kadar bir burulma momenti uygular; M_t ile gösterilen burulma momenti motor gücü ve devir sayısı ile değişir. Burada,

M_t = Burulma momenti (kgfcm)

N = Beygir gücü

n = dakikadaki dönme sayısı $M_t = 71620 \frac{N}{n}$ dir. arak kullanılır.



Şekil-5.1

Uygulanan M_t burulma momenti, mil kesitlerinde kayma gerilmesi adı verilen gerilmeler oluşturur. Bu gerilmelerin orantı sınırı içinde kalması gerekir. Bunun için çeşitli malzemelerin burulma olayında güvenli kayma gerilmeleri bilinmektedir. Bu değerler, malzemenin kesileceği en büyük gerilmenin çok altında bulunurlar.

Şekilde en büyük yer değiştirmenin en dıştaki lifte olduğu görülmektedir. A A₁ yay uzunluğu, yarıçapın ψ açısının radyan cinsinden değeri ile çarpımından bulunur. İçerlere girildikçe r değeri küçüleceğinden A A₁ yay uzunluğuna paralel yay uzunlukları küçülür ve merkeze gelince sıfır olur. Bu sonuç bize en dıştaki lifteki şekil değişiminin en büyük, merkezde ise en küçük olduğunu göstermektedir. Buna göre bir burulma olayında mildeki en büyük zorlanmanın en dıştaki kabuktaki iplikciklerde olduğunu söyleyebiliriz.

Mile uygulanan M_t burulma momentiyle, milde oluşan kayma gerilmelerinin mil merkezine göre momenti birbirine eşit olmalıdır. En dışta oluşan en büyük kayma gerilmesi τ_{max} ile gösterilir ve

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{I_p} \cdot r$$

formülü ile hesaplanır. Bu formülde,

τ_{max} = Maksimum kayma gerilmesi (kgf/cm²)

I_p = Polar atalet momenti (cm⁴)

r = Milin yarıçapı (cm)

dir. Polar dayanım momenti, polar atalet momentini mil yarıçapına bölerek bulunur.

$$W_p = \frac{I_p}{r} \quad (\text{cm}^3)$$

Kesit daire olduğundan,

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} \quad W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad \text{dır.}$$

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{W_p} \quad \text{formülü bize maksimum kayma gerilmesini verir.}$$

Bu değer de malzemenin güvenli kayma gerilmesini geçmemesi gerekeceğinden,

$$\tau_g = \frac{M_t}{W_p} \quad \text{yazılır. Bu formülde } W_p \text{ yerine de}$$

ğeri yazılır ve d çekilirse mil çapı kayma gerilmesine göre bulunmuş olur.

$$\tau_g = \frac{M_t}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{16M_t}{\pi \cdot d^3} ; 16 M_t = \tau_g \cdot \pi \cdot d^3$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi \cdot \tau_g}}$$

Merkezden ρ uzaklığındaki bir lifteki kayma gerilmesi, kesit üzerindeki benzer üçgenlerden bulunur. Benzer üçgenlerde karşılıklı kenarlar orantılı olduğundan,

$$\frac{\tau_{max}}{r} = \frac{\tau}{\rho}$$

yazılır. τ_{max} bulunabildiğinden bu orantıdan τ bulunur.

Burulma sırasında oluşan burulma açısının belli bir değer altında kalması istenir. Bu verilen şart altında mil çapını bulmak için aşağıdaki

$$\psi (\text{rad}) = \frac{M_t \cdot L}{G \cdot I_p}$$

formülü kullanılır. Bu formülde,

ψ = Radyan cinsinden burulma açısı

M_t = Mile uygulanan burulma momenti (kgfcm)

L = Mil boyu (cm)

G = Kayma modülü (kgf/cm²)

Çelik için $G = 8 \cdot 10^5$ kgf/cm²

Ahşap için $G = 7000$ kgf/cm²

Dökme demir $G = 3,8 \cdot 10^5$ kgf/cm²

$$\psi (\text{rad}) = \frac{M_t \cdot L}{G \cdot I_p}$$

formülünde

$$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad \text{konursa,}$$

$$\psi = \frac{32.Mt.L}{G.\pi.d^4} ; 32 Mt.L = \psi.G.\pi.d^4 ; d = \sqrt[4]{\frac{32.Mt.L}{\psi.G}}$$

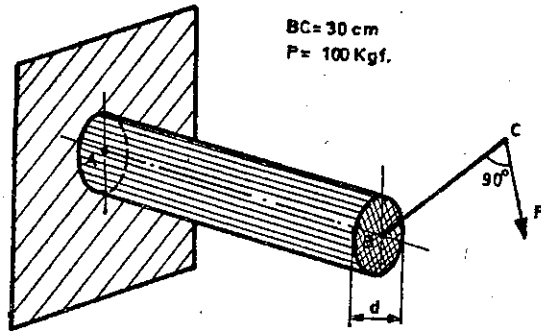
elde edilir.

ÇÖZÜMLÜ PROBLEMLER

5.1. Problem

Bir silindirik çubuk, tek taraflı ankaşredir ve serbest ucuna 100 kgf. uygulanmıştır. İlgili kuvvetin moment kolu 30 cm. dir. Güvenli kayma gerilmesi $\tau_g = 600 \text{ kgf/cm}^2$ olarak verildiğine göre, çubuk çapını hesaplayınız.

Çözüm:



Şekil-5.2

$$\tau_g = \frac{Mt}{W_p}$$

$$Mt = 100.30 = 3000 \text{ kgfcm.}$$

$$W_p = \frac{\pi.d^3}{16} \approx 0,2 d^3$$

$$\tau_g = 600 \text{ kgf/cm}^2$$

$$3000 = 0,2 d^3 . 600 ; d = \sqrt[3]{\frac{3000}{0,2.600}} = 3 \text{ cm.}$$

2. Problem

Çapı 10 cm. olan bir mil, dakikada 45 devirle dönmektedir. $\tau_g = 300 \text{ kgf/cm}^2$ olduğuna göre, iletebileceği güç ne kadardır ?

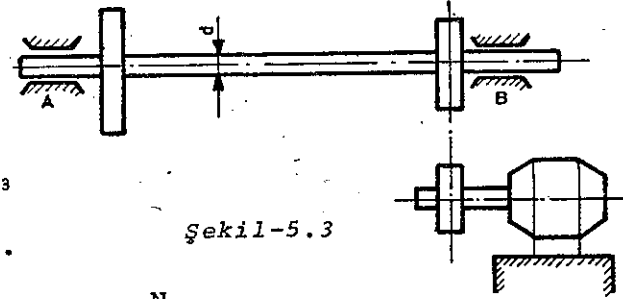
Çözüm:

$$\tau_g = \frac{Mt}{W_p}$$

$$W_p = 0,2 d^3$$

$$Mt = 300.0,2.10^3$$

$$Mt = 6.10^4 \text{ kgfcm.}$$



Şekil-5.3

$$Mt = 71620 \frac{N}{n}$$

$$Mt.n = 71620.N$$

$$N = \frac{Mt.n}{71620}$$

$$N = \frac{6.10^4 . 45}{71620} \approx 38 \text{ B.B.}$$

5.3. Problem

Bir milin çapı 5,7 cm. olup, dakikada 250 devirle dönmektedir. Mil gerecinin güvenli taşıyabileceği kayma gerilmesi $\tau_g = 880 \text{ kgf/cm}^2$ olduğuna göre dolu ve dairesel kesitli bu mile etkiyen gücü bulunuz.

Çözüm:

$$\tau_g = \frac{Mt}{W_p}$$

$$Mt = \tau_g . W_p$$

$$Mt = 880.0,2.(5,7)^3$$

$$Mt = 880.0,2(185,19)$$

$$Mt = 32593 \text{ kgfcm.}$$

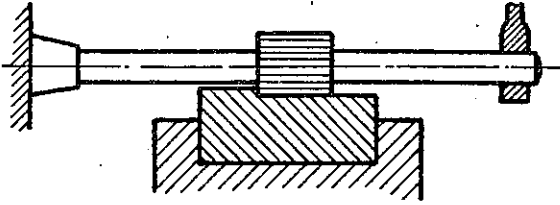
$$Mt = 71620 \frac{N}{n}$$

$$71620.N = Mt.n$$

$$N = \frac{Mt.n}{71620} = \frac{32593.250}{71620} = 113,77 \text{ B.B.}$$

5.4. Problem

Şekildeki freze milinin çapı $d = 40$ mm, mile gelen güç $N = 15$ B.B olduğuna göre, mile gelen en büyük kayma gerilmesi ne kadardır ? $n = 180$ devir/dakika



Şekil-5.4

$$M_t = 71620 \frac{N}{n}$$

$$M_t = 71620 \frac{15}{180}$$

$$M_t = 5968 \text{ kgfcm}$$

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 4^3}{16} = 12,56 \text{ cm}^3$$

$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{W_p} = \frac{5968}{12,56} \approx 475,6 \text{ kgf/cm}^2$$

bulunur.

5.5. Problem

Şekilde bir araba yürütme mekanizması görülmüyor. Verilenlere göre d_1 , d_2 , d_3 çaplarını bulunuz. Millerin üçü de aynı malzemeden yapılmışlardır.

Güvenli kayma gerilmesi $\tau_g = 500 \text{ kgf/cm}^2$ dir.

Motorun dönme sayısı $n_m = 800$ devir/dakika

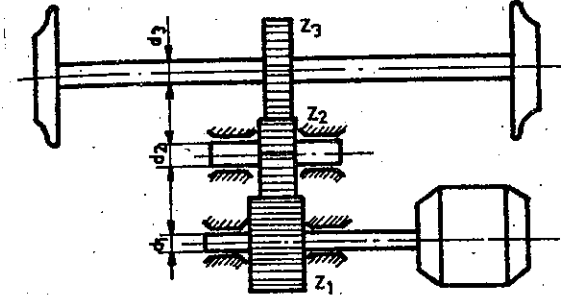
Motorun verdiği güç $N_m = 20$ B.B

Dişlilerde; $Z_1 = 20$; $Z_2 = 40, Z_3 = 60$ diş vardır

Dişli verimleri:

d_1 milinden d_2 miline $= \eta_1 = 80$

d_2 milinden d_3 miline $= \eta_2 = 90$



Şekil-5.5

Çözüm:

d_1 çapının bulunması:

$$M_{t1} = 71620 \frac{N_1}{n_1} = 71620 \frac{20}{800} = 1790 \text{ kgfcm.}$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16} = \frac{M_{t1}}{\tau_g} \text{ den,}$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{t1}}{\pi \cdot \tau_g}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1790}{\pi \cdot 500}} = 2,5 \text{ cm} = 25 \text{ mm}$$

d_2 çapının bulunması:

d_2 milinin dönme sayısı

$$n_2 = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot n_1 = \frac{20}{40} \cdot 800 = 400 \text{ devir/dakika}$$

d_2 miline gelen güç

$$N_2 = \eta_1 \cdot N_1 = 0,80 \cdot 20 = 16 \text{ B.B}$$

d_3 çapının bulunması:

d_3 milinin dönme sayısı

$$n_3 = \frac{Z_2}{Z_3} \cdot n_2 = \frac{40}{60} \cdot 400 \approx 267 \text{ devir/dakika}$$

$$Mt_2 = 71620 \frac{N_2}{n_2} = 71620 \frac{16}{400} = 2865 \text{ kgfcm}$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mt}{\pi \cdot \tau_g}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2865}{\pi \cdot 500}} = 3,1 \text{ cm} = 31 \text{ mm.}$$

d_3 milinin gücü:

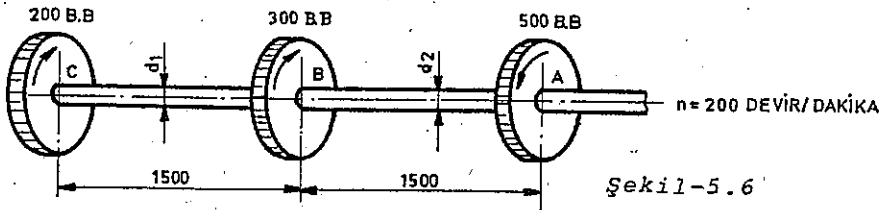
$$N_3 = \eta_2 \cdot N_2 = 0,9 \cdot 16 = 14,4 \text{ B.B}$$

$$Mt = 71620 \frac{14,4}{267} = 3862,6 \text{ kgfcm.}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3862,6}{\pi \cdot 500}} = 3,4 \text{ cm} = 34 \text{ mm}$$

5.6. Problem

Şekildeki sistemde A dişli çarkı 500 B.B gücü almakta ve bu gücü B ve C çarklarına sırasıyla 300 B.B ve 200 B.B olarak vermektedir. Güvenli kayma gerilmesi $\tau_g = 500 \text{ kgf/cm}^2$ olduğuna göre, mil çaplarını bulunuz.



Şekil-5.6

Çözüm:

d_1 çapının bulunması

CB arası 200 B.B etkisindedir.

$$\tau_g = \frac{Mt}{W_p}$$

$$Mt = 71620 \frac{N}{n}$$

$$Mt = 71620 \frac{200}{200}$$

$$Mt = 71620 \text{ kgfcm.}$$

$$71620 = 500 \cdot 0,2 d^3$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{716,2}{500}} = 8,95 \text{ cm} = 89,5 \text{ mm.}$$

d_2 çapının bulunması:

$$\tau_g = \frac{Mt}{W_p}$$

$$W_p = 0,2 d^3$$

$$Mt = 71620 \frac{500}{200}$$

$$Mt = 179050 \text{ kgfcm}$$

$$Mt = \tau_g \cdot W_p$$

$$179050 = 500 \cdot 0,2 d^3$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{1790,5}{500}} = 12,14 \text{ cm}$$

$$d_2 = 121,4 \text{ mm.}$$

5.7. Problem

Bir geminin pervane mili, dakikada 125 devirle dönerken 5000 B.B iletecektir. $\tau_g = 420 \text{ kgf/cm}^2$ olduğuna ve çapın 20 katı kadar uzunluktaki burulma açısının 1° yi geçmemesi istendiğine göre, mil çapı kaç cm. olmalıdır?

Çözüm:

1. Burulma açısına göre mil çapının bulunması.

$$360^\circ \quad 2\pi(\text{radyan})$$

$$1^{\circ} = \frac{2\pi}{360} = \frac{\pi}{180} \text{ radyan}$$

$$M_t = 71620 \frac{5000}{125}$$

$$M_t = 2864800 \text{ kgfcm.}$$

$$\psi = \frac{M_t \cdot L}{G \cdot I_p}$$

$$\frac{2\pi}{360} = \frac{2864800 \cdot 32 \cdot 20}{8 \cdot 10^5 \cdot \pi d^4}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{360(2864800)20(32)}{6,28(8)(10^5)3,14}} = 34,7 \text{ cm}$$

2. Kayma gerilmesine göre mil çapının bulunması

$$M_t = W_p \cdot \tau_g$$

$$W_p = \frac{M_t}{\tau_g}$$

$$0,2 d^3 = \frac{2864800}{420}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{2864800}{420 \cdot 0,2}} = 32 \text{ cm}$$

çap olarak $d = 34,7 \text{ cm}$ seçilir.

5.3. BURULMAYA ÇALIŞAN DAİRESEL ELEMANLARIN BOYUTLANDIRILMASI

Dayanıklı olmaları için, boyutlandırma yaparken elemanlara güvenli kayma gerilmesi etki ettirilmelidir. Cisimlerin kayma gerilmelerine karşı dayanımını veren bilgiler, deneylerden elde edilir. Tam bilgiler, ince cidarlı tüplerle yapılan deneylerle bulunur. Cisimleri

nel özelliği olarak, malzemelerin dayanabileceği kayma gerilmeleri, normal gerilmeden daha küçüktür. ASME (Amerika Makina Mühendisleri Odası) transmisyon millerinde kullanılan normal çelik için kayma gerilmesi 560 kgf/cm² dir. Pratikteki boyutlandırma problemlerinde malzemenin yorulması ve aniden uygulanan şok yükleri için özel inceleme gerekir.

Dolu dairesel kesitlerde gerilme dağılımı kabukta maksimum, merkezde ise sıfırdır. Eşit olmayan bu dağılımı içi boş boru kesitler kullanmak yoluyla düzeltme yoluna gidilebilir. Bu şekilde elemanların ağırlıkları azalır ve boşalmadan dolayı polar atalet momentinde büyük bir eksilme olmaz. Duvar kalınlığını küçük ve çapı büyük tutarak kayma gerilmeleri birbirine çok yaklaştırılır. Özellikle deneylerde kullanılan bu tüplerde, burulmaya meydan vermemek için kalınlık istenildiği kadar ince tutulamaz.

Burulma için kullanılan formüller, dik kesit alanının aynı kalması veya az değişmesi durumunda iyi sonuçlar verirler. Kademeli millerde çaplar birdenbire değiştiğinden, birleşim yerlerinde dik kesitlerin kayma gerilmesinden daha büyük gerilmeler oluşur. Dar kesitle geniş kesiti birleştiren yayın yarı çapı küçüldükçe kayma gerilmesi büyür. Makina yapımında geçişleri büyük yarıçaplı yaparak gerilmenin artması önlenmiş olur.

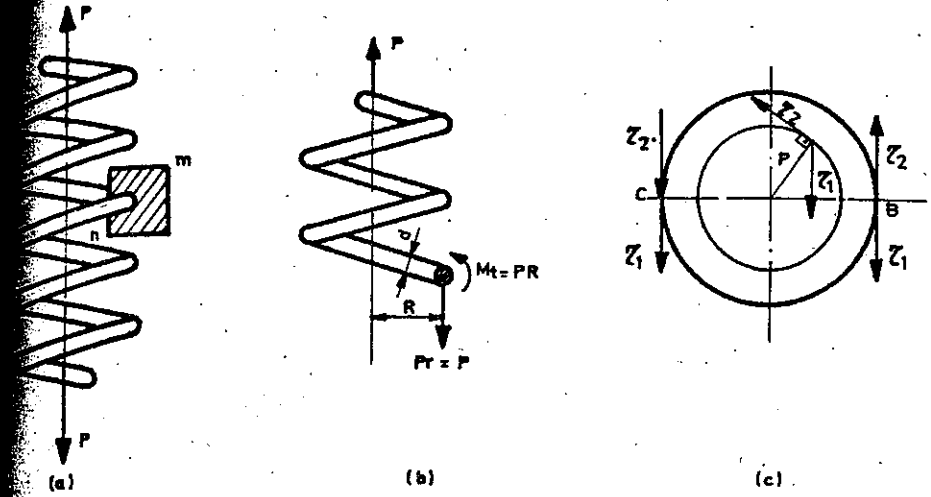
Millerdeki yağ deliklerinde ve kama yataklarında da gerilme yükselmeleri olur. Gerilme yığılma tesirleri özellikle kama yataklarının uç kısımlarında kendini gösterir. Millerin kesit değiştirmesi, delinmesi, çentik açılması, kama yeri açılması sonucu ortaya çıkan gerilme yığılma değerleri; bu iş için hazırlanmış atlaslardan elde edilebilir.

5.4. HELİSEL YAYLAR

Yay yapımına uygun bir telin bir silindirik üzerine belirli adım ile sarılmasından meydana gelen sisteme helisel yay denir. Helis açısı küçükse, yay herhangi bir kangalının, yay eksenine dik bir düzlem üzerinde bulunduğu kabul edilebilir.

Yayların kullanılışı düşünüldüğü zaman, genellikle yay malzemeleri için birinci özellik, kuvvetli olmasıdır. Özellikle yüksek akma sınırına sahip olmalıdır. Yay yapımında malzeme seçimi, kullanılacağı iş hakkında yapılan çalışma ile başlar. Yorulma (periyodik kuvvet uygulaması sonunda), oksitlenme veya ısı ile ilgili problemler var mı? Elektriksel geçirgenliği önemli mi? Ağırlık önemli mi? Eğer bu soruların yanıtı hayır ise orta karbon çeliği kullanılarak yay yapılabilir. Eğer istenilen özelliklerdeki yay aşırı boşluklar ve sert dönüşler verilmeden yapılamıyorsa, önceden tavllanmış malzeme kullanılmalıdır.

Şekildeki yaya etkiyen P kuvvetinin oluşturduğu gerilmeleri öğrenebilmek için, bir kangalı dayanımın ayırma prensibi ile ikiye ayıralım. Uygulanan P kuvvetinin dengesini sağlamak için taralı kesite $P_r = P$ kuvvetini yerleştirelim. Yüklerin yatay ve dikey toplamları bakımından cisim dengede kabul edilebilirse de; denge için gerilmenin tamam olabilmesi için momentlerin toplamının da sıfıra eşit olması gerekir. P ve P_r kuvvetleri birbirine eşit, paralel ve zıt yönlerde olduğundan bir $P.R$ kuvvet çifti oluştururlar. Böyle bir karşı koyucu kuvvet çifti ancak yay kesitine yayılan kayma gerilmeleri tarafından meydana getirilebilir ve $M_t = P.R$ şeklinde yazılır. Şekil 5.7. (a,b,c)



Şekil-5.7

Kesitin çizilen büyütülmüş görünüşünde dayanım kuvvetini yaratan gerilme yayılımı gösterilmiştir. İki tip kayma gerilmesi oluşur: (1) τ_1 gibi direkt kayma gerilmesi olup, bunlar P den meydana gelmiştir ve kesit üzerine düzgün yayılırlar. Bu kayma gerilmelerinin toplamı, P ye eşit olan P_r dayanım yükünü oluştururlar. (2) τ_2 gibi değişen ve burulmadan meydana gelen kayma gerilmeleri olup, bunları meydana getiren kuvvet çifti $M_t = P.R$ dir. τ_2 burulma gerilmelerinin büyüklüğü sentroidten olan uzaklıkla orantılı olup, en dışta en büyük ve şekle göre B de yukarı, C de aşağı doğrudur. Bileşke kayma gerilmesi, direkt ve burulma kayma gerilmelerinin vektörel toplamıdır. B noktasındaki gerilmeler birbirine zıt yönlerde olduklarından, bileşke kayma gerilmesi; $\tau_2 - \tau_1$ farkı kadardır. İç taraftaki C lifinde ise her iki gerilmenin doğrultu ve yönleri aynı olduğundan, bileşke kayma gerilmesi; $(\tau_1 + \tau_2)$, bunların toplamı o kesitteki maksimum kayma gerilmesini verir. Maksimum kayma gerilmesi daima yay telinin iç tarafındadır.

C noktasındaki en büyük gerilmeyi yazacak olursak,

$$\tau_{\max} = \tau_1 + \tau_2 = \frac{4P}{\pi d^2} + \frac{16(PR)}{\pi d^3}$$

$$\tau_{\max} = \frac{16PR}{\pi d^3} \left(1 + \frac{d}{4R}\right)$$

Son denklemi incelediğimiz zaman, yarıçapı büyük bir helis şeklinde kıvrılan, küçük çaplı bir telden yapılan yaylarda $\frac{d}{4R}$ değerinin küçük olduğu görülür. Bu ve benzer durumlarda maksimum gerilme esas olarak, yay telinin burulmasından doğmaktadır. Demiryolu vagonlarında kullanılan kalın yaylarda d çapı büyük olduğundan, direkt kayma gerilmesi toplam gerilmenin % 14 ü kadar olup yok kabul edilemez.

Doğru çubuklar için çıkarılan burulma formülünü, eğri çubuklara uyguladığımızdan yukarıdaki incelemeler biraz hatalıdır. Bu hata kalın yaylar için daha önemlidir. Wahl; yay telinin orijinal eğrilerini de hesaba katan şu formülü bulmuştur:

$$\tau_{\max} = \frac{16 PR}{\pi d^3} \left(\frac{4m-1}{4m-4} + \frac{0,615}{m} \right)$$

Bu denklemde,

$$m = \frac{2R}{d} = \frac{D}{d}$$

yayın ortalama çapının, yay telinin çapına oranıdır.
m = 3 iken parantez içindeki düzeltme faktörü 1.58 dir.
m = 10 iken parantez içindeki değer 1,14 dür. Aynı
m = 10 için,

$$\left(1 + \frac{d}{4R}\right)$$

1,05 etmektedir. Bu durumda her iki formülün verdiği

sonuçlar birbirine yaklaşmaktadır. Parantez içindeki büyüklüğe düzeltme faktörü denir ve K ile gösterilir.

Yayların kesitinde meydana gelen maksimum kayma gerilmesi, τ_g ten küçük veya eşit olmalıdır.

$$\frac{16 P.R.K}{\pi d^3} \leq \tau_g \quad P \leq \frac{\pi d^3}{K.16R} \tau_g$$

Çelik yaylar için $\tau_g = 2800 - 3600 \text{ kgf/cm}^2$ alınabilir.

Yayın P kuvveti tesiri ile uzama veya kısalması aşağıdaki formül yardımı ile bulunur.

$$f = \frac{64.P.R^3.n}{G.d^4}$$

G = Kayma modülü
R = Yayın ortalama yarıçapı
n = Helisin kangal sayısıdır.

Formüle bakıldığında P nin değişen, diğer terimlerin değişmez olduğu görülür. Yayın uzama veya kısalması P kuvveti ile orantılıdır. Bundan dolayı yaylı terazilerde eşit ağırlık artışları eşit f oluşturur.

ÇÖZÜMLÜ PROBLEMLER

5.8. Problem

Bir helisel yayın kangal sayısı n = 12, telin çapı d = 1 cm, yay yarı çapı R = 10 cm. dir. P = 10 kgf. etki ettiğine göre, düzeltme faktörünü gözönüne alarak maksimum kayma gerilmesini ve uzamayı hesaplayınız.

$$\tau_{\max} = \frac{16.P.R}{\pi d^3} \left(\frac{4m-1}{4m-4} + \frac{0,615}{m} \right)$$

$$\tau_{\max} = \frac{16.10.10}{\pi.1^3} \left(\frac{4.20-1}{4.20-4} + \frac{0,615}{20} \right)$$

$$\tau_{\max} = \frac{16.10.10}{\pi.1^3} \cdot 1,07 = 545,2 \text{ kgf/cm}^2$$

$$f = \frac{64.P.R^3.n}{G.d^4} = \frac{64.10.10^3.12}{8.10^5.1} = 9,6 \text{ cm.}$$

$$m = \frac{2R}{d} = \frac{2.10}{1} = \frac{20}{1} = 20$$

$$K = 1,07$$

5.9. Problem

Helisel bir yay, 25 mm çapındaki teli 100 mm çapındaki bir silindirin üzerine sararak yapılmıştır. Yay 50 mm uzadığı zaman kayma gerilmesinin $\tau_g = 700 \text{ kgf/cm}^2$ geçmemesi için kangal sayısı ne olmalıdır? Problemi, düzeltme faktörünü gözönüne alarak çözünüz: $G = 8,4.10^5 \text{ kgf/cm}^2$ alınız.

Çözüm:

$$P = \frac{\pi.d^3}{K.16R} \cdot \tau_g$$

$$K = \left(\frac{4m-1}{4m-4} + \frac{0,615}{m} \right) \quad m = \frac{125}{25} = 5$$

$$K = \left(\frac{19}{16} + \frac{0,615}{5} \right) = 1,31$$

$$P = \frac{\pi.2,5^3}{1,31.16.(6,26)} \cdot 700 =$$

$$P = \frac{3,14.15,625}{1,31.16.(6,25)} \cdot 700 = \frac{34300}{131} \approx 262 \text{ kgf}$$

$$f = \frac{64.262.(6,25)^3.n}{8,4.10^5.2,5^4} = 5 \text{ cm.}$$

$$n = \frac{5.8,4.10^5.2,5^4}{64.262(6,25)^3} \approx 41 \text{ kangal}$$

10. Problem

Helisel bir yayın telinin çapı 18,75 mm ortalama çapı 150 mm ve kangal sayısı 20 dir. Maksimum uzama 25 mm olduğu anda kayma gerilmesi ne kadardır ?

Çözüm:

$$d = 1,8 \text{ cm}$$

$$R = 15 \text{ cm}$$

$$n = 20$$

$$m = \frac{150}{18,75}$$

$$m = 8$$

$$P = \frac{\pi d^3}{K.16R} \cdot \tau_g$$

$$K = \left(\frac{4m-1}{4m-4} + \frac{0,615}{m} \right)$$

$$K = \left(\frac{31}{28} + \frac{0,615}{8} \right)$$

$$K = 1,17 \text{ düzeltme faktörü}$$

$$f = \frac{64.P.R^3.n}{G.d^4} \Rightarrow P = \frac{f.G.d^4}{R^3.n.64}$$

$$P = \frac{2,5.8,4.10^5.(1,875)^4}{64.(7,5)^3.20} \approx 50 \text{ kgf.}$$

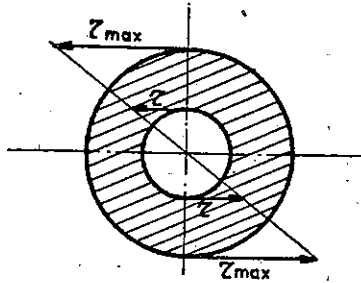
$$50 = \frac{\pi.(1,875)^3}{1,17.16.7,5} \cdot \tau_g \quad \tau_g = \frac{50.1,17.16.7,5}{\pi.(1,875)^3}$$

$$\tau_g = 342 \text{ kgf/cm}^2$$

PROBLEMLER

1. İç çapı 10 cm. dış çapı 15 cm. olan daire halka kesitli bir milin iç liflerdeki kayma gerilmesi 800 kgf/cm² bulunmuştur. Maksimum kayma gerilmesi kadardır ?

Yanıt: 1200 kgf/cm²

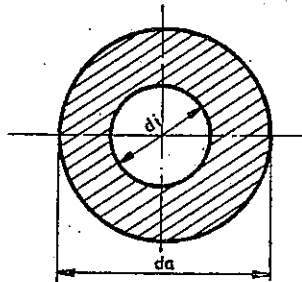


2. Daire kesitli bir milin içi boşaltılmıştır. Dış çap d_a , iç çap d_i olduğuna göre, bu halka kesitli milin polar atalet ve polar dayanım momentlerini yazınız.

Yanıt:

$$I_p = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32}$$

$$W_p = \frac{I_p}{\frac{d_a}{2}} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_a^4 - d_i^4}{d_a}$$



3. Dolu daire kesitli bir milin çapı 10 cm. dir. Bu kesitin polar atalet momentini bulunuz. Bu kesite aynı merkezli ve 5 cm. çapında bir delik delindiğinde atalet momentindeki azalma ne kadar olur ?

Yanıt: $I_p = \frac{\pi d^4}{32} \approx \frac{d^4}{10} = 1000 \text{ cm}^4$; azalma $62,5 \text{ cm}^4$ olur.

4. İç çapı dış çapının yarısı kadar olan içi boş çelik bir milin dayanımının; aynı dış çapa sahip dolu milin dayanımının 15/16 sı kadar olduğunu gösteriniz.

5. Daire kesitli bir milin ortasına bir delik yaparak, malzemenin yüzde ellisi çıkarılmıştır. Orijinal milin burulma dayanımı ne kadar azalmıştır ?

$$\frac{W_{p1}}{W_p} = \frac{3}{4} \quad x = \frac{R}{\sqrt{2}}$$

6. Aynı malzemeden yapılmış R yarıçapındaki dolu mil ile, dış yarıçapı $R/\sqrt{2}$ ve iç yarıçapı R olan içi boş milin burulma dayanımlarının oranını bulunuz.

$$\frac{W_p}{W_{p1}} = 0,47$$

7. Çapı 5 cm. olan bir çelik mil, ne boyda olmalıdır ki; maksimum kayma gerilmesi $\tau_{\max} = 900 \text{ kgf/cm}^2$ olduğu zaman, iki ucunun birbirine göre dönmesi 6° olsun. $G = 840000 \text{ kgf/cm}^2$

Yanıt: $L = 244 \text{ cm.}$

8. 5m. uzunluğunda ve $d = 10 \text{ cm.}$ çapında bir milin bir ucu ankastre edilip, diğer ucuna 8 tm. lik bir burulma momenti uygulanıyor. Serbest ucun $\psi = 1/2 \text{ rad}$ dönme açısı ölçülüyor. Buna göre çelik milin kayma modülünü bulunuz.

Yanıt: 815000 kgf/cm^2

9. Bir haddehanenin güç ileten içi dolu mili, 100 devir/dakika ile dönmekte olup 30 B.B iletiyor. $\tau_g = 420 \text{ kgf/cm}^2$ olduğuna göre mil çapını bulunuz.

Yanıt: $d = 6,4 \text{ cm.}$

10. Dolu daire kesitli bir milin çevresine 1 kenarlı bir bakır halka geçirilmiştir. Bakır milin, lik milin taşıyabileceği momentin 1,5 katını taşıyabilmesi halinde, bakır milin (halkanın) iç ve dış çapları arasındaki oranı bulunuz.

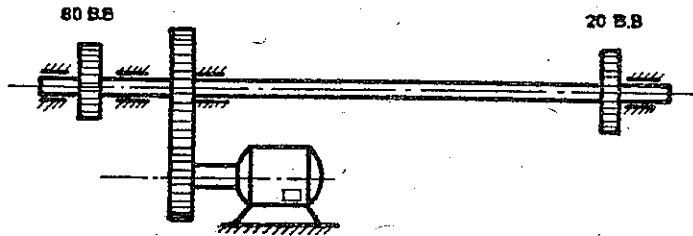
Yanıt: $\frac{d_a}{d_i} = 1,41$

11. Halka kesitli bir mil, dakikada 150 devir dönerek 100 B.B iletmektedir. $\tau_g = 800 \text{ kgf/cm}^2$ ve dış çapın iç çapa oranı 2 olduğuna göre dış çapı bulunuz.

Yanıt: $d_i = 3,4 \text{ cm}$ $d_a = 6,8 \text{ cm}$.

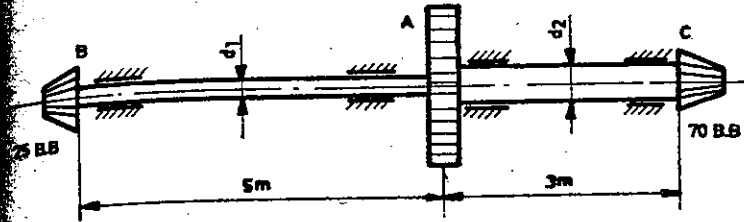
12. Bir motor, dişliler yardımıyla doğrusal bir mili 650 devir/dakika ile döndürüyor. Kayma güven gerilmesi $\tau_g = 750 \text{ kgf/cm}^2$ ($\sigma = 1060$) alınacak ve her yerde içi dolu aynı ölçüdeki mil kullanılacaktır. Mil çapını bulunuz.

Yanıt: $d = 3,915 \approx 4 \text{ cm}$



13. 90 B.B gücündeki motor, bir dişli yardımıyla doğrusal bir mili 40 devir/dakika ile çeviriyor. B ve C'deki konik dişliler birer karıştırıcıyı döndürmektedir. B'deki karıştırıcıyı çevirmek için 20 B.B, C'deki için ise 70 B.B güç gerektiğine göre, millerin çapları ne olmalıdır? $\tau_g = 400 \text{ kgf/cm}$

Yanıt: $d_1 = 7,74 \text{ cm}$
 $d_2 = 11,52 \text{ cm}$



14. Yarıçapı 6 cm. olan dolu dairesel bir milin, içi boş boru kesitli başka bir mil ile değişmesi gerekiyor. Boru milin dış yarıçapı 8 cm. ile sınırlandırıldığına göre, aynı gerilmeye çalışan tüpün et kalınlığı nedir? Ağırlık oranları nedir?

Yanıt: $d_a = 16 \text{ cm}$

$d_i = 13,7 \text{ cm}$

$e = \frac{16-13,7}{2} = 1,15 \text{ cm}$

15. 20 kangallı helisel bir yayın ortalama çapı 101,6 mm, tel çapı 6,35 mm. dir. Yay 19,05 mm. uzadığında maksimum kayma gerilmesi ne kadardır.

Yanıt: $\tau_{\max} = 3571 \text{ kgf/cm}^2$

KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI

1. Burulmaya çalışan makina elemanlarını söyleyiniz.
2. Burulmaya çalışan bir milin kesitini çizerek kayma gerilmelerini yerleştiriniz.
3. Burulma açısına şekil üzerinde gösterip formülünü yazınız.
4. Burulma momenti ve maksimum kayma gerilmesi hangi formüllerle bulunur.
5. Dairesel kesitteki polar atalet momentiyile, eğilmede kullanılan atalet momenti arasında ne gibi bir ilgi vardır ?
6. Millerin içini boşaltmanın ne gibi faydası vardır ?
7. Mil kesitinde herhangi bir lifteki kayma gerilmesini nasıl bulursunuz ?
8. Polar atalet momenti belli iken, polar dayanım momentine nasıl geçersiniz ?
9. Boru kesitin polar atalet ve polar dayanım momentini nasıl bulursunuz ? Polar dayanım momentlerinin farkını almayınız.
10. Derece olarak verilen bir açıyı radyana nasıl çevirirsiniz?
11. Burulmaya çalışan helisel yaylarda en büyük kayma gerilmesi nerede oluşur ?
12. Yaylarda kullanılan Wahl formülünü yazınız.
13. Wahl formülündeki m değeri nasıl bulunur ?
14. Yayın P kuvveti etkisiyle uzama veya kısalması hangi formülle bulunur ?

Yayın taşıyacağı P kuvveti ve düzeltme faktörü hangi formüllerle bulunur ?

Helisel silindirik yayların çekilme ve basılmada kullanıldıklarına göre, farklarını inceleyip şemalarını çiziniz.

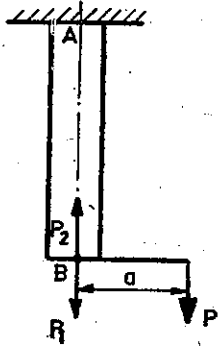
ALTINCI BÖLÜM

BİLEŞİK DAYANIM

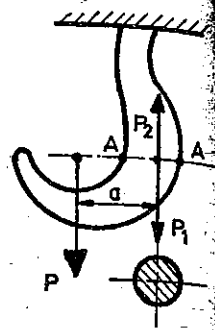
6.1. GİRİŞ

Uygulamada bize makina veya yapı elemanı ile ona gelen dış kuvvetler verilir. Bizim görevimiz, oluşan gerilmelerin güven sınırları içinde olup olmadığını kontrol etmektir. Ayrıca şekil değiştirmelerin değerinin de istenilen sınırlar içinde kalması gerekir. Şekil değiştirmeler daha önce incelendiğinden, bu bölümde maksimum gerilmelerin bulunması üzerinde çalışacağız.

Bir A B çubuğuna şekilde gösterildiği gibi bir P kuvveti çubuk eksenine paralel olarak etki ederse, çubuk çekilme ile eğilmeye çalışır. Çubuk ucuna eksenini doğrultusunda $P_1 = P_2 = P$ olacak şekilde iki ters kuvvet ko-nursa P_1 kuvveti çubuğu çeker. Geriye kalan P_2 ve P kuvvetlerinin oluşturduğu eşlenik ise, kesite $M_b = P.a$ değerinde moment vererek kesiti eğilmeye zorlar. Şekil-6.1.



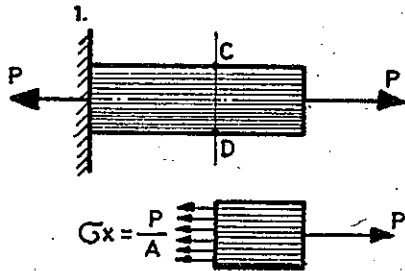
Şekil-6.1



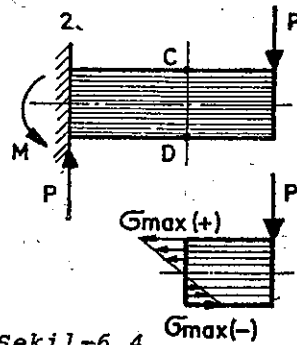
Şekil-6.2

Daire kesitli bir yük kancası da yüklendiğinde, A-A kesitinde aynı anda hem çekilme etkisi, hem de eğilme etkisi vardır. A-A kesitinin ortasına aynı doğrultuda, zıt yönde değeri P ye eşit iki kuvvet konarak bir önceki yükleme şekline benzetilebilir. Şekil 6.2.

Bir parça eğilmeye çalıştığı zaman, tarafsız eksenin bir tarafında çekilme bir tarafında basılma oluşur. Çekilme ve basılma gerilmeleri kesite dik gerilmeler olup, bunlara normal gerilmeler adı verilir. Eğilmeden oluşan çekilme gerilmeleri (+), basılma gerilmeleri (-) olarak işaretlenirler. Basit çekilmeden oluşan gerilmeler de aynı cins olduğu için, bunlar cebirdeki gibi işaretlerine göre toplanabilirler. Aşağıda bu tip gerilmeler için bir anlatım şekli gösterilmiştir.



Şekil-6.3



Şekil-6.4

Şekildeki 1. parça çekilmeye çalışmaktadır ve bütün lifler aynı gerilme etkisindedir. 2. parça eğilmeye çalışmaktadır ve tarafsız eksenin bir tarafındaki lifler çekilmeye, bir tarafındaki lifler ise basılmaya zorlanmaktadır. Ayrıca eğilme etkisinin sonuçları olan gerilmeler, en dışta en büyük değerleri alarak tarafsız ekseninde sıfır olmaktadır.

Şimdi de bu kuvvetlerin aynı anda etki ettiklerini düşünelim. Eğer C noktasındaki gerilmeyi bulmak istersek,

$$\sigma_{\max} = \frac{P}{A} + \frac{Mb}{Wb}$$

yazmalıyız. D noktasındaki gerilmeyi bulmak istersek,

$$\sigma = \frac{P}{A} - \frac{Mb}{Wb}$$

yazmalıyız. Tarafsız eksen üzerindeki gerilme,

$$\sigma = \frac{P}{A} + 0$$

olur. C ile D arasında ve herhangi bir yerdeki gerilmeyi bulmak için o noktadaki gerilmeyi bulup, $\frac{P}{A}$ ile cebrik olarak toplamalıdır.

Kayma gerilmeleri ya kesme kuvvetinden ya da burulmadan oluşur. Kesme kuvvetinden oluşan kayma gerilmeleri çoğu zaman küçüktür, fakat kısa çubuklarda gözönüne alınması gerekir.

Bir mil yalnız burulmaya çalışmaz, çok zaman burulma etkisi ile eğilme etkisi beraber bulunur. Moment taşıyan mil üzerinde bulunan kasnaklar, kayış çekme kuvvetleri, volan ağırlığı eğilme etkisini oluşturur. Aşağıdaki çeşitli bileşik dayanım durumları sırası ile işlenmiştir.

6.2. NORMAL KUVVET İLE EĞİLME MOMENTİ

Her iki cins zorlamada çubuğun eksenine dik kesitinde normal gerilmeler oluşur. Normal kuvvet kesitinde eşit dağılmış, aynı yönlü gerilmeler meydana getirirken, eğilme momenti yön ve değerince değişken gerilmeler meydana getirir. Her iki zorlama aynı anda olursa; gerilmeler işaretleri göz önüne alınarak toplanır. Çekilme veya basılmadan oluşan gerilme

$$\sigma_x = \frac{P}{A}$$

formülü ile bulunur. Eğilmeden oluşan en büyük gerilme,

$$\sigma_{max} = \frac{Mb}{Wb}$$

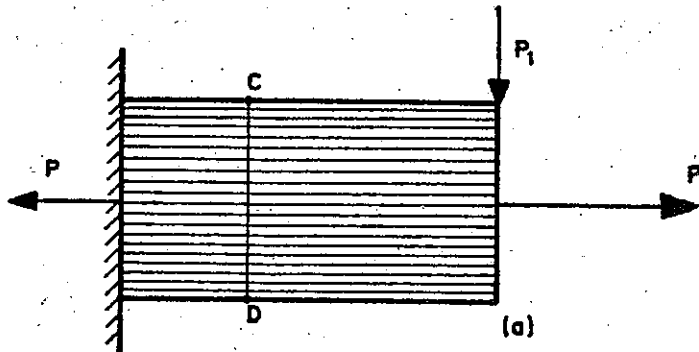
formülü ile bulunur. En büyük normal gerilme

$$\sigma_{max} = \frac{Mb}{Wb} + \frac{P}{A}$$

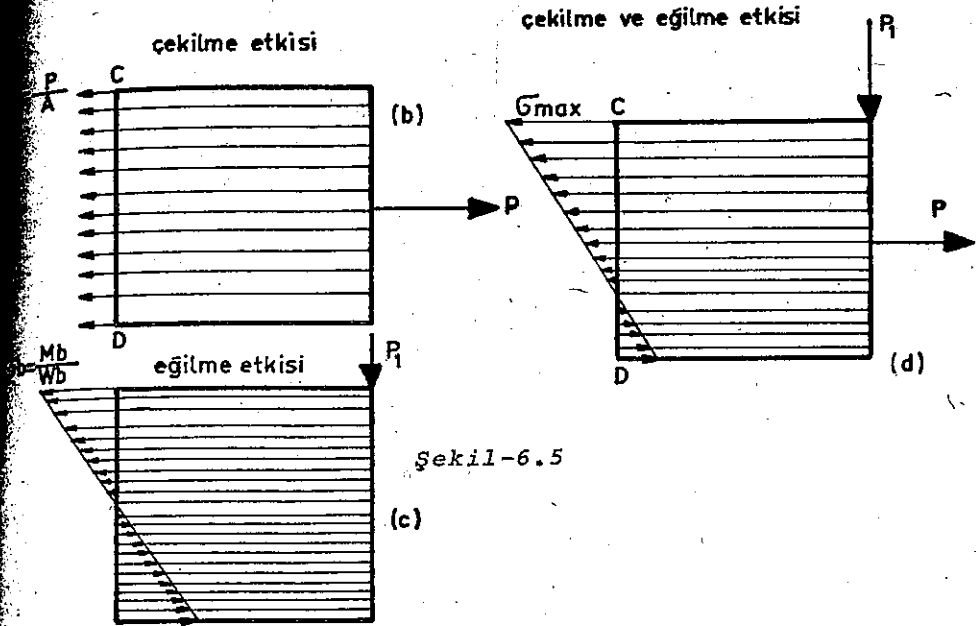
olur. En alttaki gerilmeyi bulmak istersek, eğilmeden oluşan basılma gerilmesi için (-) koyarak,

$$\sigma = \frac{P}{A} - \frac{Mb}{W}$$

bulunur. Gerilmelerin toplu olarak etkisi kesit üzerinde gösterilmiştir. Şekil 6.5. (a,b,c,d)



Şekil-6.5



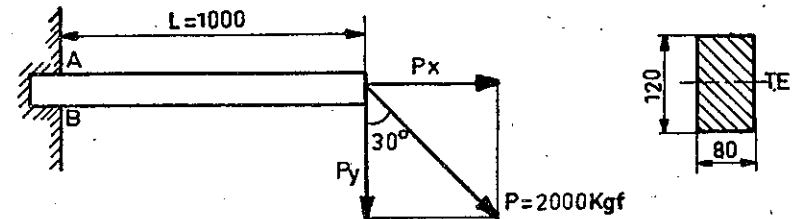
Şekil-6.5

ÇÖZÜMLÜ PROBLEMLER

6.1. Problem

Bir çubuk tek taraflı ankastré edilmiş olup, $P = 2000 \text{ kgf.}$ etkisindedir. Çubuk boyu ve kesiti belli olduğuna göre, A ve B noktalarındaki gerilmeleri bulunuz. Şekil 6.6.

Çözüm:



Şekil-6.6

2000 kgf. bileşenlerine ayrılarak,

$$\sin 30^\circ \cdot 2000 = P_x \quad P_x = 1000 \text{ kgf.}$$

$$\cos 30^\circ \cdot 2000 = P_y \quad P_y = 1732 \text{ bulunur.}$$

(P_x) bütün kesitte çekilme gerilmesi oluşturur.

(P_y) tarafsız eksenin üstünde çekilme gerilmesi, altında basılma gerilmesi oluşturur.

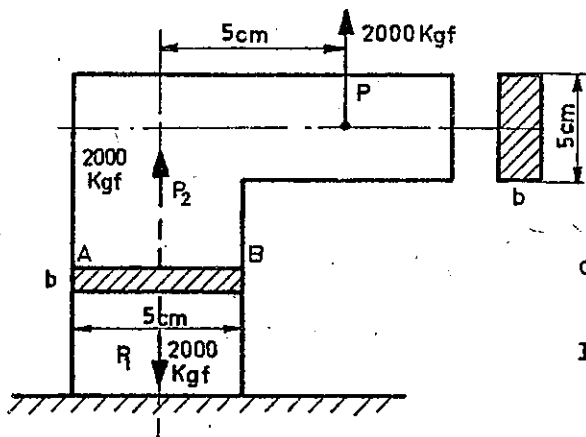
$$\sigma_A = \frac{P_x}{A} + \frac{M_b}{I} \cdot y = \frac{1000}{96} + \frac{1732 \cdot 100}{\frac{8 \cdot 12^3}{12}} \cdot 6 = 10,41 + 902 = 912,41 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_B = \frac{P_x}{A} - \frac{M_b}{I} \cdot y = 10,41 - 902 = -891,59 \text{ kgf/cm}^2$$

6.2. Problem

Gönye şeklinde bir parça bir ucundan ankastre edilmiş, diğer tarafından 2000 kgf. la yüklenmiştir. Dikdörtgen kesitli parçanın uzun kenarı 5 cm. olduğuna göre, b genişliğini bulunuz. Şekil 6.7. $\sigma_g = 1000 \text{ kgf/cm}^2$

Çözüm:



$$\sigma_{\max} = \frac{P}{A} + \frac{M_b}{I} \cdot y$$

$$I = \frac{b \cdot 5^3}{12}$$

Şekil-6.7.

kesit ağırlık merkezine zıt yönlü, aynı doğrultulu iki kuvvet eklersek sistemin değeri değişmez. Yeni durumda kuvveti A-B kesitini çeker. Geriye kalan P_1 ve P_2 kuvvetlerinin oluşturduğu eşlenik (kuvvet çifti) aynı kesiti eğer. Bu duruma göre ilgili kesit çekilme ve eğilme etkisindedir.

$$M_b = 2000 \cdot 5 = 10000 \text{ kgfcm}$$

$$\sigma = \frac{P}{A} \text{ (çekilme gerilmesi)}$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_g \text{ olmalı.}$$

$$1000 = \frac{2000}{5b} + \frac{10000}{\frac{b \cdot 5^3}{12}} \cdot 2,5$$

$$1000 = \frac{50000 + 300000}{125b}$$

$$b = \frac{350}{125} = 2,8 \text{ cm. olur.}$$

6.3. Problem

Aşağıda bir döner vinç şematik olarak gösterilmiştir. Bu vincin mıyılı çapını ve mıyılı yüksekliğini bulunuz. Şekil 6.8. $\sigma_g = 1000 \text{ kgf/cm}^2$

$$\text{Çözüm: } \sigma_{\max} = \frac{P}{A} + \frac{M_b}{W_b}$$

$$\sum M_A = 0$$

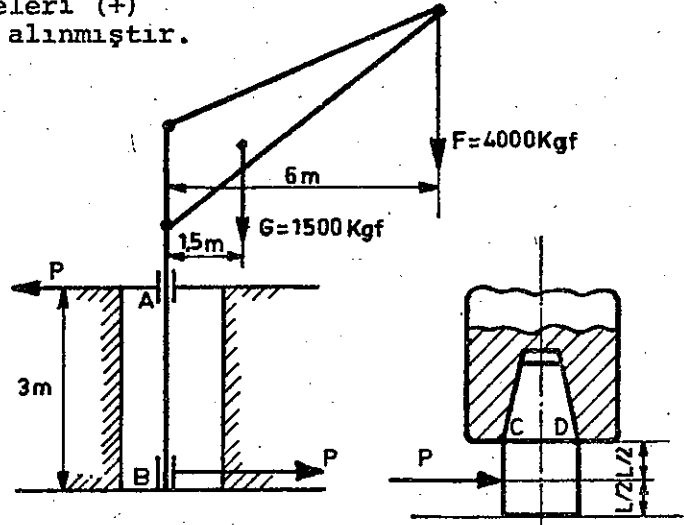
$$4000 \cdot 6 + 1500 \cdot 1,5 - P \cdot 3 = 0$$

$$P = 8750 \text{ kgf. olur.}$$

$$F + G = 4000 + 1500 = 5500 \text{ kgf.}$$

basılma oluşturur.

Problemde kolaylık bakımından basılma gerilmeleri (+) olarak alınmıştır.



Şekil-6.8

P kuvveti ise, C de çekilme ve D de basılma meydana getirir. D noktası en tehlikeli nokta olduğundan, muylu çapı bu noktadaki gerilmeye göre bulunur.

$$\sigma_{\max} = \frac{5500}{\frac{\pi d^2}{4}} + \frac{8750 \cdot \frac{L}{2}}{\frac{d^3}{10}} = 1000$$

$L = 1,2 d$ alındığından,

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 5500}{\pi \cdot 1000} + \frac{87500 \cdot 0,6}{1000}} = 7,68 \text{ cm} \approx 8 \text{ cm}$$

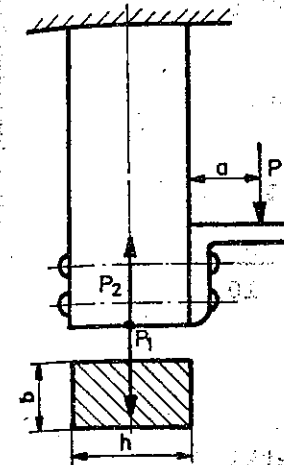
$$L = 1,2 d \approx 9,5 \text{ cm}$$

6.4. Problem

Düşey bir çubuk merkezden kaçık olarak 1000 kgf la yüklenmiştir. Çubuk malzemesinin güvenli dayanımı

$\sigma_g = 120 \text{ kgf/cm}^2$ olduğu bilindiğine ve $b = h/2$ olduğuna göre, dikdörtgen kesitin b ve h boyutlarını bulunuz. Şekil 6.9. $a = 10 \text{ cm}$.

Çözüm:



Şekil-6.9

Kesite eşit şiddette, zıt yönde iki P_1 ve P_2 kuvvetlerini koyarsak denge bozulmaz. P_1 kuvveti kesiti çeker. P ve P_2 nin oluşturduğu kuvvet çifti kesiti eğilme etkisinde bulundurur.

$$M_b = P \cdot (a + \frac{h}{2})$$

$$\sigma_y = \frac{P_1}{A} \text{ (çekilme gerilmesi)}$$

$$\sigma_y = \frac{1000}{\frac{bh^2}{12}} = \frac{1000}{\frac{h^2}{2}}$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \text{ (eğilme sonucu çekilme gerilmesi)}$$

$$\sigma_b = \frac{1000(10 + \frac{h}{2})}{\frac{bh^2}{6}} = \frac{10000 + 500h}{\frac{h^3}{12}}$$

$$\sigma_y + \sigma_b \leq 120 \text{ kgf/cm}^2 \quad h^3 - 66h = 1000$$

$$h = 12 \text{ cm}$$

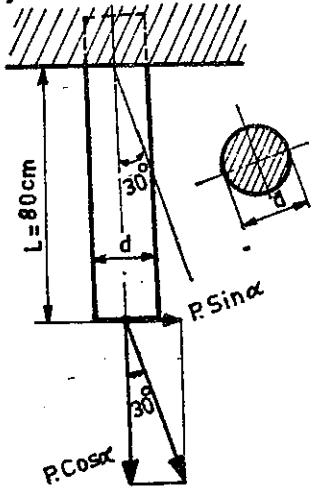
$$120 = \frac{1000}{\frac{h^2}{2}} + \frac{10000 + 500h}{\frac{h^3}{12}} \quad b = 6 \text{ cm}$$

6.5. Problem

Bir çubuk düşeyle 30° açı yaparak ankastre edilmiş ve ucuna $P = 5000 \text{ kgf}$ asılmıştır. $\sigma_g = 1000 \text{ kgf/cm}^2$

olduğu bilindiğine göre, çubuğun d çapını bulunuz. Şekil 6.10.

Çözüm:



Şekil-6.10

$$P \cdot \sin \alpha = 5000 \cdot \sin 30^\circ = 5000 \cdot 0,5 = 2500$$

$$P \cdot \cos \alpha = 5000 \cdot \cos 30^\circ = 5000 \cdot 0,866 = 4330 \text{ kgf.}$$

$P \cdot \sin \alpha$ eğilme etkisi yapar.

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} ; M_b = P \cdot \sin \alpha \cdot 80 = 2500 \cdot 80$$

$$W_b = \frac{d^3}{10} = 0,1 d^3$$

$$\sigma_b = \frac{2500 \cdot 80}{0,1 d^3}$$

$P \cdot \cos \alpha$ çekilme etkisi yapar.

$$\sigma = \frac{P \cdot \cos \alpha}{A} = \frac{4330}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

$$\sigma_b + \sigma \leq 1000$$

$$1000 = \frac{2500 \cdot 80}{0,1 d^3} + \frac{4330}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

$$d^3 - 5,5 d = 2000 \quad \text{buradan } d = \sim 13 \text{ cm}$$

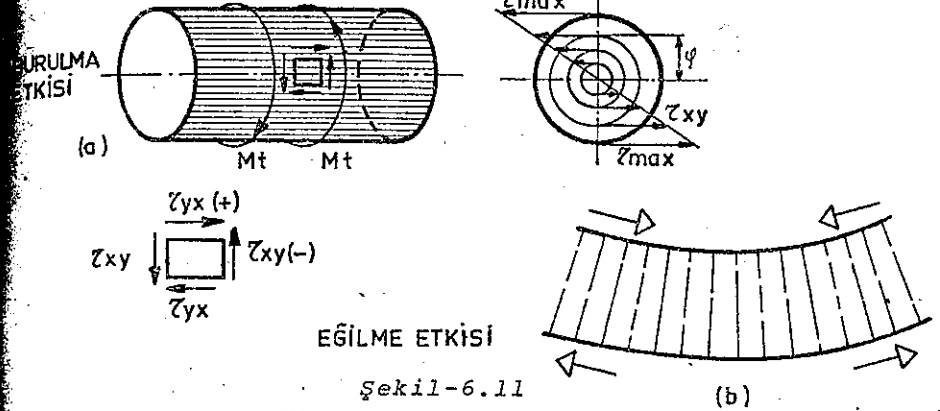
$$(13)^3 - 5,5 \cdot 13 \sim 2000 \text{ eder.}$$

6.3. EĞİLME İLE BURULMANIN BİRLİKTE ETKİ ETMESİ

Birçok makina elemanları hem burulma, hem de eğilme momentine zorlanırlar. Örneğin krank milleri, transmisyon milleri hem eğilir hem de burulurlar. Burulmadan oluşan en büyük kayma gerilmesi, bilindiği gibi milin en dışta kalan liflerindedir. Eğilmeden oluşan normal

gerilmeler de mutlak değerce en dışta eşit ve en büyük değerdedir. O halde, eğilmeden oluşan normal gerilmelerle, burulmadan oluşan kayma gerilmelerinin maksimum birleşkesi en dış kabukta bulunur. Aşağıda burulma momentinin ve eğilme momentinin etkileri şekillerle anlatılmıştır. Şekil 6.11. (a,b)

En büyük kayma gerilmeleri en dıştaki liflerdedir.



Şekil-6.11

$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{W_p}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_t}{I_p} \cdot \rho$$

En büyük gerilmeler en dıştaki liflerdedir.

$$\sigma_b = \sigma_{\max} \text{ ise}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_b}{I} \cdot y = \frac{M_b}{W_b} \text{ olur.}$$

Şekilde görülen bir ucundan ankastre mil, diğer ucundaki kayış-kasnak sistemi yardımı ile eksenden R uzaklığında düşey bir P kuvvetini taşımaktadır. Burada mil ve kasnağın ağırlıkları gözönüne alınmazsa, bu mil serbest uçta bir $M_b = p \cdot R$ burulma momenti ve P tekil kuvveti ile yüklenmiş gibi düşünülebilir. Bu yükleme durumuna göre, milde oluşan maksimum gerilmenin hesaplanmasında:

1. M_t burulma momentinin oluşturduğu kayma gerilmesi

2. M_b eğilme momentinin oluşturduğu normal gerilme (çekilme veya basılma)
3. P kesme kuvvetinin oluşturduğu kayma gerilmesi

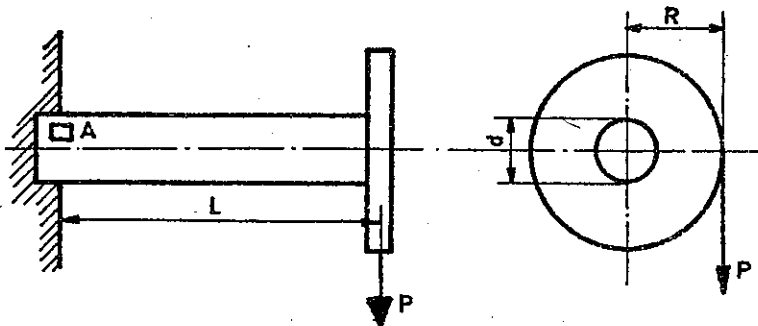
gözönüne alınmalıdır.

Eğilme sonucu ortaya çıkan (σ_b) maksimum normal gerilmenin, eğilme momentinin maksimum olduğu ankastre dayanakta ve tarafsız ekseninden en uzak liflerde meydana geldiği bilinmektedir. Burulmanın meydana getirdiği (τ_{max}) maksimum kayma gerilmesi, milin dış yüzeyinde ortaya çıkar. Bu iki gerilmeyi formülleri ile yazacak olursak,

$$\sigma_{max} = \frac{M_b}{W_b} ; \tau_{max} = \frac{M_t}{W_t} \text{ olur.}$$

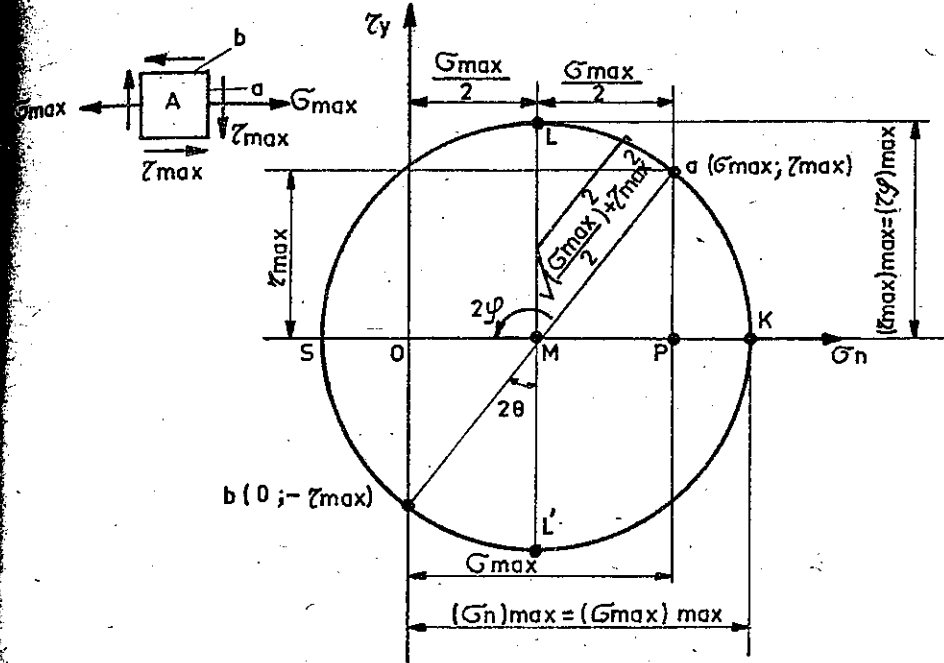
Kesme kuvvetinin meydana getirdiği kayma gerilmesi ikinci derecede kalır ve gözönüne alınmaz. Çünkü bu gerilme maksimum değerini, eğilme gerilmesinin sıfır olduğu tarafsız eksen almaktadır.

Sonuç olarak eğilme ve burulma etkisinde bulunan bir milde maksimum gerilme bileşkesi; M_b ve M_t momentlerinin aynı anda maksimum oldukları yerde, yani ankastre dayanağın en üst ve en altındaki yüzey elemanlarındadır. Şekil 6.12.



Şekil-6.12

En tehlikeli durumda bulunan bu yüzey elemanının durumunu Mohr dairesi üzerinde göstermek, problemleri anlamada ve genel formülleri çıkarmada bize yarar sağlar. Noktasında bulunan bu yüzey elemanına ait Mohr dairesi çizilmektedir. Şekil 6.13.



Şekil-6.13

$$(\sigma_n)_{max} = OK = OM + MK$$

$$MK = Ma$$

$$(\sigma_n)_{max} = OM + Ma$$

$$Ma = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{max}}{2}\right)^2 + \tau_{max}^2} ; OM = \frac{\sigma_{max}}{2}$$

$$(\sigma_n)_{max} = \frac{\sigma_{max}}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_{max}}{2}\right)^2 + \tau_{max}^2}$$

$$(\tau_{max})_{max} = ML = Ma = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{max}}{2}\right)^2 + \tau_{max}^2}$$

Bu daire şu şekilde çizilir:

a kenarına etki eden gerilmeler, düzlemde a noktası ile ; b kenarına etki eden gerilmeler düzlemde b noktası ile gösterilir. a noktası b ile birleştirilerek Mohr dairesinin M merkezi bulunur. M-a yarıçaplı çember çizilerek Mohr dairesi elde edilir. Çizilen daireye dikkat edilirse; o-k gerilmesinin o-p gerilmesinden büyük olduğu görülür. Aynı şekilde M-L kayma gerilmesi, p-a kayma gerilmesinden büyüktür. Boyutlandırmaya esas alınacak gerilmeler bu gerilmelerdir ve bunlar A noktasına başka doğrultularda etki ederler. O-S gerilmesi aynı A noktasına etki eder ve (-) bölgede kaldığı için basılma gerilmesi verir.

Mohr dairesinden en büyük normal gerilme,

$$(\sigma_n)_{\max} = \frac{\sigma_{\max}}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\max}}{2}\right)^2 + (\tau_{\max})^2}$$

ve en büyük kayma gerilmesi,

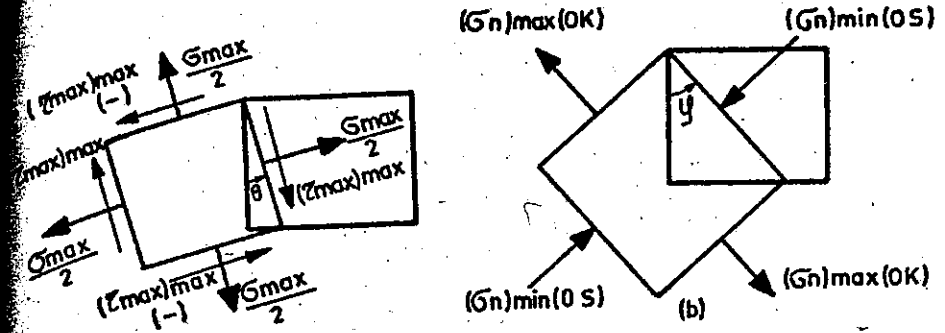
$$(\tau_{\max})_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\max}}{2}\right)^2 + (\tau_{\max})^2}$$

olur. S-O minimum normal gerilme şekilden,

$$(\sigma_n)_{\min} = \frac{\sigma_{\max}}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\max}}{2}\right)^2 + (\tau_{\max})^2}$$

bulunur.

Maksimum ve minimum normal gerilmelere asal gerilmeler adı verilir. Mohr dairesinde asal gerilmelerle maksimum kayma gerilmesi arasında 90° açı farkı olduğu görülmektedir. Aynı A noktasının asal gerilmeler ve maksimum kayma gerilmesi etkisindeki konumları aşağıda gösterilmiştir. Şekil 6.14 (a,b)



Şekil-6.14

A noktası maksimum kayma gerilmesi etkisinde.

A noktası maksimum ve minimum (asal gerilmeler) normal gerilmeler etkisinde.

Eğilmeden ve burulmadan oluşan gerilmeleri, kesite etki eden M_t ve M_b momentleri cinsinden yazacak olursak,

$$(\tau_{\max})_{\max} = \sqrt{\left(\frac{M_b}{\frac{\pi d^3}{32}} \cdot \frac{1}{2}\right)^2 + \left(\frac{M_t}{\frac{\pi d^3}{16}}\right)^2} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M_b^2 + M_t^2}$$

ve en büyük normal gerilme,

$$\begin{aligned} (\sigma_n)_{\max} &= \frac{M_b}{\frac{\pi d^3}{32}} \cdot \frac{1}{2} + (\tau_{\max})_{\max} \\ &= \frac{M_b \cdot 16}{\pi d^3} + \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M_b^2 + M_t^2} = \frac{16}{\pi d^3} (M_b + \sqrt{M_b^2 + M_t^2}) \end{aligned}$$

olur. Çubuğun bu bileşke zorlamaları güvenle taşıyabilmesi için yukarıda bulunan

$$(\tau_{\max})_{\max} \leq \tau_g \quad \text{ve} \quad (\sigma_n)_{\max} \leq \sigma_g$$

olmalıdır.

İlgi formüller daha basit hale getirebilir.

$$W_b = \frac{\pi d^3}{32}$$

o'duğu hatırlanırsa,

$$\frac{\pi d^3}{16} = 2 W_b$$

olur. Pay ve paydalar 16 ya bölünüp,

$$\frac{\pi d^3}{16} = 2 W_b$$

konursa,

$$(\tau_{\max})_{\max} = \frac{\sqrt{M_b^2 + M_t^2}}{2 W_b}$$

$$(\sigma_n)_{\max} = \frac{M_b + \sqrt{M_b^2 + M_t^2}}{2 W_b}$$

olur.

6.6. Problem

Bir çubuk şekildeki gibi bir ucundan ankastredir ve eğilme ile burulma etkisindedir. En büyük normal gerilmeyi ve en büyük kayma gerilmesini bulunuz. Şekil - 6.15.

Çözüm:

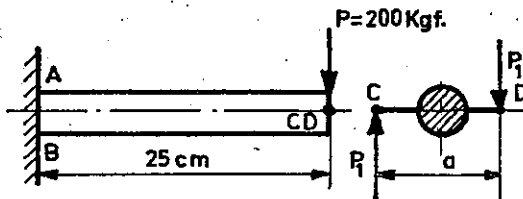
$$P = 200 \text{ kgf.}$$

$$M_t = P_1 \cdot a$$

$$P_1 = 100 \text{ kgf.}$$

$$a = 25 \text{ cm}$$

$$d = 5 \text{ cm}$$



Şekil-6.15

p kuvveti eğilme etkisi yapar.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_b}{W_b} = \frac{P \cdot 25}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{5000}{\frac{d^3}{10}} = \frac{50000}{125} = 400 \text{ kgf/cm}^2$$

(A) da ve (B) de $\sigma_{\max} = \pm 400 \text{ kgf/cm}^2$ bulunur.

Çekilme ve basılma gerilmeleri

$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{W_p} = \frac{P_1 \cdot a}{\frac{\pi d^3}{16}} = \frac{100 \cdot 25}{0,2 \cdot 125} = 100 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (en dıştaki liflerde)}$$

$$(\sigma_n)_{\max} = \frac{\sigma_{\max}}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\max}}{2}\right)^2 + (\tau_{\max})^2}$$

$$= 200 + \sqrt{40000 + 10000} = 423,6 \text{ kgf/cm}^2$$

$(\tau_{\max})_{\max} = 223,6 \text{ kgf/cm}^2$ olur. Aynı problemi sonuç formüllerle çözünüz.

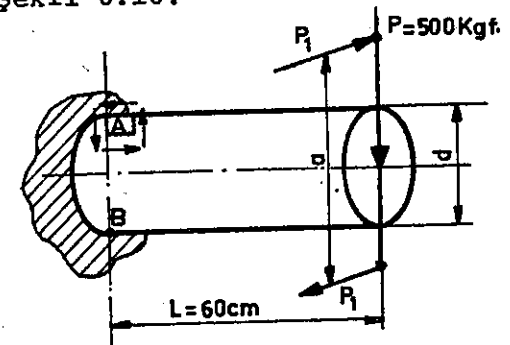
6.7. Problem

Aşağıda şekildeki kiriş, bir taraftan eğilmeye çalışmakta diğer yandan da bir eşlenikle burulmaya çalışmaktadır. En büyük normal gerilmeyi ve en büyük kayma gerilmesini bulunuz. Şekil 6.16.

Çözüm:

$$W_b = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{d^3}{10}$$

$$W_b = \frac{5^3}{10} = 12,5 \text{ cm}^3$$



Şekil-6.16

$$P = 500 \text{ kgf.}$$

$$P_1 = 100 \text{ kgf.}$$

$$a = 30 \text{ cm}$$

$$d = 5 \text{ cm}$$

$$(\tau_{\max})_{\max} = \frac{\sqrt{M_b^2 + M_t^2}}{2 W_b}$$

$$(\tau_{\max})_{\max} = \frac{\sqrt{(30000)^2 + (3000)^2}}{2 \cdot (12,5)}$$

$$(\tau_{\max})_{\max} \approx 1200 \text{ kgf/cm}^2$$

Dip kesitteki eğilme momenti :

$$M_b = P \cdot L = 500 \cdot 60 = 30000 \text{ kgf.cm}$$

En dıştaki liflerdeki burulma momenti: $M_t = P_1 \cdot a$

$$M_t = 100 \cdot 30 = 3000 \text{ kgf.cm}$$

$$(\sigma_n)_{\max} = \frac{M_b + \sqrt{M_b^2 + M_t^2}}{2 W_b}$$

$$= \frac{30000 + \sqrt{(30000)^2 + (3000)^2}}{2 \cdot (12,5)} \approx 2400 \text{ kgf/cm}^2$$

6.8. Problem

Şekil 6.12. de verilen sistemde bağlı ucun ankastre yerine dirençle karşılaştığını düşününüz.

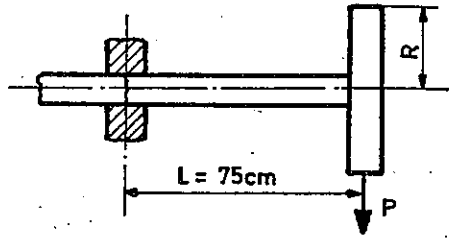
$$P = 1000 \text{ kgf. } R = 35 \text{ cm.}$$

ve $L = 75 \text{ cm.}$ olduğuna göre milin güvenli çapını bulunuz.

Mil malzemesi $\sigma_g = 800 \text{ kgf/cm}^2$ alınmıştır. $\tau_g = 500 \text{ kgf/cm}^2$ dir. Şekil 6.17.

$$M_b = 1000 \cdot 75 = 75000 \text{ kgfcm.}$$

$$M_t = P \cdot R = 1000 \cdot 35 = 35000 \text{ kgfcm.}$$



Şekil-6.17

$$(\sigma_n)_{\max} = \frac{M_b + \sqrt{M_b^2 + M_t^2}}{2 W_b}$$

$$(\sigma_n)_{\max} = \sigma_g \text{ olmalıdır.}$$

$$\sigma_g = \frac{M_b + \sqrt{M_b^2 + M_t^2}}{2 W_b} \text{ den,}$$

$$W_b = \frac{M_b + \sqrt{M_b^2 + M_t^2}}{2 \sigma_g}$$

olur. Değerler yerine konarak,

$$W_b = \frac{75000 + \sqrt{(75000)^2 + (35000)^2}}{2 \cdot 800} = 98 \text{ cm}^3$$

$$W_b = \frac{\pi d^3}{32} \approx \frac{d^3}{10}; \frac{d^3}{10} = 98 \quad d^3 = 980 \quad d \approx 10 \text{ cm}$$

olur. Bu çapı kayma gerilmesi bakımından kontrol edersek,

$$(\tau_{\max})_{\max} = \frac{\sqrt{M_b^2 + M_t^2}}{2 W_b} = \frac{82700}{2 \cdot 98} \approx 422 \text{ kgf/cm}^2$$

olduğundan, $d = 10 \text{ cm.}$ lik çap iki şartı da sağlar. Eğer,

$$(\tau_{\max})_{\max} > \tau_g = 500 \text{ kgf/cm}^2$$

çıkseydi,

$$(\tau_{\max})_{\max} = \frac{\sqrt{M_b^2 + M_t^2}}{2 W_b}$$

formülünde,

$$(\tau_{\max})_{\max} = \tau_g = 500 \text{ kgf/cm}^2$$

yazarak maksimum kayma gerilmesi şartını sağlayan yeni bir çap bulmamız gerekirdi.

6.9. Problem

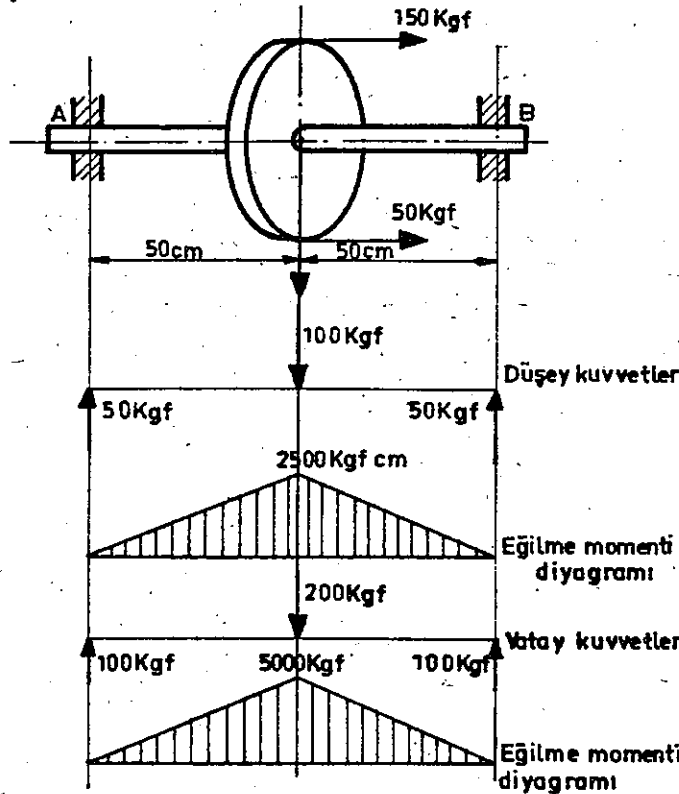
Şekilde görülen milin çapını hesaplayınız. Mil malzemesi olarak Ç 4140 kullanılmış olup, ağırlık göz önüne alınmamıştır. Güvenli normal gerilme

$$\sigma_g = 2000 \text{ kgf/cm}^2$$

ve güvenli kayma gerilmesi

$$\sigma_g = 1000 \text{ kgf/cm}^2$$

dir. Kasknak çapının $2R = 40 \text{ cm}$. olduğu biliniyor. Şekil 6.18.



Şekil-6.18

$$(M_b)_{\max} = \sqrt{(2500)^2 + (5000)^2} = 5590 \text{ kgfcm}$$

$$M_t = (T_1 - T_2) R = (150 - 50) \cdot 20 = 2000 \text{ kgfcm}$$

$$(\sigma_n)_{\max} = \frac{M_b + \sqrt{M_b^2 + M_t^2}}{2 W_b}$$

$$(\sigma_n)_{\max} = \sigma_g = 2000 \text{ olmalıdır.}$$

$$W_b = \frac{M_b + \sqrt{M_b^2 + M_t^2}}{2 \sigma_g}$$

$$W_b = \frac{5590 + \sqrt{(5590)^2 + (2000)^2}}{2 \cdot 2000}$$

$$W_b = \frac{5590 + 5940}{4000} = 2,8825 \text{ cm}^3$$

$$\frac{d^3}{10} = 2,8825 \quad d = \sqrt[3]{28,825}$$

$$d = 3,1 \text{ cm.}$$

$$(\tau_{\max})_{\max} = \frac{\sqrt{M_b^2 + M_t^2}}{2 W_b} = \frac{\sqrt{(5590)^2 + (2000)^2}}{2 W_b}$$

$$W_b = \frac{\sqrt{(5590)^2 + (2000)^2}}{2 \tau_g} = \frac{5940}{2 \cdot 1000} = \frac{5940}{2000} = 2,97 \text{ cm}^3$$

$$W_b = \frac{\pi d^3}{32} \approx \frac{d^3}{10} \quad \frac{d^3}{10} = 2,97 \quad d = \sqrt[3]{29,7}$$

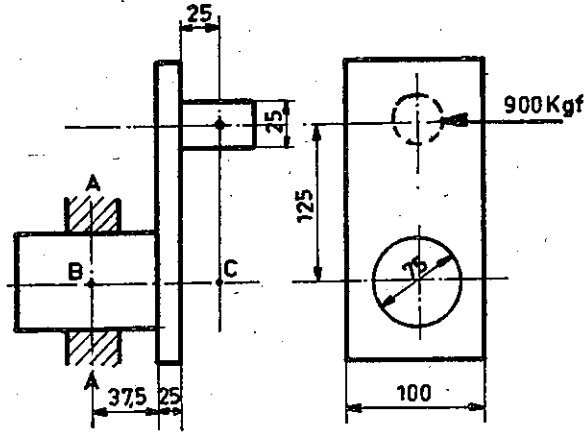
$$d = 3,097 \text{ çıkar.}$$

Sonuç olarak 3,1 cm. lik çap, hem normal gerilme hem de kayma gerilmesi bakımından uygundur.

6.10. Problem

Aşağıda krank milinin A-A kesitinde oluşan maksimum normal gerilmeyi ve maksimum kayma gerilmesini bulunuz. Şekil 6.19.

Çözüm:



Şekil-6.19

A-A kesitindeki eğilme momenti.

$$M_b = 900 \cdot BC = 900 \cdot (8,75) = 7875 \text{ kgfcm.}$$

$$M_b = 7875 \text{ kgfcm. olur.}$$

$$M_t = 900 \cdot 12,5 = 11250 \text{ kgfcm.}$$

$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{W_p} = \frac{11250}{\frac{\pi d^3}{16}} = \frac{11250}{0,2 d^3}$$

$$\tau_{\max} = \frac{11250}{0,2 \cdot (7,5)^3} = \frac{11250}{84,4} = 133,3 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_b}{I} \cdot y = \frac{M_b}{W_b} = \frac{7875}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{7875}{\frac{d^3}{10}} = \frac{78750}{(7,5)^3} \approx 187 \text{ kgf/cm}^2$$

$$(\sigma_n)_{\max} = \frac{\sigma_{\max}}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\max}}{2}\right)^2 + (\tau_{\max})^2} = \frac{187}{2} + \sqrt{\left(\frac{187}{2}\right)^2 + (133,3)^2} = 256,5 \text{ kgf/cm}^2$$

$$(\tau_{\max})_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\max}}{2}\right)^2 + (\tau_{\max})^2} = 163 \text{ kgf/cm}^2 \text{ bulunur.}$$

6.4. BURULMA MOMENTİ İLE NORMAL KUVVETLERİN BİRLİKTE ETKİ ETMESİ

Uygulamada çok geçen bir dayanım hali de normal kuvvet ile burulma momentinin birlikte bulunmasıdır. Uçakların pervane milleri çekilmeye ve burulmaya, gemilerin uskur milleri burulmaya ve basmaya, civatalar ve saplamalar da sıkıştırılırken hem burulmaya hem de çekilmeye çalışırlar.

Şekilde aynı anda burulmaya ve çekilmeye çalışan silindirik bir mil görülüyor. Bu milde en dıştaki liflerde oluşan en büyük kayma gerilmesi,

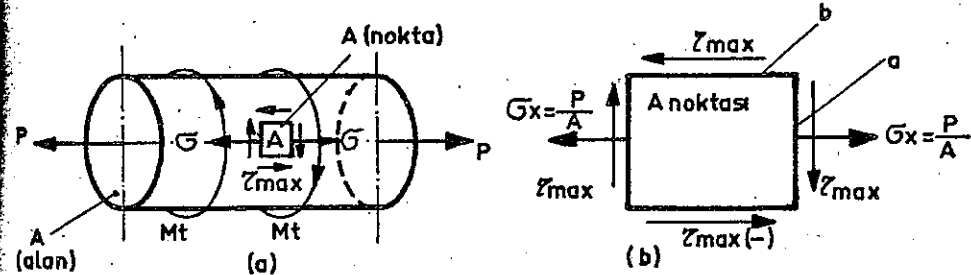
$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{W_p}$$

formülü ile bulunur. Çekme kuvvetinden meydana gelen normal gerilme ise,

$$\sigma_x = \frac{P}{A}$$

dır. Elde edilen bu gerilmeleri milin en dışındaki bir nokta üzerine yerleştirelim. Şekil 6.20. (a,b,c)

Şimdi de milin dışındaki bir noktaya gelen gerilmeleri Mohr dairesi üzerinde gösterelim.



Şekil-6.20

3 noktasında hem P_x ve hem de P_y çekilme gerilmesi meydana getirirler. Sonuç olarak 3 noktasındaki en büyük çekilme gerilmesi, P_x ve P_y kuvvetlerinin ayrı ayrı oluşturduğu gerilmelerin toplamına eşittir.

$$\sigma_{b_3} = \sigma_{bx} + \sigma_{by} = \frac{M_{bx}}{W_y} + \frac{M_{by}}{W_x} = \frac{P_x \cdot L}{W_y} + \frac{P_y \cdot L}{W_x}$$

yazılabilir. Aynı yollardan giderek 2 noktasında hem P_x ve hem de P_y den dolayı ayrı ayrı basılma gerilmeleri oluşur. Aynı şekilde bu gerilmeleri de toplayacak olursak:

$$\sigma_{b_2} = \sigma_{bx} + \sigma_{by} = \frac{M_{bx}}{W_y} + \frac{M_{by}}{W_x} = \frac{P_x \cdot L}{W_y} + \frac{P_y \cdot L}{W_x}$$

bulunur.

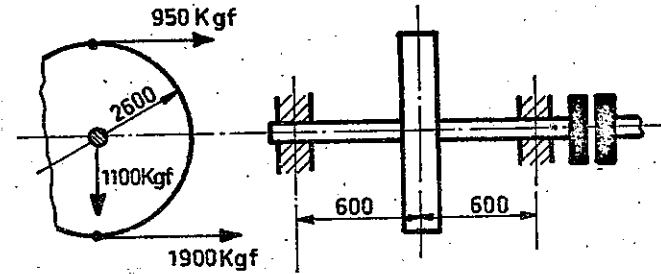
İncelediğimiz ankastre kirişte olduğu gibi, kirişin en kesitini iki asal eksen etrafında çeviren iki moment varsa, böyle eğilmelere çift eğilme denir. Örneğin düşey olarak yüklü bir kiriş, aynı zamanda yatay olarak etki eden rüzgâr veya toprak etkisi altında bulunabilir. Uygulamada bu cins çift eğilmelere çok rastlanır.

PROBLEMLER

1. Aşağıdaki vantilatör sisteminde verilenlere göre eğilme ve burulma momentlerini bulunuz. Gergin taraftaki kayış kuvveti 1900 kgf. gevşek taraftaki kayış kuvveti ise, 950 kgf. dir. Kasnak ağırlığı 1100 kgf. güvenli normal gerilme 500 kgf/cm², güvenli kayma gerilmesi 400 kgf/cm² dir. Şekil 6.22.

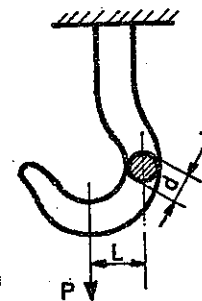
Yanıt: $M_b = 33000$ kgfcm

$M_t = 123500$ kgfcm



Şekil-6.22

2. Şekilde daire kesitli bir kanca görülmüyor. Kancanın AB kesitinin merkezi ile, yük merkezi arasındaki uzaklık $L = 150$ mm. dir. Kaldırılan yük $P = 2000$ kgf. ve AB kesitinin çapı $d = 80$ mm. olduğuna göre, AB kesitindeki en büyük çekme ve basınç gerilmelerini bulunuz. Şekil 6.23.



Şekil-6.23

Yanıt: $\sigma_{\text{ge}} = \sigma_1 + \sigma = 630$ kgf/cm² (Bileşik çekme gerilmesi)

$\sigma_{\text{ba}} = \sigma_2 - \sigma = 550$ kgf/cm² (Bileşik basılma gerilmesi)

3. Şekildeki silindir, üstünden ve merkezden kaçık olarak basılmaktadır. $P = 10$ ton. $L = 80$ mm. ve $d = 200$ mm. olduğuna göre herhangi bir AB kesitindeki en büyük çekilme ve basılma gerilmelerini bulunuz. Şekil 6.24.

Yanıt:

$$\sigma_{ba} = \sigma_2 + \sigma = 233 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{çe}} = \sigma_1 - \sigma = 167 \text{ kgf/cm}^2$$

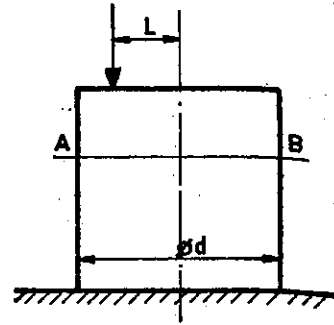
4. Şekildeki mengene ağzındaki parçayı $P = 200$ kgf. kuvvetle sıkılmaktadır. Mengene kolunun kesiti 10. 30 mm. boyutlarındadır. Kolun kuvvet doğrultusuna olan uzaklığı $L = 100$ mm. olduğuna göre, AB kesitinde oluşan en büyük çekilme ve basılma gerilmelerini bulunuz. Şekil 6.25.

Yanıt:

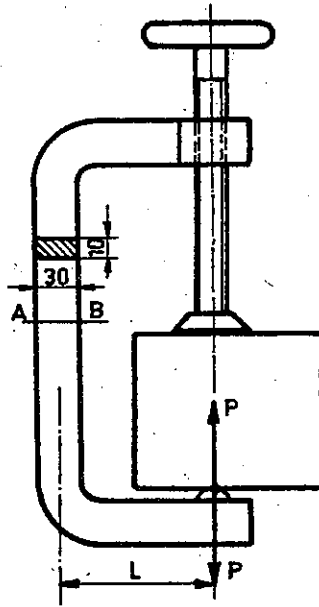
$$\sigma_{\text{çe}} = \sigma_1 + \sigma = 2000 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{ba} = \sigma_2 - \sigma = 666 \text{ kgf/cm}^2$$

5. Bir mil 150 devir/dakika ile dönmekte ve 30 buhar beygiri bir güç iletmektedir. 4 cm. çapındaki bu mil $P = 7500$ kgf. lık aksenal çekme kuvveti ile ayrıca zorlanmaktadır. Milde oluşan en büyük normal ve kayma



Şekil-6.24



Şekil-6.25

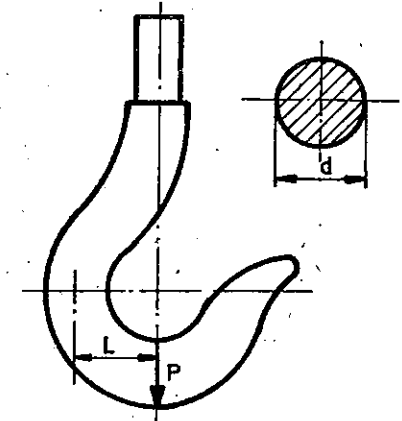
gerilmelerini bulunuz.

$$\text{Yanıt: } (\sigma_n)_{\text{max}} = 622 \text{ kgf/cm}^2$$

$$(\tau_{\text{max}})_{\text{max}} = 324 \text{ kgf/cm}^2$$

6. Boyutları şekilde verilen dairesel kesitli kancanın taşıyabileceği yükü bulunuz. Şekil 6.26. $\sigma_g = 1000 \text{ kgf/cm}^2$

$$\text{Yanıt: } P = 785 \text{ kgf}$$

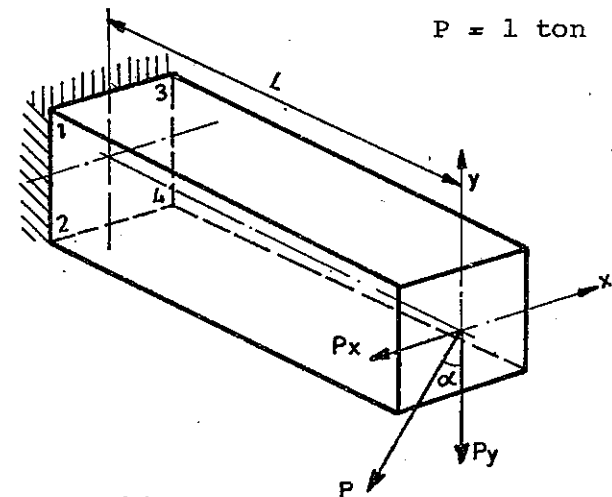


Şekil-6.26

7. Şekildeki dikdörtgen kesitli kirişte $h/b = 2$ dir. Güvenli gerilme $\sigma_g = 1000 \text{ kgf/cm}^2$ olduğuna göre kesit ölçülerini bulunuz. Şekil 6.27.

$$\text{Yanıt: } h = 14 \text{ cm}$$

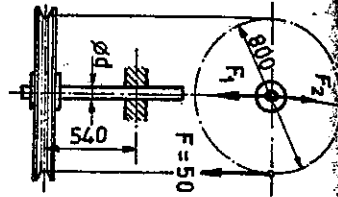
$$b = 7 \text{ cm}$$



Şekil-6.27

8. Şekildeki makaraya etki eden kuvvet 50 kgf. olduğuna göre, mil çapı kaç cm. olmalıdır? Güvenli normal gerilme 400 kgf/cm² dir. Şekil 6.28.

Yanıt: $M_t = 2000 \text{ kgfcm}$
 $d = 4,236 \text{ cm.}$
 $M_b = 2700 \text{ kgfcm}$



Şekil-6.28

KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI

1. Ayırma prensibini uygulayarak iç kuvvet ile dış kuvvet arasındaki farkı belirtiniz.
2. Normal kuvvet (çekilme veya basılma) etkisi altındaki bir dik kesitte en büyük gerilme hangi noktada bulunur?
3. Eğilme etkisi altındaki bir kesitte en büyük normal gerilme hangi noktada bulunur?
4. Burulma etkisi altındaki bir dik kesitte en büyük kayma gerilmesi hangi noktada bulunur?
5. Çekilme etkisinde bulunan bir eğik kesitteki kayma gerilmesinin en büyük değerini bulunuz.
6. Normal kuvvet ile eğilme momenti birlikte olduğu zaman problemleri nasıl çözersiniz?
7. Eğilme momenti ile burulma momenti birlikte etki ederse problemleri nasıl çözersiniz?
8. Eğilme momenti ile burulma momenti birlikte etki ederse problemi Mohr dairesi ile nasıl çözersiniz?
9. Bileşik dayanımda kullanılan maksimum normal gerilmeyi ve maksimum kayma gerilmesini veren formülleri Mohr dairesinden faydalananarak çıkarınız.
10. Burulma momenti ile normal kuvvet etkisinde bulunan bir kesitte, Mohr dairesini uygulayınız.
11. Çift eğilme nedir, problemleri hangi formüllerle çözülür?
12. Dayanımda kullanılan formülleri kapsayan bir tablo yapınız.

YEDİNCİ BÖLÜM

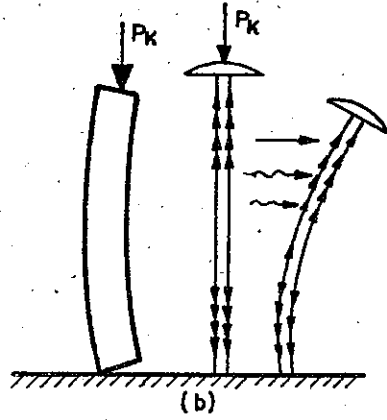
BURKULMA DAYANIMI

7.1. GİRİŞ

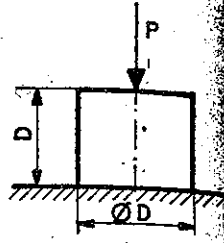
Şimdiye kadar, yüklenmiş çubuğumuzun ilkel formunu hemen hemen hiç değiştirmediğini kabul ettik. Gerilmeleri bulurken şekil değiştirmelerin de önemli olduğu haller vardır. Bu bölümde kesit alanları küçük, boyları kesitlerine göre büyük olan çubukları ele alacağız. Böyle çubuklara narin çubuklar adı verilir.

Kesiti değişmeyen bir çubuğun çapı D olsun. Bu çubuk düşey durumda bulunuyorsa kolon adını alır. Eğer bu çubuğun boyu çapı kadar olursa hiç bir sorun olmaz ve bu çubuk kesitine uyan basınç yükünü taşıyabilir. Diğer yandan, aynı çubuğun boyu çapın birkaç katı olursa; bu durumda çubuk daha az yük altında yana doğru burkularak kırılacaktır. İnce uzun (narin) çubuklar aksenal basınç yüküne çalışırsa burkulur ve kırılır. Sonuç olarak narin elemanların kuvvet altındaki davranışlarını inceleyen, hem kesitlerini, hem boylarını gözönüne almalı-

dır. Şekil 7.1. (a,b)



Şekil-7.1



(a)

Narin bir basınç çubuğunun dayanımını kaybetmesi çubuğun ekseninin yanıl yerdeğiştirmeler yaparak başlangıçtaki doğru şeklinin bozulmasıyla olmaktadır. Bu olay Burkulma (Flambaj) denir. Halbuki kısa kalın bir eleman basınca çalışırsa, elemanın liflerindeki en büyük basınç gerilmesi malzemenin akma sınırına eriştiği zaman dayanımını kaybeder. Narin çubuklarda ise, burkulma olayı meydana geldiği anda, çubuğun hiçbir noktasındaki gerilme akma sınırına erişmiş değildir.

Bir çubuğun flambaj olmasına sebep olacak kuvvetin, flambaj başlangıcındaki değerini bulmak için pek çok deneyler yapılmıştır. Bu çalışmalar sonunda başlıca üç metod bulmuşlardır. Bu metodlar aşağıdadır.

1. Euler metodu
2. Tetmajer metodu
3. ω metodu

Flambaja çalışması olasılığı bulunan çubuğun incelik derecesine göre, yukarıdaki üç yoldan birisi kullanılarak hesaplama yapılır.

Bir çubuğun narinlik derecesini gösteren formül

şudur :

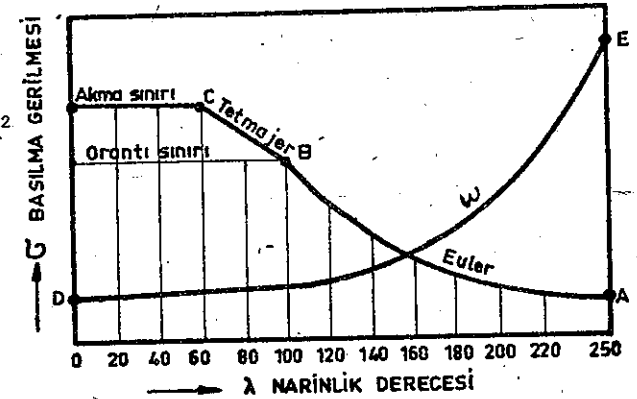
$$\lambda = \sqrt{\frac{A \cdot L_K^2}{I}}$$

- λ = Narinlik derecesi
A = Çubuk kesit alanı
L_K = Flambaj boyu
I = Atalet momenti

Adı geçen üç flambaj metodunun, hangisinin nerede kullanıldığı Şekil 7.2 de açık olarak görülmektedir. Çelik çubukta E = 2,1.10⁶ kgf/cm² dir.

Şekil 7.2. deki diyagramın yatay eksen narinlik derecelerini, düşey eksen ise, basınç gerilmelerini göstermektedir.

E = 2,1.10⁶ kgf/cm²
σ₀ = 2100 kgf/cm²



Şekil-7.2

AB eğrisi Euler metodunun narinlik derecesiyle, basınç gerilmesine uygun kullanılma yerini gösteriyor. B noktası son noktadır ve gerilme bu noktada orantı sınırı kadardır. Demek ki Euler metodu, λ > 100 için kullanılır ve bu metodla inceliği fazla fakat, basınç gerilmesi orantı sınırının altında olan çubukların hesaplanması yapılabilir.

BC kısmına, Tetmajer Doğrusu denir. Şekilden anlaşıldığı gibi Tetmajer metodu, orantı sınırıyla akma sınırı arasındaki gerilme ile karşılaşan çubuklar için kullanışlıdır. Tetmajer metodunu kullanmak için, $60 < \lambda < 100$ olması gerekir.

DE eğrisi ω metodunun kullanılabildiği bölgeyi gösteriyor. Şekile göre ω metodu λ nın bütün değerleri için kullanılabiliyor. Fakat, pratikte ω metodu en çok $\lambda < 60$ olduğu zaman kullanılır. Diğer metodlar $\lambda > 60$ bölgelerinde daha iyi sonuç verirler.

1. Euler Metodu:

Euler deneylerini ince uzun çubuklar üzerinde yapmış ve flambaja başlangıç kuvvetini aşağıdaki formül ile ortaya koymuştur.

$$P_K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_K^2}$$

Bu formülde,

E = Elastiklik modülü (kgf/cm²)

I = Atalet momenti (cm⁴)

L_K = Flambaj boyu (cm)

alınır.

$$P_K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_K^2}$$

denkleme Euler formülü denir. Çubuğa uygulanan P kuvveti, P_K değerine erişince çubuk burkulabilir ve denge de kalır. Kesiti simetrik olmayan çubuklar, kesitin ağırlık merkezinden geçen eksenlerden en küçük atalet momenti veren eksen, kendine paralel kalacak şekilde yer değiştirerek burkulurlar. Yani minimum atalet momenti veren eksene göre burkulma olur. Bu atalet momentine I_{min} dersek

Euler'in formülü,

$$P_K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{L_K^2}$$

olur.

Euler'in P_K kuvvetinin çubuk kesitinde oluşturduğu basılma gerilmeleri olduğu gibi kullanılmaz. P_K kuvveti S_K ile gösterilen bir güven katsayısına bölünür. Boyutlandırmada kullanılacak gerilme, güvenli kuvvetin kesit alanına bölünmesinden bulunur. Buna göre izin verilen flambaj bası kuvveti,

$$P = \frac{P_K}{S_K} = \frac{\sigma_K \cdot A}{S_K}$$

olur.

Euler formülünde geçen L_K flambaj boyu, çubuğun iki ucunun çeşitli konumlarda bulunmasına göre değişik değerler alır. Çubuk uçları esas olarak dört konumda bulunur.

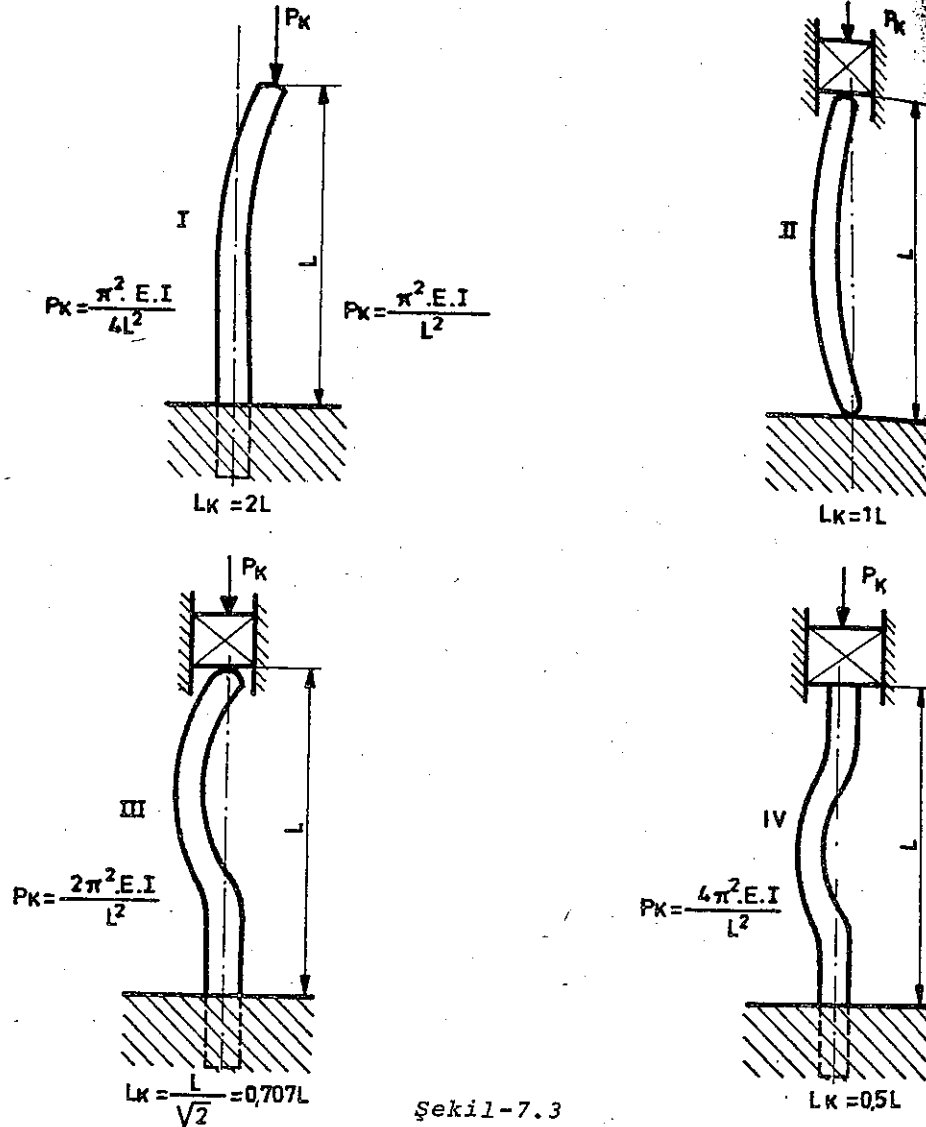
1- Konumunda, çubuk alt ucunda ankastredir. Üst ucu ise serbestçe dönebildiği gibi, yanlara da hareket edebilir, kayabilir.

2- Konumunda, çubuk iki ucundan serbest dönebilir ve çubuğun bel vermesi sonucunda üst uç eksenel doğrultuda gereken değerde hareket edebilir.

3- Konumunda, alt uç ankastre durumda olup, üst uç hem serbestçe dönebilir ve hem de eksenel hareket serbestliği vardır.

4- Konumunda, her iki uç ankastre durumda olup, yalnızca üst uç eksenel doğrultuda oynayabilir. Şekil-7.3.

Atm



Euler formülünde L_K yerine şekillerde belirtilen uzunluklar konur. Çoğunlukla ikinci konum kullanılır ve bu durumda $L_K = L$ alınır.

$i = \sqrt{\frac{I}{A}}$ değeri A kesitinin atalet yarıçapıdır.

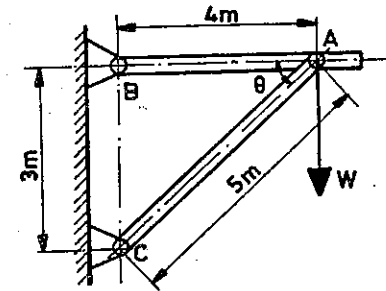
Burada I (cm^4) kesitin, flambajla eğilmenin meydana geldiği eksene göre, atalet momentidir. Her yönde flambaj olanağı varsa en küçük I değeri alınmalıdır.

Flambaj gerilmesi E elastikiyet modülü ile orantılıdır ve malzemenin dayanımına bağlı değildir. Yani yüksek dayanımlı bir çelikte, yumuşak çelikten daha yüksek değildir. Eğer malzemenin Elastiklik modülü ve oran-
tı sınırı bilinirse buradan Euler formülü için geçerli olan en küçük narinlik derecesi (λ) bulunabilir. Son olarak Euler formülünün geçerli olması için çubuğa uygulanan gerilmenin; çubuğun yapıldığı malzemenin oran-
tı sınırının altında kalması gerektiğini hatırlamakta yarar vardır.

ÇÖZÜMLÜ PROBLEMLER

7.1. Problem

Şekildeki mafsallı çubuklardan oluşan kirişin ucuna $W = 3000$ kgf. ağırlık asılmıştır. $L = 5$ m. uzunluğunda olan çelik çubuk basılmaya çalışmaktadır. Bu çubuğun flambajsız olarak çalışabilmesi için, çapı ne kadar olmalıdır. Şekil 7.4.

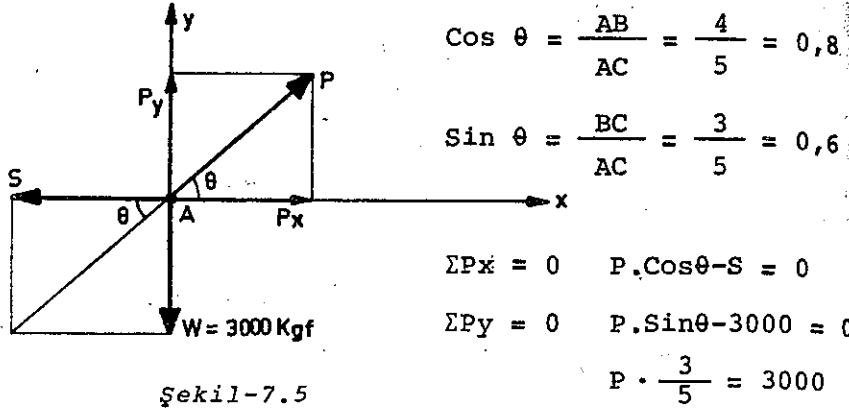


Şekil-7.4

Çözüm:

Çubuğa gelen basınç kuvveti, A noktasındaki bir noktada kesişen kuvvetlerin denge şartlarından bulunur. Mekanikte görüldüğü gibi, bir noktada kesişen

kuvvetlerin dengede olması için bileşke sıfır olmalıdır. Bileşkenin sıfır olması için de, kuvvetlerin x ve y eksenleri üzerindeki izdüşümlerinin cebirsel toplamaları sıfır olmalıdır. Şekil 7.5.



Şekil-7.5

$$\cos \theta = \frac{AB}{AC} = \frac{4}{5} = 0,8$$

$$\sin \theta = \frac{BC}{AC} = \frac{3}{5} = 0,6$$

$$\sum P_x = 0 \quad P \cdot \cos \theta - S = 0$$

$$\sum P_y = 0 \quad P \cdot \sin \theta - 3000 = 0$$

$$P \cdot \frac{3}{5} = 3000$$

$$3P = 15000 \quad P = 5000 \text{ kgf olur.}$$

Eğik çubuğun iki ucu da oynak olduğundan şekil-7.3 deki 2 konumundadır. $L_K = L$ olarak alınacaktır. $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kgf/cm}^2$ alınır. Güven katsayısı $S_K = 5$ alınırsa Euler formülü,

$$P = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{S_K \cdot L_K^2}; \text{ buradan } I = \frac{P \cdot S_K \cdot L_K^2}{\pi^2 \cdot E} = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

$$d^4 = \frac{64 \cdot P \cdot S_K \cdot L_K^2}{\pi^3 \cdot E}; \quad d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot P \cdot S_K \cdot L_K^2}{\pi^3 \cdot E}}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 5000 \cdot 5 \cdot (500)^2}{31,415 \cdot 10^6}} = 8,8 \text{ cm} = 88 \text{ mm}$$

bulunur.

7.2. Problem

İç boş bir kolonun dış çapı $D = 24 \text{ cm.}$ ve yüksekliği 4 m. dir. Bu kolonun flambaj olmadan 50000 kgf. taşıyabilmesi için et kalınlığı ne olmalıdır? Şekil - 7.6.

Çözüm:

$$P = 50000 \text{ kgf.}$$

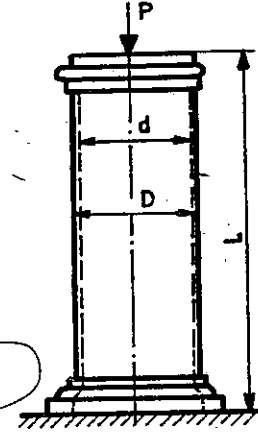
$$S_K = 10$$

$$\pi^2 = 10$$

$$L = 400 \text{ cm.}$$

$$D = 24 \text{ cm.}$$

$$E = 900000 \text{ kgf/cm}^2$$



Şekil-7.6

$$P = \frac{P_K}{S_K} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{S_K \cdot L_K^2}$$

$$5000 = \frac{10 \cdot 900000 \cdot I}{10 \cdot (400)^2}$$

$$I = \frac{50000 \cdot 160000}{900000} = \sim 8890 \text{ cm}^4$$

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) = \frac{\pi}{64} [(24)^4 - d^4]$$

$$8890 = \frac{\pi}{64} [(24)^4 - d^4]$$

$$d = \sim 19,6 \text{ cm}$$

$$e = \frac{D-d}{2} = \frac{240-196}{2} = 22 \text{ mm}$$

7.3. Problem

12 cm. çapında daire kesitli iki ucu mafsallı bir çubuğun boyu 2,85 m. dir. Narinlik derecesini bulunuz. Şekil 7.7.

Çözüm:

$$A = \frac{\pi \cdot (12)^2}{4}$$

$$A = 131,1 \text{ cm}^2$$

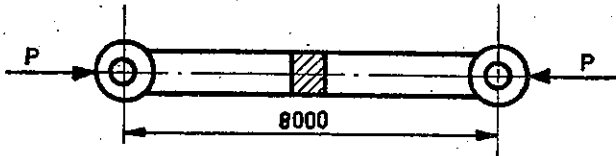
$$I = \frac{\pi d^4}{64} \approx \frac{d^4}{20} = 1036,8 \text{ cm}^4$$

(İkinci konum $L_K = L$)

$$\lambda = \sqrt{\frac{A \cdot L_K^2}{I}} = \sqrt{\frac{131,1 \cdot (285)^2}{1036,8}} = 100,9$$

7.4. Problem

Kesiti (18). (26) cm. boyutlarında ve uzunluğu 8 m. olan iki ucu mafsallı bir kolonun narinlik derecesini hesaplayınız.



Şekil-7.8

$$I_{\min} = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{26 \cdot 18^3}{12} = \frac{26 \cdot 5832}{12} = 12636 \text{ cm}^4$$

$$A = 18 \cdot 26 = 468 \text{ cm}^2$$

$$\lambda = \sqrt{\frac{A \cdot L_K^2}{I}} = \sqrt{\frac{468 \cdot (800)^2}{12636}} = 154 \text{ olur.}$$

Problem

Çelik bir basınç çubuğunun kesiti 25 cm² ve iki mafsallıdır. Malzemenin orantı sınırı $\sigma_p = 2100$ kgf/cm² ve $E = 2,1 \cdot 10^6$ kgf/cm² olduğuna göre Euler formülünün geçerli olabileceği en küçük çubuk uzunluğunu belirtiniz. Kesit karedir.

Çözüm:

Elekt momentini;

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{5,5^3}{12}$$

$$I = \frac{625}{12} = 52 \text{ cm}^4$$

$$A = 25 \text{ cm}^2$$

$$P_K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2}$$

$$\sigma_K = \frac{P_K}{A} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2 \cdot A}$$

Şekil 7.2. de en küçük narinlik katsayısı σ_p da oluşmuştur.

$$\lambda = \sqrt{\frac{A \cdot L^2}{I}}$$

de λ nın en küçük olması L nin de en küçük olmasını gerektirir.

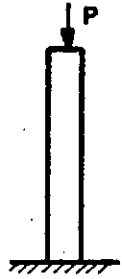
$$2100 = \frac{10 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 52}{L^2 \cdot 25}$$

$$L = 144 \text{ cm. bulunur.}$$

7.6. Problem

Bir ucu ankastre, diğer ucu boşta olan 4 m. boyunda ve 30 cm. çapında bir ahşap kolonun kritik yükünü ve kritik gerilmesini hesaplayınız. $E = 10^5$ kgf/cm²

Çözüm:



Şekil-7.9

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 30^4}{64} = 3,98 \cdot 10^4 \text{ cm}^4$$

$$L_K = 2L = 2 \cdot 4 = 8 \text{ m} = 800 \text{ cm} \text{ değerle}$$

$$P_K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_K^2} \text{ formülünde yerlerine yazılırsa,}$$

$$P_K = \frac{\pi^2 \cdot 10^5 \cdot 3,98 \cdot 10^4}{800^2}$$

$$P_K = 61500 \text{ kgf.}$$

$$\sigma_K = \frac{P_K}{A} = \frac{61500}{\pi \cdot 15^2} = 87 \text{ kgf/cm}^2 \text{ bulunur}$$

7.7. Problem

Şekilde basit ölçüleri, boyu ve S_K güven katsayısı verilen çubuğun; güvenli olarak taşıyabileceği kuvveti bulunuz.

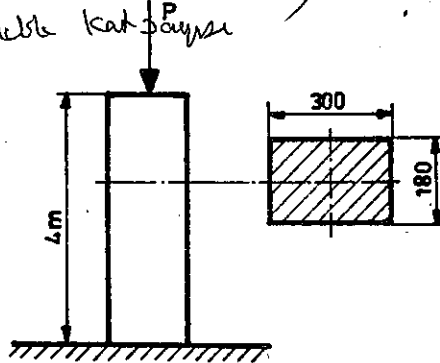
Çözüm:

$$E = 120000 \text{ kgf/cm}^2$$

$$S_K = 10$$

$$L = 400 \text{ cm.}$$

Çubuğun bir ucu ankastre, bir ucu serbest durumdadır.



Şekil-7.10

$L_K = 2L$ dir. (Birinci konum)

$$P = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{\min}}{4 L^2 S_K} \text{ kullanılır.}$$

$$S_K = 10$$

$$E = 120000 \text{ kgf/cm}^2$$

$$I_{\min} = \frac{30(18)^3}{12} \text{ cm}^4$$

$$L = 400 \text{ cm}$$

$$P = \frac{10 \cdot 120000 \cdot 30(18)^3}{4 \cdot (400)^2 \cdot 10 \cdot 12} = \sim 2735 \text{ kgf.}$$

7.8. Problem

Şekildeki kolonun güvenli basılma dayanımı $\sigma_g = 600 \text{ kgf/cm}^2$ dir. Çapı 5 cm. olan bu kolonun burkulmaya uğramaması için L boyu en fazla ne kadar olmalıdır? Bir uç ankastre olup $S_K = 5$ alınacak ve Euler formülü kullanılacaktır.

Çözüm:

$$P = A \cdot \sigma_g$$

$$P = 12000 \text{ kgf.}$$

$$S_K = 5$$

$$E = 2,15 \cdot 10^6 \text{ kgf/cm}^2$$

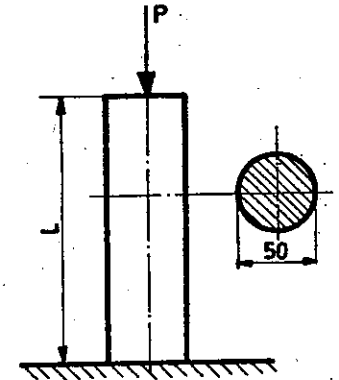
$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot (5)^4}{64}$$

$$P = \frac{\pi (5)^2}{4} \cdot 600 = \sim 12000 \text{ kgf.}$$

$$P = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{4 \cdot L^2 \cdot S_K}$$

$$12000 = \frac{10 \cdot 2150000 \cdot \pi (5)^4}{4 \cdot L^2 \cdot 5 \cdot 64}$$

$$\text{ve sonuç: } L = \sim 52 \text{ cm.}$$



Şekil-7.11

7.9. Problem

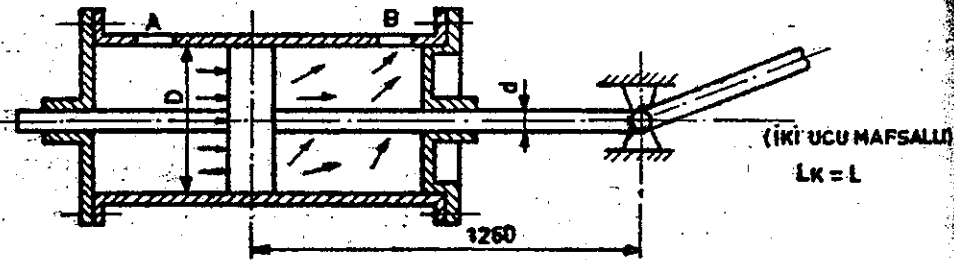
Düsey bir çubuğun (kolonun) taşıdığı aksenal basınç kuvveti $P=10000$ kgf. olup, boyu 3 m. dir. $E = 900000$ kgf/cm² olduğuna göre, Euler formülünü kullanarak S_K güven katsayısını bulunuz. Şekil 7.12.

Çözüm:

$$\begin{aligned}
 P &= 10000 \text{ kgf} & D &= 12 & \text{İki ucu mafsallı g.} \\
 E &= 900000 \text{ kgf/cm}^2 & d &= 8 \text{ cm.} & \text{kabul edilir. (L}_K = \\
 I &= \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) & P &= \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{S_K \cdot L^2} \\
 L &= 300 \text{ cm} & 10000 &= \frac{10 \cdot 900000 \cdot \pi [(12)^4 - (8)^4]}{S_K \cdot (300)^2 \cdot 64} \\
 & & S_K &= 8,2 \text{ olur.}
 \end{aligned}$$

7.10. Problem

Aşağıdaki buhar makinasında, buhar A kanalından girişe başladığı zaman B kanalından da çıkış başlamış bulunmaktadır. Giriş durumlarında pistona gelen en büyük net basınç $p = 8$ kgf/cm², piston çapı $D = 400$ mm. dir. $S_K = 22$ alındığına göre, flambaj olmayacak piston kolu çapını ve pistona gelen P kuvvetini bulunuz. Euler formülünü kullanınız. Şekil 7.13. $\pi = 3,1416$



Şekil-7.13

Çözüm:

Faydalı alan,

$$\frac{\pi(40)^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4}$$

pistona gelen kuvvet,

$$P = \left(\frac{\pi(40)^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) \cdot 8$$

$$P = 10053 - 8 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \text{ kgf}$$

$$S_K = 22$$

$$E = 2200000 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (Çelik)}$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \text{ cm}^4$$

$$L = 162 \text{ cm}$$

$$10053 - 8 \cdot \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{S_K \cdot L^2}$$

$$10053 - 8 \cdot \frac{\pi d^2}{4} = \frac{10 \cdot 2200000 \cdot \pi d^4}{22 \cdot (162)^2 \cdot 64}$$

$$d^4 + 3,36 d^2 - 5376 = 0$$

$$d^2 = \sim 72$$

$$d = 8,5 \text{ cm.}$$

$$P = \left(\frac{\pi(40)^2}{4} - \frac{\pi(8,5)^2}{4} \right) \cdot 8$$

$$= \sim 9600 \text{ kgf.}$$

7.2. EULER FORMÜLÜNÜN KULLANILMASI

Şekil 7.2. de gösterilen klasik konumların kendilerine uygun flambaj boyları vardı. Narinlik derecesini bulurken, bize verilen ve çözümü istenen kolonu bunlardan birine benzetmek gerekir. Bu dört bağ şekllinden en olumsuzu birinci olup, konstrüksiyonu yaparken bundan kaçınacak önlemler alınmalıdır. İkinci konum makina yapımında en çok karşılaşılan bağ şeklidir. Üçüncü ve dördüncü konumlar söz konusu ise, onlara uygun flambaj boyları kullanmak yolu ile, narinlik derecesi, kritik kuvvet ve kritik gerilme bulunur.

Problemlerin klasik olarak böyle çözülmesi gerekiyorsa da; pratikte gerçek basınç elemanlarının uçlarının ne derece güvenlik ile bağlı bulunduklarını kes-

tirmek güçtür. Gerekli titizliğin gösterileceği kesin olarak bilinse de; daha büyük güvenlik uygun görülerek kolonlar mafsallı kabul edilir. Kullanılması çok az olan birinci konum dışında bu yol tarzı oldukça güvenli sonuçlar vermektedir.

Euler formülü ile kritik kuvvet ve kritik gerilme,

$$P_K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_K^2} ; \quad \sigma_K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_K^2 \cdot A}$$

dir. Narinlik derecesi de aşağıdaki formülden bulunur.

$$\lambda = \sqrt{\frac{A \cdot L_K^2}{I}} ; \quad \lambda^2 = \frac{A \cdot L_K^2}{I} ; \quad A = \frac{\lambda^2 \cdot I}{L_K^2}$$

Bu son eşitliğin iki yanının karesini alır, A yı kritik gerilme bağıntısında yerine koyarsak,

$$\sigma_K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_K^2 \cdot \frac{\lambda^2 \cdot I}{L_K^2}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{\lambda^2} \quad \text{olur.}$$

Bu formülde, π^2 ve I değişmez değerlerdir. σ_K ise en fazla ilgili malzemenin orantı sınırı kadar olabilir. σ_K yerine σ_p konarak,

$$\sigma_p = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} ; \quad \lambda_p = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E}{\sigma_p}} \quad \text{bulunur.}$$

$\sigma_p = 2100 \text{ kgf/cm}^2$ olan çelik için,

$$E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kgf/cm}^2 \quad \lambda_p = \sqrt{\frac{10,2,1 \cdot 10^6}{2100}} = 100$$

sınır değeri bulunur.

Bu narinlik derecesi, formüle bakılırsa E ve σ_p ile ilgilidir. Aynı cins, örneğin çelik malzemenin oran-

tı sınırı ve elastiklik sınırı değiştikçe, Euler sınır değeri de değişir. Bu malzemeden yapılan kolonda narinlik oranı en az 100 olmalıdır; narinlik oranı 100 olduğu anda malzemeye gelen gerilme orantı sınırı kadardır. Bu malzeme için narinlik derecesi (oranı) yüzün altına düşerse, gerilmenin ilgili formülden orantı sınırının üstüne çıktığı görülür. Euler formülleri elastik burkulmaya uygulandığından, $\lambda > 100$ olmalıdır. Narinlik derecesi değiştikçe gerilmeler değişmektedir; ancak λ nın yüzden büyük değerlerinde gerilme de orantı noktasındaki gerilmeden uzaklaşmaktadır.

Şimdi de orantı sınırı ve elastiklik sınırı değişik çelik bir malzemenin Euler sınır değerini bulalım. Yeni malzeme,

$$E = 2,15 \cdot 10^6 \text{ kgf/cm}^2, \quad \sigma_p = 2800 \text{ kgf/cm}^2$$

değerlerini,

$$\lambda_p = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E}{\sigma_p}}$$

formülünde yerine koyalım. Sonuç 87 çıktığından

$$E = 2,15 \cdot 10^6 \text{ kgf/cm}^2$$

olan çelikte Euler sınır değeri 87 olur. Bu çelikten bir çubuğun flambaj kritik kuvveti Euler metodu ile bulunmak istenirse, narinlik derecesi 87 olmalı veya 87 den daha büyük çıkmalıdır.

Başka bir çelikte,

$$E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kgf/cm}^2 \text{ ve } \sigma_p = 1900 \text{ kgf/cm}^2 \text{ dir.}$$

Bu değerler narinlik sınır formülünde yerine konursa 105 elde edilir. Bu çelikten yapılan çubuklarda narinlik derecesi 105 sayısı ile karşılaştırılır. Eğer çıkan narinlik derecesi 105 in altına düşmüyorsa Euler metodu ile problem çözülür.

7.3. TETMAJER FORMOLLERİNİN KULLANILMASI

Euler formüllerinin uygulanamadığı, basit basılma gerilmesine göre de hesaplanan doğru olmadığı çubuklar Tetmajer Metodu ile hesaplanır. Aşağıda bazı malzemelerin kullanılma sınırlarını çizen bir tablo verilmiştir. Tabli 7.1.

Tetmajer'in deneylerine göre alınabilecek değerler

Malzeme	σ_K (Kgf/cm ²)
Yumuşak akma çelik	3100 - 11,4 λ
Sert akma çelik	3350 - 6,2 λ
Ahşap	293 - 1,94 λ
Dökme demir	7760 - 120 λ + 0,53 λ^2

Tablo-7.1

Buradan elde edilen kritik gerilme değerlerini, bir güven katsayısı ile bölerek kullanmak gerekir.

Basmada, çevrede ilk çatlamalar malzemenin akma sınırında meydana gelir. Şekil 7.2. ye göre Tetmajer formülünün orantı sınırı ile akma sınırı arasında kullanılacağı anlaşılır. Bu sonuç gevrek malzemeler için doğru olup, yumuşak malzemeler levha haline gelinceye kadar sonsuz yüklemeler gerektirir. Bundan dolayı Tetmajer formülü yumuşak çelikte $10 < \lambda < 100$ arasında kullanılır.

7.4. ω METODU

Bundan önce görülen Euler formülü, orantı sınırı na kadar ; Tetmajer formülü de orantı sınırı ile akma sınırı arasında yüklenen çubuklar için genel olarak iyi sonuç veriyordu.

Bir çok makina elemanları, orantı sınırını aşacak derecede yüklenmedikleri için, Euler formülü ile hesaplanabilirler. Köprü ve benzer yapılarda bazı kısımlar orantı ve akma sınırının üstünde çalışırlar. Akma sınırı üstünde yüklenen parçalar, ω metodu ile hesaplanırlar.

ω metodunda çubuğa gelen güvenli basınç gerilmesi λ ya bağlı $\omega > 1$ olan bir katsayı ile bölünerek burkulma güven gerilmesi elde edilir. Aşağıda bazı malzemeler için ω tablosu verilmiştir. Tablo 7.2.

$$\sigma_K = \frac{\sigma_g}{\omega}$$

Narinlik $\lambda = \sqrt{\frac{FLK^2}{I}}$	ω DEĞERLERİ			
	Ç 37	Ç 52	Dökme Demir	Ahşap
10	1,01	1,01	1,01	1,01
20	1,02	1,03	1,05	1,15
30	1,05	1,07	1,11	1,25
40	1,10	1,13	1,23	1,46
50	1,17	1,22	1,39	1,5
60	1,26	1,35	1,67	1,66
70	1,39	1,54	2,21	1,83
80	1,60	1,85	3,5	2,13
90	1,88	2,39	4,43	2,43
100	2,36	2,55	5,35	2,96

Tablo-7.2

Bütün burkulma formüllerine dikkat edilirse, A kesitinin doğrudan doğruya bulunmadığı görülür. Narinlik derecesini ve kritik kuvveti bulmak için atalet momentine gerek vardır. Kesit bilinmeyince atalet momentinin bulunma olanağı ortadan kalkar. Bu sebepten burkulma problemleri araştırma ve kontrol yolu ile çözülür.

7.5. KONTROL PROBLEMİ

Eksenel basınç kuvveti etkisindeki çubukların da kolonların kontrol probleminde amaç; kesiti ve verilen çubuğun güvenle taşıyabileceği basınç kuvvetinin hesaplanmasıdır. Bunun için sıra ile şu işlemler yapılır:

1. Çubuğun uç koşullarına göre L_K flambaj boyu belirlenir.

2. Çubuğun narinlik derecesi bulunur.

3. Bulunan narinlik derecesi, $\lambda_p = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E}{\sigma_p}}$ formülü ile bulunan sınır değeri ile karşılaştırılır. Eğer narinlik derecesi bu sınır değerden büyük kalıyorsa Euler formülü, küçük kalıyorsa Tetmajer formülü kullanılarak kritik gerilme ve kritik kuvvet bulunur.

4. Kritik kuvvet birden büyük bir sayı olan S_K güven katsayısına bölünerek çubuğun güvenle taşıyabileceği basınç kuvveti elde edilir.

Aşağıda bazı malzemelerin flambaj kullanılma sınırlarını belirleyen bir tablo verilmiştir. Tablo 7.3.

Malzeme Cinsi	Basit bası gerilmesi	Tetmajer'e göre hesaplama	Euler'e göre hesaplama	Tetmajer'e göre kritik gerilme (Kgf/cm ²)
Ahşap	$\lambda \leq 1,8$	$1,8 < \lambda < 100$	$\lambda \geq 100$	$\sigma_K = 293 - 1,94\lambda$
Dökme demir	$\lambda \leq 5$	$5 < \lambda < 80$	$\lambda \geq 80$	$\sigma_K = 7760 - 120\lambda + 0,53\lambda^2$
Yumuşak Çelik	$\lambda \leq 10$	$10 < \lambda < 100$	$\lambda \geq 100$	$\sigma_K = 3100 - 11,4\lambda$
Orta Sert Çelik	$\lambda \leq 10$	$10 < \lambda < 89$	$\lambda \geq 89$	$\sigma_K = 3350 - 6,2\lambda$
%5 Nikelli Çelik	$\lambda \leq 10$	$10 < \lambda < 86$	$\lambda \geq 86$	$\sigma_K = 4700 - 23\lambda$

Tablo-7.3

7.6. BOYUTLAMA PROBLEMİ

Boyutlama probleminde, çubuğun boyu ve eksenel basınç kuvveti verilir; kesitin boyutları istenir. Verilen kuvveti bulunacak kesite bölüp ω ile çarptığımızda çıkan sonuç, malzemenin güvenli gerilmesine eşit olmalı veya küçük kalmalıdır.

$$\frac{P}{A} \cdot \omega \leq \sigma_g$$

Bu formülde A da ω da bilinmemektedir. A büyüklük ve şekilce bilinirse narinlik derecesi bulunur. Narinlik derecesi belli olunca ona uygun ω değeri elde edilir. Değerler yerlerine konularak, güvenli gerilme bulununcaya kadar kesit boyutları değiştirilir. Bu tür boyutlamaya ω yöntemi adı verilir.

ÇÖZÜMLÜ PROBLEMLER

7.11. Problem

6000 kgf. basma kuvvetine zorlanan $L = 160$ cm. boyunda yumuşak çelikten bir çubuğun kesiti karedir. ω yöntemine göre kesiti boyutlandırınız. $L_K = L$

Çözüm:

$$\frac{P}{A} \cdot \omega \leq \sigma_g \quad \sigma_g = 1300 \text{ kgf/cm}^2$$

Bu formülde A da ω da bilinmiyor. Kesitin boyutlarını araştırma ile bulalım. Kesitin bir kenarını 4 cm. olarak kabul edelim.

$$I = \frac{a^4}{12} ; A = a^2$$

$$\lambda = \sqrt{\frac{A \cdot L_K^2}{I}} = \sqrt{\frac{a^2 \cdot L^2}{\frac{a^4}{12}}} = \sqrt{\frac{12 \cdot a^2 \cdot L^2}{a^4}} = \frac{L \cdot \sqrt{12}}{a} = \frac{160 \cdot 3,464}{4} = 138,56$$

Bulunan $\lambda = 138,56$ narinlik derecesine karşı gelen ω katsayısını aşağıdaki tablodan arayalım. En yakın ω 140 olduğundan yaklaşık olarak ω katsayısı 3,31 alınır. Daha hassas hesaplama yapmak istenirse, logaritma hesaplarında yapıldığı gibi; sayılar arasındaki farkla, değerler arasındaki farklar bulunarak, orantı yolu ile sonuç alınır.

$\omega \backslash \lambda$	110	120	130	140	160	180	200	220	240	250
Yumuşak Fe 37 Çelik	2,11	2,43	2,85	3,31	4,32	5,47	6,75	8,17	9,73	10,55
Sert Fe 52 Çelik	3,06	3,65	4,28	4,96	6,48	8,21	10,13	12,26	14,59	15,83

Bulunan değerleri ilk formülde yerine koyalım. Elde edilen değeri malzemenin güvenli basılma değeri ile karşılaştıralım.

$$\frac{6000}{16} \cdot 3,31 = 1241 < 1300$$

olduğundan seçilen kesit uygundur.

7.12. Problem

10000 kgf. basma kuvvetine zorlanan $L = 2m$. boyunda sert çelikten yapılmış bir çubuğun kesiti karedir. ω yöntemine göre kesiti boyutlandırınız.

Çözüm:

$$\frac{P}{A} \cdot \omega \leq \sigma_g$$

olmalıdır. Bu problemde de kesitin bir kenarını 6 cm. seçerek, narinlik derecesini ve ona uyan ω katsayısını bulup yerine koyalım. Güvenli basılma gerilmesi $\sigma_g = 1600 \text{ kgf/cm}^2$ alınacaktır. $L_K = L$

$$I = \frac{a^4}{12} ; A = a^2$$

$$\lambda = \sqrt{\frac{A \cdot L_K^2}{I}} = \sqrt{\frac{a^2 \cdot L^2}{\frac{a^4}{12}}} = \frac{\sqrt{12} \cdot L}{a} = \frac{3,464 \cdot 200}{6} = 116$$

Şimdi, de narinlik derecesi 116 olduğu zaman ω katsayısını arayalım. Bir önceki problemde verilen tabloda narinlik derecesi 110 ve 120 olduğu zaman ω değerleri verilmiştir. Sayılar farkı 10 olduğu zaman ω katsayıları farkını bulup, 6 fark için gerekli değeri bir önceki katsayısına ekleyelim.

$$\lambda = 110 \text{ için } \omega = 3,06$$

$$\lambda = 120 \text{ için } \omega = 3,65$$

$$3,65 - 3,06 = 0,59$$

$$\frac{0,59}{10} \cdot 6 = 0,354$$

$$\lambda = 116 \text{ için } \omega = 3,06 + 0,354 = 3,414$$

olur. Bu ω formülde yerine konarak,

$$\frac{10000}{36} \cdot 3,414 = 948 \text{ kgf/cm}^2$$

bulunur. Bu değer güvenli gerilme değerinin altında kaldığından çubuk flambaj bakımından sorun yaratmaz. Ancak bulunan değer, güvenli değerin çok altında kaldığından çözüm ekonomik olmamıştır. Bu durumda seçilen kesiti azaltalım ve karenin bir kenarını, 4,8 cm. seçelim. Bu kesite göre hesaplamayı tekrarlayalım.

$$I = \frac{a^4}{12} ; A = a^2$$

$$\lambda = \frac{\sqrt{12} \cdot L}{a} = \frac{3,464 \cdot 200}{4,8} \approx 145 \text{ olur.}$$

$$\begin{aligned}
 \lambda = 140 \text{ için } \omega &= 4,96 & 6,48 - 4,96 &= 1,52 \\
 \lambda = 160 \text{ için } \omega &= 6,48 & \frac{1,52}{20} \cdot 5 &= 0,38 \\
 \lambda = 145 \text{ için } \omega &= 4,96 + 0,38 \\
 \lambda = 145 \text{ için } \omega &= 5,34
 \end{aligned}$$

$$\frac{10000}{4,8^2} \cdot 5,34 = \frac{10000}{23,04} \cdot 5,34 \approx 2321 \text{ kgf/cm}^2$$

Yeni bulunan değer güvenli gerilme olan 1600 ün üstüne çıktığı için kesitin az geldiği anlaşılmıştır. Karenin kenarları 4,8 cm. den büyük, 6 cm. den küçük olmalıdır.

Yeni bir seçim yapalım ve karenin bir kenarını $a = 5,3$ cm. alalım. Narinlik derecesi,

$$\lambda = \frac{\sqrt{12} \cdot L}{a} = 130 \quad \omega = 4,28 \quad \text{alınır.}$$

Bu değerler yerine konarak,

$$\sigma_K = 1528,6 \text{ kgf/cm}^2$$

bulunur. Bulunan bu değer 1600 ün altında kaldığından ve 1600 e çok yakın olduğundan kesit uygun kabul edilebilir. İstenirse daha ince değiştirmeler yapılarak sonuç güvenli gerilme olan 1600 e iyice yaklaştırılır.

PROBLEMLER

1. Bir çeliğin orantı sınırı $\sigma_p = 1900 \text{ kgf/cm}^2$, elastiklik modülü $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kgf/cm}^2$, akma sınırı 2400 kgf/cm^2 dir. Tetmajer formülünün kullanılabileceği en ufak narinlik derecesini bulunuz.

Yanıt: $\lambda = 61,2$ bulunur.

2. Tetmajer formülünü kullanarak $\lambda = 80$ olması halinde aynı çelikte kritik gerilmeyi $\sigma_K' = 3100 - 11,4\lambda$ formülünü kullanarak bulunuz.

Yanıt: $\sigma_K = 2188 \text{ kgf/cm}^2$

3. Dökme demir malzemeden yapılmış bir çubuğun elastiklik modülü $E = 10^6 \text{ kgf/cm}^2$ orantı sınırı yaklaşık olarak 1500 kgf/cm^2 dir. Bu çubukta Euler metodunu uygulayabilmek için gözönüne alacağımız λ sınır değeri ne kadardır ?

Yanıt: 81

4. Dökme demir malzemeden yapılmış, daire halkası bir kesiti olan kolon 100000 kgf. yük taşıyacaktır. Malzemenin güvenli basılma gerilmesi $\sigma_g = 1000 \text{ kgf/cm}^2$ olduğuna göre, bu yükü burkulma yapmadan taşıyacak bir kesit bulunuz. Aynı kesitte oluşacak kritik gerilmeyi hesaplayınız. ω metodunu kullanınız.

Yol gösterme: $D = 28 \text{ cm.}$ $e = 2 \text{ cm.}$ (et kalınlığı) olan bir kesit seçerek deneme yapınız.

Yanıt: $\lambda \approx 49$ $\omega = 1,37$ $\sigma_K = 823,3 \text{ kgf/cm}^2$

5. 4 mm. çaplı 125 cm. boyunda yumuşak çelikten bir mil, iki ucu mafsallı olarak flambaja zorlanmaktadır.

a. Kritik gerilmeyi ve kritik kuvveti hesaplayınız.

b. ω metoduna göre bu çubuğun taşımaya izin verilen basılma kuvveti ne kadardır ?

Yanıt: a. $P_K = 16650$ kgf. b. $P_K = 6670$ kgf.

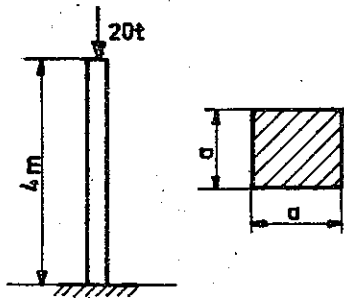
6. Bir ucu ankastre, diğer ucu boşta olan 4 m. boyunda ve 30 cm. çapında bir ahşap kolonun kritik yükünü ve kritik gerilmesini hesaplayınız. $E=10^5$ kgf/cm²

Yanıt: $P_K = 61500$ kgf. $\sigma_K = 87$ kgf/cm²

7. Şekilde görüldüğü gibi yüklenen, bir ucu ankastre diğer ucu serbest olan kare kesitli kolonun flambaja karşı güvenli olabilmesi için minimum (a) kenarı ne olmalıdır ? Şekil 7.14.

Yanıt: $a = 9,2$ cm

$E = 2,1 \cdot 10^6$ kgf/cm²

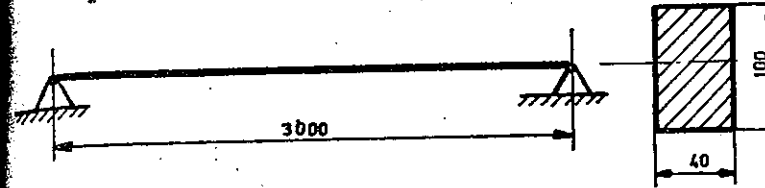


Şekil-7.14

8. Şekilde görülen iki ucu bağlı mafsallı çubuk, 15 °C de montaj yapılmıştır. Hangi sıcaklık derecesinde bu çubukta flambaj meydana gelir ? $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$

Yol gösterme: $\sigma = E \cdot \alpha \cdot \Delta t$

$$\sigma = \frac{P_K}{A}$$



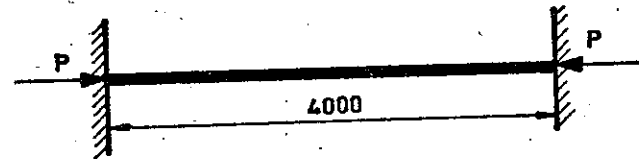
Şekil-7.15

Yanıt: $\Delta t = 12,3$ °C

$$t = 15 + \Delta t = 27,3$$
 °C

9. Şekilde görülen iki ucu ankastre silindirik çubuk 10 °C de montaj yapılmıştır. Ortamın sıcaklığı 90 °C olduğunda sistemde flambaj olmaması için çubuğun minimum çapı ne olmalıdır ? Euler formülünü kullanınız. $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$

Yanıt: $d \approx 7,8$ cm.



Şekil-7.16

KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI

1. Narin çubuk ne demektir ?
2. Bir çubuğun narinlik derecesini nasıl bulursunuz ?
3. Flambaj kritik kuvveti bulunurken hangi metodlar kullanılır ?
4. Euler formülünde kullanılan flambaj boylarını, şemalarını çizerek yazınız.
5. Atalet yarıçapını nasıl bulursunuz ?
6. Kritik kuvvet belli iken kritik gerilmeyi nasıl bulursunuz ?
7. İki ucu mafsallı çubukta flambaj boyunu ne kadar alırsınız ?
8. Bir ucu sabit, diğer ucu serbest çubuğa ait pratik bir örnek gösteriniz.
9. Şekil 7.2. yi inceleyiniz, bu incelemenizden çıkardığınız sonuçları söyleyiniz.
10. Euler'in flambaj kritik kuvvetini neden S_K gibi bir güven katsayısına bölüyorsunuz ?
11. Pratikte Euler'in üçüncü ve dördüncü konumları, ikinci konum gibi kabul edilirse bunun faydası ne olur ?
12. Euler metodunun kullanıldığı sınır değeri nasıl bulunur ?
13. Şekil 7.2. deki 100 sınır değerini ilgili değerleri kullanarak siz de bulunuz.
14. Tetmajer formüllerini içeren tabloyu çizerek, Euler kritik gerilmesinden farklı tarafını söyleyiniz.
15. ω metodu malzemeye uygulanan hangi gerilmede kullanılır ?
16. Kafes kirişlerin hangi çubukları flambaj kritik gerilmesine göre kontrol edilir ?
17. Kontrol problemi ve boyutlama problemi ne demektir, nasıl yapılır ?

SEKİZİNCİ BÖLÜM

ÖZEL KONULAR

8.1. KONUYA GİRİŞ

Bundan önceki bölümlerde, Cisimlerin Dayanımı konusunda, bu bilim dalı ile ilk karşılaşanlara yetecek derecede bilgi verilmişti. Bu kitapta verilen bilgilerle; kullanılan yöntemlerin basitliğine rağmen, elde edilen sonuçlar, son derece faydalı olur. Bununla beraber, bölümlerde değinilmemiş ve kendileri başlı başına bir çalışma konusu olan ileri bilgiler de vardır. Dayanımın daha ileri sınıflarına ait bazı bilgileri kısaca ele alacağız.

8.2. TEKRARLANAN YOK YORULMA

Daha önceki bölümlerde verilen bilgiler, kuvvetlerin yavaş tesir etmesi durumunda geçerlidir. Uygulamada çok zaman kuvvetin zamanla çok çabuk değişerek tesir ettiği de görülür. Deneyler gösteriyor ki, yükü belirli iki değer arasında tutarak, periyodik olarak değiştirmek

ve değişimin sayısını yüzbinlerce arttırmakla, bir malzemeyi statik sınırların çok altında yıpratmak da olanak içindedir. Yükleme boşaltmanın periyodik olarak çok tekrarı; cisim içinde meydana gelen termik ve mekanik olaylar yüzünden bünyede çözülme, yıpranma ve ayrılmalar doğurmaktadır. Burada kopma ve ayrılmanın ilk nedeni, yükün şiddetinden çok, onun periyodik olarak uzun bir süre değişmesidir. İç mekanizması çok karışık olan bu olaya, kısaca malzemenin yorulması denmektedir.

Yorulma olayını, cismin iç bünyesiyle ilgili fizik kanunlarla açıklamak bugün için yapılamadığına göre; yanıt bekleyen teknik problemleri en doğru denemeler çözebilir. Malzemeyi periyodik yükler altında deneyen aletlere pülzatör denir. Genel olarak mekanik esasla çalışan pülzatörlerde frekans 5 devir/saniye olduğu halde, elektronik kumandalı pülzatörlerde frekans 80 devir/saniye değerine kadar yükselmektedir.

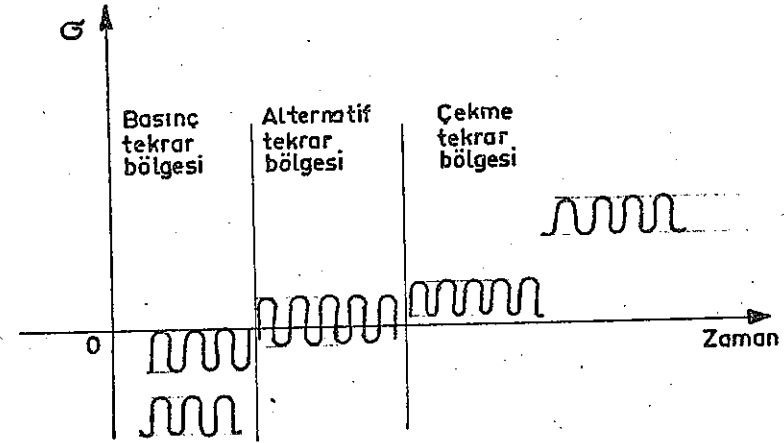
Yorulma olayına makinacılıkta, piston kollarında, yaylarda, perçin ve cıvatalarda, kaynak dikişlerinde, uçak ve gemi elemanlarında rastlanır. Günlük hayatımızda da, bu tip kırılma özelliğinden bazan konuyu bilmeden bile faydalanırız. Örneğin bir teli, bir teneke kapağını veya bir firketeyi koparmak için iki tarafa böler ve birkaç tekrardan sonra koparırız.

8.3. TEK EKSENLİ HALDE KUVVETİN TEKRARI

Tek eksenli tekrarlı tesir halinde gerilmenin σ_{max} ve σ_{min} değerlerinin, basınç veya çekme olmasına göre farklı üç tip tekrar bölgesi düşünülür. Bunlardan birincisi, kuvvetin (-) değerden, (-) değeri değiştiği basınç tekrar bölgesidir.

Bir diğer bölgede, gerilme çekme ile basınç arasında değişir ki, buna da alternatif bölge denir. Bir üçüncü bölge de, gerilmenin (+) bir değerden (+) bir değere değiştiği bölge olup buna da çekme tekrar bölgesi denir. Makinacılıkta daha çok alternatif tekrar bölgesi karşımıza çıkar.

İşte bu tekrar bölgelerinde yorulma kırılması ilk defa bilginlerden A. Wöhler tarafından incelenmiş, çok değerli bir buluş ile olayların kanunu bulunmuştur. Şekilde tekrar bölgeleri koordinat sisteminde gösterilmiştir. Şekil 8.1.



Şekil-8.1

Pülzatörden elde edilen sınırlar hakkında bir fikir edinebilmek için bazı tanımlar yapmak gerekmektedir. Böyle bir deney sırasında " σ_{max} "a üst sınır gerilmesi, " σ_{min} "a alt sınır gerilmesi denir ve bunların ortalamasına da ortalama gerilme adı verilir. Aynı şekilde

$$\frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \sigma_a$$

gerilme değerine de genlik gerilmesi denir. Bunları

aşağıda düzgün bir şekilde yazmak bize fayda sağlar.

σ_{max} = Üst sınır gerilmesi

σ_{min} = Alt sınır gerilmesi

σ_m = Ortalama gerilme

σ_a = Genlik gerilmesi

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

değerleri, dinamik bir yüklemde önemli sınırlardır ve aralarında

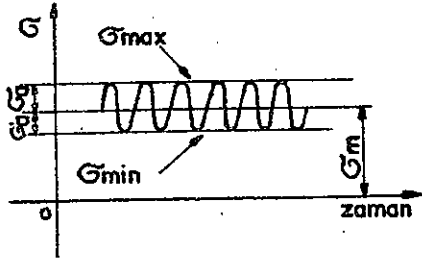
$$C_1 = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \sigma_m \quad \text{ve}$$

$$\frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \sigma_a$$

$$\sigma_m + \sigma_a = \sigma_{max} \quad \text{ve}$$

$$\sigma_m - \sigma_a = \sigma_{min}$$

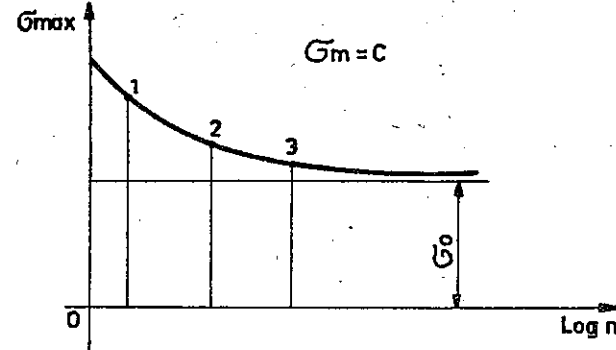
bağıntıları vardır. Şekil 8.2.



Şekil-8.2

Deney başlangıcında aynı boyutta 25 ~ 30 kadar deney çubuğu imal edilir ve bunlardan bir tanesi σ_{max} ile σ_{min} arasında oynayan tekrarlı tesire tabi tutularak kırılmaya karşı gelen (n) tekrar sayısı bulunur. İkinci olarak ortalama gerilmeyi değişmez tutarak (birinci deneydeki değerinde) " σ_{max} "ı daha küçük tutarak bir deney yapılır ve elemanın kopmasını karşılayan (n) tekrar sayısı pülzätörden okunur. Bundan sonra bir üçüncü, bir dördüncü v.b. deneyler yapılarak deney elemanlarının kopmasına karşı gelen n_3 , n_4 , v.b. kuvvet tekrar sayıları bulunur.

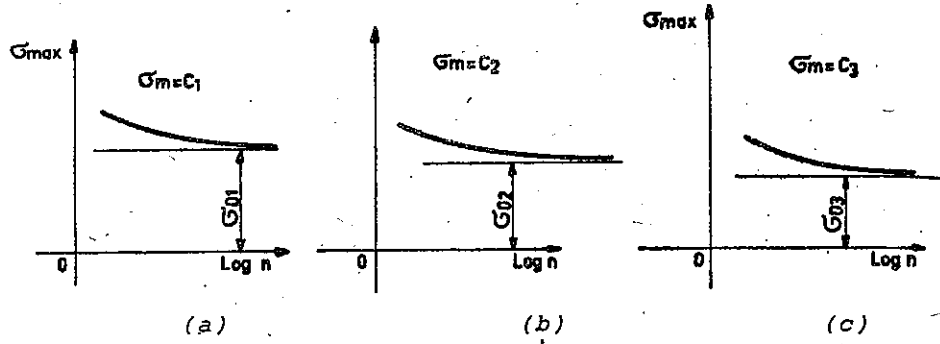
Sonuçta, bu deney grubu için, ordinat eksenine σ_{max} , apsis eksenine malzemenin kopmasına karşı gelen (n) tekrar sayısı olmak üzere, Log n alınarak her bir deney bir nokta ile gösterilirse şekilde görülen eğri elde edilir. Bu eğri apsis eksenine paralel bir doğruya asimtotik olarak gider ve sonsuz tekrar sayısında bu doğruya değer. Şekil 8.3.



Şekil-8.3

İşte (n) tekrar sayısının sonsuz olması halinde, σ_m ortalama gerilmesinin c_1 gibi bir değeri için " σ_{max} " ın σ_0 değerine (Şekilde görülen asimtot'un ordinatı) malzemenin, $\sigma_m = c_1$ ortalama gerilmesi için, üst sınır yorulma dayanımı denir. Bu eğri bilginlerden A. Wöhler tarafından bulunduğu için Wöhler eğrisi adını alır.

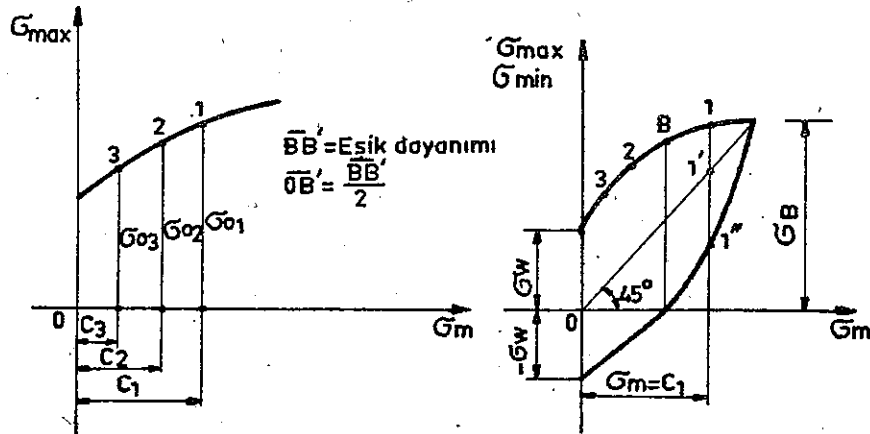
Bundan sonra, diğer deney çubukları alınır ve ortalama gerilmenin $\sigma_m = C_2$ gibi bir başka değeri için, deney tekrarlanırsa bir başka Wöhler eğrisi bulunur. Böylece σ_m ortalama gerilmesine c_3 , c_4 , c_5 gibi bir çok değerler verilerek, bu anlatılan deneyler tekrar edilirse, aşağıda görülen Wöhler eğrileri elde edilir. Şekil 8.4. (a,b,c)



Şekil-8.3

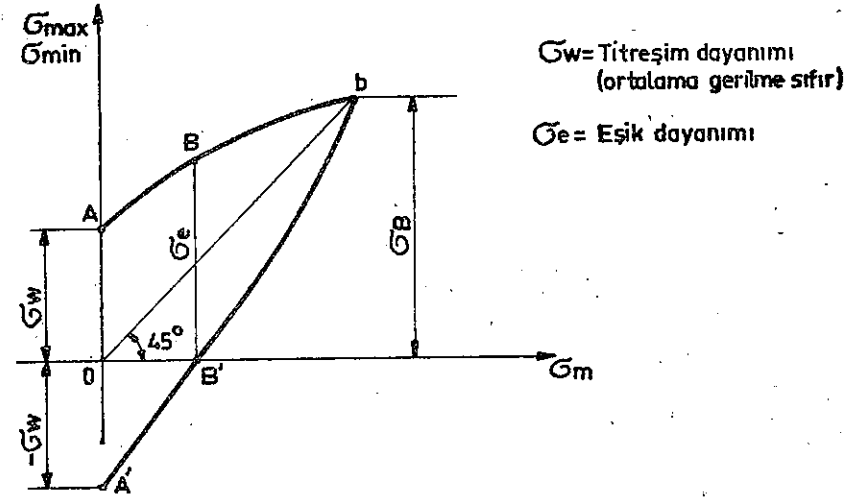
Bu eğrilerin incelenmesinden, ortalama gerilmenin her bir başka (c) değeri için bir başka üst sınır dayanımı bulunur.

Uygulamada, bu çeşitli Wöhler eğrilerinin gösterdiği üst sınır dayanımları toplu bir halde, aşağıdaki şekilde olduğu gibi gösterilir. Bunun için apsis eksenine, Wöhler eğrilerinin elde edilmesi sırasındaki σ_m ortalama gerilmeleri, ordinat eksenine de her bir Wöhler eğrisindeki "üst sınır dayanımları" alınır. Böylece her bir Wöhler eğrisindeki $\sigma_m = C$ apsis ve σ_0 üst sınır dayanımı ordinat alınarak bir nokta ile belirtilirse, aşağıda a şikkındaki şekil elde edilir. Şekil 8.5.(a,b).



Şekil-8.5

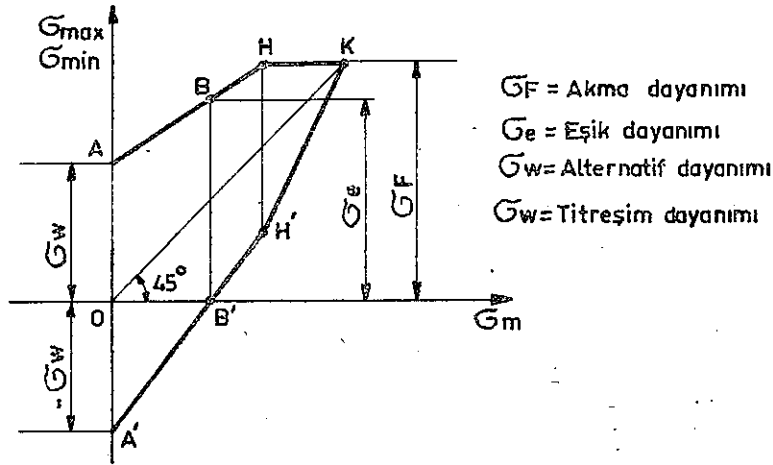
Bundan sonra, eksenlerin kesim noktasından 45° eğimde bir doğru çizilerek, her noktadan çizilen düşey doğrularla bu eğik doğru kestirilir. Eğri üzerindeki noktanın yeni oluşan noktaya uzaklığı, şekildeki gibi aşağıya aynen taşınır. Elde edilen noktanın ordinatı, alt sınır yorulma dayanımını verir. Her nokta için aynı işlem tekrarlanırsa, aşağıda şekilde görülen eğri elde edilir. Şekil 8.6.



Şekil-8.6

Gerçekten 1 numara ile gösterilen nokta, σ_m ortalama gerilmesinin C_1 gibi bir değeri için üst sınır yorulma dayanımını vermektedir. Bu değer, (n) sonsuz olduğu zamanki c ortalama gerilmesini sağlayan en büyük değerdir. Maksimum değer belli olunca, bunu minimumdan çıkarıp ikiye bölerek genlik gerilmesi elde edilir. Buna göre 1 1' genlik gerilmesini, 1 1" genlik gerilmesinin iki katını verir. 1 noktasındaki en büyük gerilmenden, 1 1" arasındaki genlik gerilmesi iki katını çıkarırsak, bu ortalama gerilmeye ait en küçük gerilme (alt sınır yorulma dayanımı) bulunur. Bu eğriye göre σ_m ortalama gerilmesinin verilen bir değeri için, bir üst

dört doğru parçasından oluşan sürekli dayanım diyagramları yaklaşık olarak bulunmuş olur. Şekil 8.8.



Şekil-8.8

Aşağıda iki tip çeliğin bazı önemli sınırları verilmiştir. Tablo 8.1.

ÇELİK	Statik Deneme		Dinamik Deneme	
	Çekme Day. σ_B	Akma Sın. σ_F	Titre. Da. σ_w	Eşik Da. σ_e
Fe 37	37	24	13	22
Fe 52	52	36	17	28

Tablo-8.1

Tablodaki değerler ölçekle koordinat sistemine geçirilerek yukardaki eğri Fe 37 için elde edilmiş olsun. Makina parçasının verilen sınır gerilmelerinden ortalama gerilme bulunur. Bu gerilmeye karşılık iki tane ordinat değeri bulunur. Verilen değerlerin, bulunan

değerlerin içinde kalması halinde parça sonsuz ömürlüdür. Tersisi olursa belirli bir süre sonra cisimde kopma görülmür.

8.4. YORULMAYA TESİR EDEN FAKTÖRLER

Yorulmaya tesir eden faktörler, esas olarak şunlardır :

- 1) Gerilme birikmesi veya yığılması,
- 2) Artık gerilmeler,
- 3) Sıcaklık derecesi,
- 4) Metalin soğukta işlenmesi,
- 5) Bir saniyedeki kuvvet tekrar sayısı,
- 6) Korozyon tesiri,
- 7) Yorulma sınırları içinde ve dışında yüklemeler,
- 8) Yüzey şartları tesiri.

Aşağıda kısaca bu faktörlerin tesiri görülmektedir.

1) Gerilme birikmesi

Kullanılan elemanda gerilme birikmesi varsa, yorulma kırılması bakımından tehlike artar. İçinde çatlak, köpük bulunan parçalarla kesit değiştiren ve üzerinde kertik olan parçalara dikkat edilmelidir. Bu parçalarda kuvvetin k_{Pmax} ile k_{Pmin} arasında değiştiği kabul edilerek boyut bulunmalıdır. Burada k daha önceden bilindiği gibi gerilme yığılma katsayısıdır.

2) Artık gerilmeler

Elastik sınır dışında yüklenmiş ve boşaltılmış elemanlarda, veya soğuk şekillendirilmiş parçaların içinde bir takım gerilmeler kalmaktadır. Bu gerilmelere artık gerilmeler adı verilir. İçinde artık gerilme bulunan elemanla, aynı malzemeden yapılmış fakat artık gerilme bulunmayan elemanın durumlarının aynı olmayacağı açıktır.

3) Sıcaklık tesiri

Buraya kadar incelenmiş bulunan yorulma problemlerinde alınan sıcaklık oda sıcaklığıdır. Uygulamada bazı elemanlar, uçaklarda olduğu gibi alçak sıcaklık derecesinde, bazı elemanlar da, buhar türbinleri ve içten yanmalı motorlarda olduğu gibi, yüksek sıcaklıkta çalışırlar. Bu gibi durumlarda yorulma deneylerini parçanın çalışacağı sıcaklıkta yaparak, yorulma eğrilerini bu verilere göre çizmelidir. Alüminyum alaşımlarında sıcaklık arttıkça, alternatif dayanımın azaldığı görülmektedir. Yüksek sıcaklıkta kuvvet tekrarına zorlanan elemanlarda Creep olayı da işin içine girer.

4) Metal veya alaşımının soğukta işlenmesi

Sünek malzeme sınıfından olan metallerin soğukta şekil verilerek işlenmeleri halinde yorulma sınırlarında bazı değişiklikler olur. Çelik çubuklarda yapılan deneyler, orta derecede işlenmiş bir elemanda yorulma dayanımının biraz arttığını göstermiştir. Daha büyük bir soğuk işlemede ise, yorulma sınırlarının azaldığı görülür. Soğuk işlemeden sonra eleman belirli bir süre kaynar suda bırakılırsa veya sabit sıcaklıkta tutulursa, azalmış olan yorulma sınırının yine biraz arttığı görülür.

Soğuk işleme dikkatli olmayı gerektiren bir işlemdir. Dikkat edilmezse elemanda çatlaklar ve önemli artık gerilmeler meydana gelebilir.

5) Frekansın tesiri

Wöhler tarafından yapılan deneylerde kuvvetin tekrar sayısı 60 kadardı. Daha sonra Reynolds tarafından dakikada 2500 devir için deneyler yapılmış arkasından Hopkinson 7000 devir/dakikalık deneyler yaparak,

yorulma dayanımlarında % 10 bir artış olduğunu göstermiştir. Bugün çok daha yüksek tekrar sayılarında deneyler yapılarak, yorulma sınırlarındaki artmalar öğrenilmektedir.

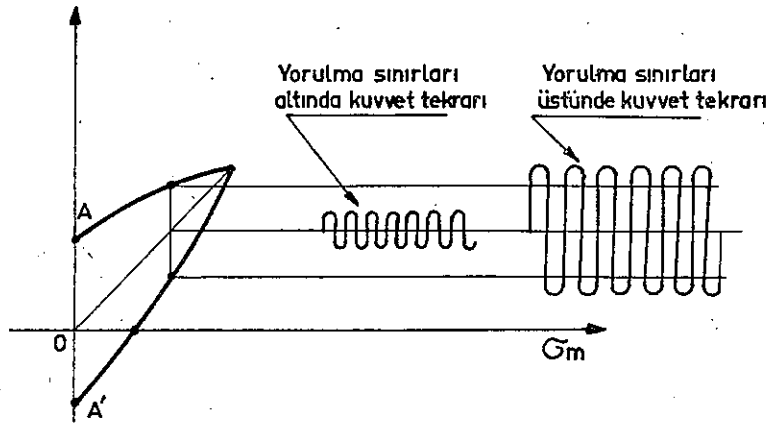
6) Korozyonun tesiri

İlk defa bilginlerden Haigh bu olaya dikkati çekmiştir. Eleman bir kuvvet tekrarına zorlanırsa ve aynı zamanda oksitlenmeyi de kolaylaştıran bir ortamda bulunursa, yorulma sınırlarında bir alçalma olur. Bu azalan sınırlara korozyon yorulması sınırları denir. Uygulamada, gemi pervanelerinin milleri, gemi yağ makinalarının soğutma suyu piston kolu, türbin kanatları, petrol kuyularında piston kolları korozyon ile birlikte yorulmaya zorlanırlar. Bu gibi elemanlarda korozyon yüzünden okside olmuş metal kısım çok az olduğu gibi, eleman ilk parlaklığını devam ettirir. Elemanın kopması, oldukça derin çukurlar açılmasına sebep olan yatak tesirinden olur. Bu çatlakların, yorulma çatlaklarından ayrılması olanaksızdır.

7) Yorulma sınırlarının alt ve üstündeki tesirler

Bir eleman, belirli bir σ_m ortalama gerilmesine ait σ_a genlik gerilmesinden daha küçük bir genlik gerilmesinde, fakat aynı ortalama gerilmesinde bir gerilme tekrarına zorlanırsa, yorulma sınırları altında gerilme tekrarına zorlanmış olur. Böylece, eleman bir müddet bu şekilde zorlandığında, hiç kuvvet tekrarı yapılmamış bir elemanın yorulma sınırlarına göre, yorulma sınırlarında bir yükselme görülür. Şekil 8.8.

Isı işlemi görmüş çeliklerde ve tavlanmış çelik alaşımlarında, yorulma sınırı altındaki kuvvet tekrarının, yorulma sınırlarında bir artış meydana getirmediği görülmüştür.



Şekil-8.8

Diğer taraftan, bir eleman belirli bir σ_m ortalaması için yorulma sınırlarına karşılık gelen σ_a genlik gerilmesinden daha büyük bir genlik gerilmesine zorlanırsa; bu elemanın aynı tekrar sayısında kopmasını karşılayan gerilme sınırında bir azalma görülür.

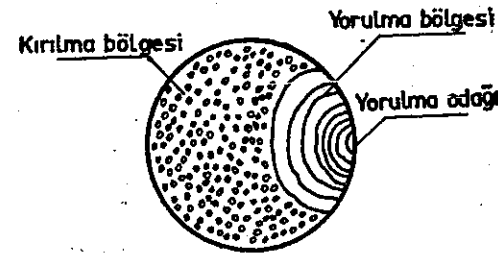
8) Yüzey şartlarının tesiri

Uygulamada makina parçalarının yüzeyleri gerektiği kadar işlenir. Çeşitli yüzey şartları, elemanın çekilme dayanımına önemli tesir etmediği halde, yorulma dayanımını etkiler. Düzgün olmayan bir yüzeyde gerilme yığılması olduğu bilinmektedir. Dış yüzeyi parlatma işlemi sırasında da parçada artık gerilmeler oluşur. Taşlama ve parlatma sırasında parçaların yüzeylerinde yüksek sıcaklıklar meydana gelir ve bu yüzden yüzeylerde plastik şekil değiştirmeler ve gerilmeler ortaya çıkar. Soğuma sırasında katı halde bulunan altta kalan tabakalar yüzeylerin büzülmesine mani olur ve bu şekilde yüzeylerde artık gerilmeler oluşur. Bu gerilmeler taşlanmış veya parlatılmış parçaların dayanımlarını çok azaltır.

Semantasyon, nitrürleme, endüksiyon ve alevle sertleştirme de artık gerilmeler oluştururken, parçaların aşınma dayanımlarını arttıırırlar. Elektro kaplamalar, parçaların aşınma dayanımını arttırmak için ve bazan estetik nedenlerle yapılır. Çok bilinen nikel ve krom kaplamalar, malzemenin yorulma dayanımını azaltır.

8.5. YORULMA TESİRİYLE KOPAN KESİTLERİN İNCELENMESİ

Yorulma ile kopan kesitlerin görünüşü, kırılma sebebini araştıran kimseler için önemlidir. Yorulma ile kopan bir kesitte birbirinden farklı iki bölge görülür. Bunlardan biri ince taneli ve donuk bir renktedir ki bu yorulma bölgesidir. Diğer bölge ise iri taneli ve parlak görünüşlüdür. Bu kısım, yorulma etkisi ile ayrılan birinci kısmın kesitten çıkması ile, daralan kesitin daha büyük bir ortalama gerilme altında gerilme tekrarına uğraması ve sonunda kopmasını göstermektedir. Şekil 8.9.



Şekil-8.9

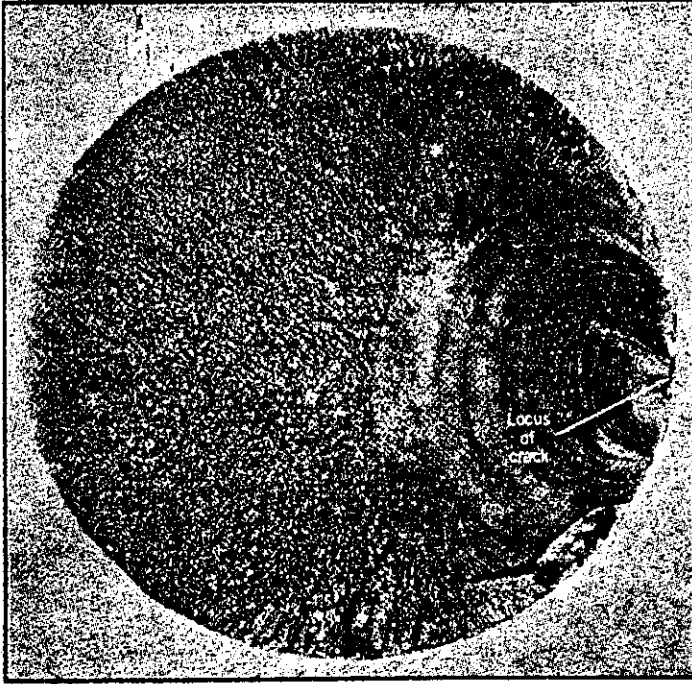
Esas olarak yorulma ile kırılma ikiye ayrılarak incelenir.

- Gerilme Birikmesi Olmayan Haller
- Gerilme Birikmesi Olan Haller

Aşağıda bu iki hal için ayrı ayrı bilgi verilecektir.

a. Gerilme Birikmesi Olmayan Haller

Bu durumda yorulma, kesit çevresinde yorulma odağı denen bir noktada başlayarak içeri doğru yayılır. Bazı hallerde yorulma kırılmasının bir odakta başladıktan sonra bir başka odağa sıçradığı görülür. Şekil 8.10.



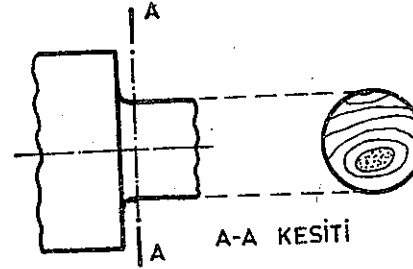
Şekil-8.10

Bir piston kolunun basınç - çekme sonunda kırılması.

b. Gerilme Birikmesi Hali

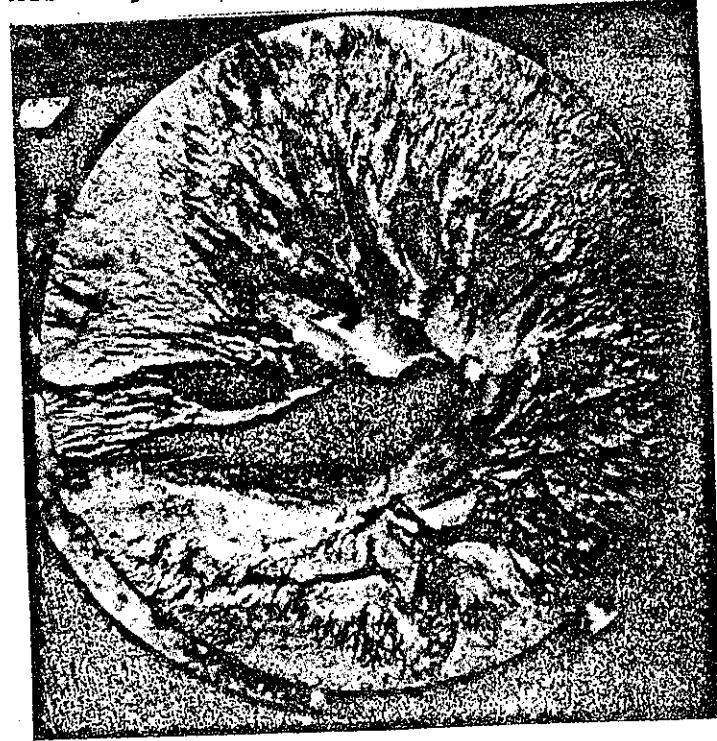
Yorulmaya zorlanan elemanda gerilme birikmesi varsa, yukarda belirtilen kopma odağı kesit içinde bir

noktada bulunur ve yorulma ile yıpranmış olan bölgeler, kesit içinde bir adacık oluştururlar. Bu adacık ince taneli ve donuk manzaralı bir bölgedir. Gerilme birikmesinin durumuna göre bu adacık çeşitli konumlarda çıkar. Şekil 8.11.



Şekil-8.11

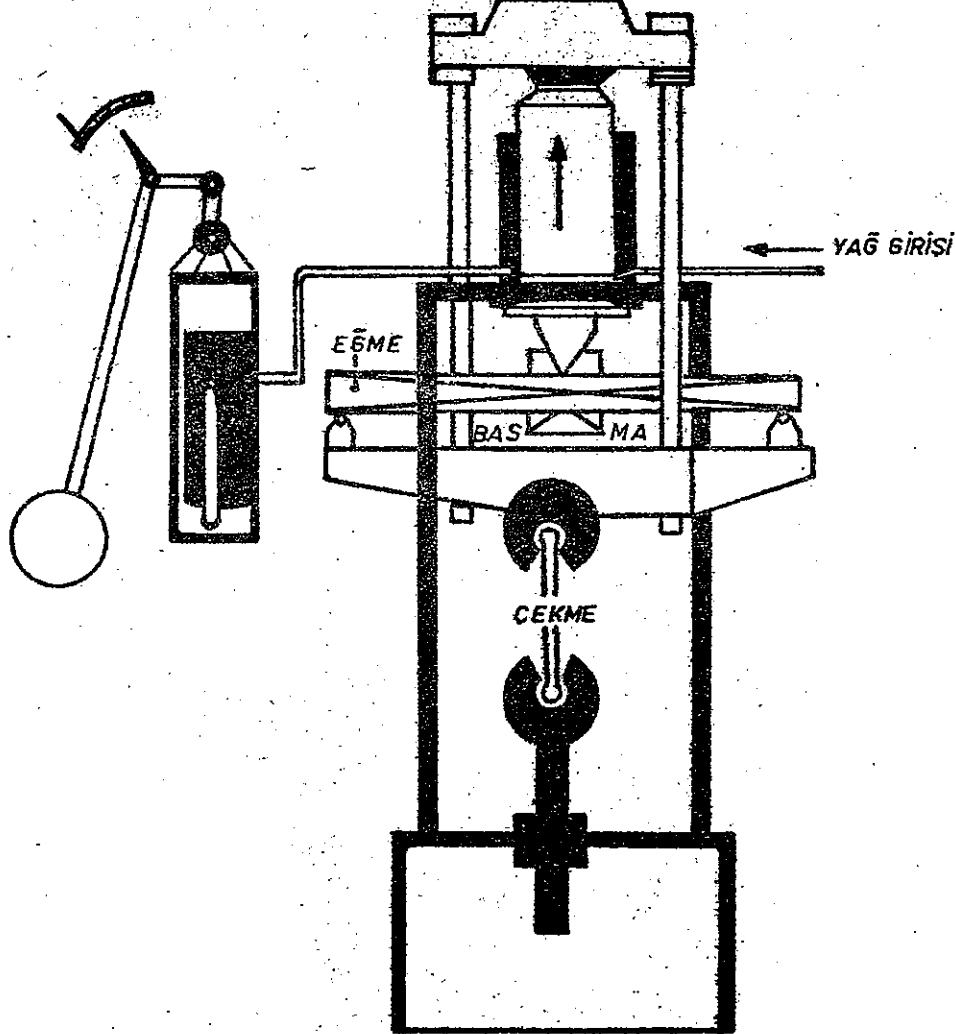
Aşağıdaki bir jeneratör milinin yorulma kırılması sonrası kesiti görülmektedir. Şekil 8.12.



Şekil-8.12

ek tablolar

ÜNİVERSAL ÇEKME MAKİNASI
SEMASI

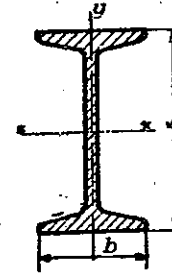


Trigonometri cetveli.

x°	x (radian)	$\sin x$	$\lg x$	$\text{ctg } x$	$\cos x$		
0	0.0000	0.0000	0.0000	∞	1.0000	1.5708	90
1	0.0175	0.0175	0.0175	57.29	0.9998	1.5533	89
2	0.0349	0.0349	0.0349	28.64	0.9994	1.5359	88
3	0.0524	0.0523	0.0524	19.08	0.9986	1.5184	87
4	0.0698	0.0698	0.0699	14.30	0.9976	1.5010	86
5	0.0873	0.0872	0.0875	11.43	0.9962	1.4835	85
6	0.1047	0.1045	0.1051	9.514	0.9945	1.4661	84
7	0.1222	0.1219	0.1228	8.144	0.9925	1.4486	83
8	0.1396	0.1392	0.1405	7.115	0.9903	1.4312	82
9	0.1571	0.1564	0.1584	6.314	0.9877	1.4137	81
10	0.1745	0.1736	0.1763	5.671	0.9848	1.3963	80
11	0.1920	0.1908	0.1944	5.145	0.9816	1.3788	79
12	0.2094	0.2079	0.2126	4.705	0.9781	1.3614	78
13	0.2269	0.2250	0.2309	4.331	0.9744	1.3439	77
14	0.2443	0.2419	0.2493	4.011	0.9703	1.3265	76
15	0.2618	0.2588	0.2679	3.732	0.9659	1.3090	75
16	0.2793	0.2756	0.2867	3.487	0.9613	1.2915	74
17	0.2967	0.2924	0.3057	3.271	0.9563	1.2741	73
18	0.3142	0.3090	0.3249	3.078	0.9511	1.2566	72
19	0.3316	0.3256	0.3443	2.904	0.9455	1.2392	71
20	0.3491	0.3420	0.3640	2.747	0.9397	1.2217	70
21	0.3665	0.3584	0.3839	2.605	0.9336	1.2043	69
22	0.3840	0.3746	0.4040	2.475	0.9272	1.1868	68
23	0.4014	0.3907	0.4245	2.356	0.9205	1.1694	67
24	0.4189	0.4067	0.4452	2.246	0.9135	1.1519	66
25	0.4363	0.4226	0.4663	2.145	0.9063	1.1345	65
26	0.4538	0.4384	0.4877	2.050	0.8988	1.1170	64
27	0.4712	0.4540	0.5095	1.963	0.8910	1.0996	63
28	0.4887	0.4695	0.5317	1.881	0.8829	1.0821	62
29	0.5061	0.4848	0.5543	1.804	0.8746	1.0647	61
30	0.5236	0.5000	0.5774	1.732	0.8660	1.0472	60
31	0.5411	0.5150	0.6009	1.6643	0.8572	1.0297	59
32	0.5585	0.5299	0.6249	1.6003	0.8480	1.0123	58
33	0.5760	0.5446	0.6494	1.5399	0.8387	0.9948	57
34	0.5934	0.5592	0.6745	1.4826	0.8290	0.9774	56
35	0.6109	0.5736	0.7002	1.4281	0.8192	0.9599	55
36	0.6283	0.5878	0.7265	1.3764	0.8090	0.9425	54
37	0.6458	0.6018	0.7536	1.3270	0.7986	0.9250	53
38	0.6632	0.6157	0.7813	1.2799	0.7880	0.9076	52
39	0.6807	0.6293	0.8098	1.2349	0.7771	0.8901	51
40	0.6981	0.6428	0.8391	1.1918	0.7660	0.8727	50
41	0.7156	0.6561	0.8693	1.1504	0.7547	0.8552	49
42	0.7330	0.6691	0.9004	1.1106	0.7431	0.8378	48
43	0.7505	0.6820	0.9325	1.0724	0.7314	0.8203	47
44	0.7679	0.6947	0.9657	1.0355	0.7198	0.8029	46
45	0.7854	0.7071	1.0000	1.0000	0.7071	0.7854	45

e^x değerleri

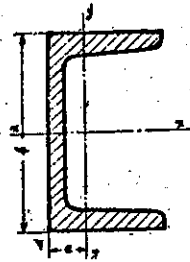
z	e ^z	e ^{-z}	z	e ^z	e ^{-z}
0.00	1.0000	1.0000	2.5	12.182	0.0821
0.05	1.0513	0.9512	2.6	13.464	0.0743
0.10	1.1052	0.9048	2.7	14.880	0.0672
0.15	1.1618	0.8607	2.8	16.445	0.0608
0.20	1.2214	0.8187	2.9	18.174	0.0550
0.25	1.2840	0.7788	3.0	20.086	0.0498
0.30	1.3499	0.7408	3.1	22.198	0.0450
0.35	1.4191	0.7047	3.2	24.533	0.0408
0.40	1.4918	0.6703	3.3	27.113	0.0369
0.45	1.5683	0.6376	3.4	29.964	0.0334
0.50	1.6487	0.6065	3.5	33.115	0.0302
0.55	1.7333	0.5769	3.6	36.598	0.0273
0.60	1.8221	0.5488	3.7	40.447	0.0247
0.65	1.9155	0.5220	3.8	44.701	0.0224
0.70	2.0138	0.4966	3.9	49.402	0.0202
0.75	2.1170	0.4724	4.0	54.598	0.0183
0.80	2.2255	0.4493	4.1	60.340	0.0166
0.85	2.3396	0.4274	4.2	66.686	0.0150
0.90	2.4596	0.4066	4.3	73.700	0.0136
0.95	2.5857	0.3867	4.4	81.451	0.0123
1.0	2.7183	0.3679	4.5	90.017	0.0111
1.1	3.0042	0.3329	4.6	99.484	0.0101
1.2	3.3201	0.3012	4.7	109.95	0.0091
1.3	3.6693	0.2725	4.8	121.51	0.0082
1.4	4.0552	0.2466	4.9	134.29	0.0074
1.5	4.4817	0.2231	5	148.41	0.0067
1.6	4.9530	0.2019	6	403.43	0.0025
1.7	5.4739	0.1827	7	1096.6	0.0009
1.8	6.0496	0.1653	8	2981.0	0.0003
1.9	6.6859	0.1496	9	8103.1	0.0001
2.0	7.3891	0.1353	10	22026	0.00005
2.1	8.1662	0.1225			
2.2	9.0250	0.1108			
2.3	9.9742	0.1003			
2.4	11.023	0.0907			



NORMAL I DEMİRİ

(DIN 1025)

Profil No	F Cm ²	I _x Cm ⁴	W _x Cm ³	I _y Cm ⁴	W _y Cm ³	I _y Cm ⁴
8	7,58	77,8	19,5	3,20	6,29	3,00
10	10,6	171,0	34,2	4,01	12,2	4,88
12	14,2	328,0	54,7	4,81	21,5	7,41
14	18,3	573,0	81,9	5,61	35,2	10,7
16	22,8	935,0	117,0	6,48	54,7	14,8
18	27,9	1450,0	161,0	7,20	81,3	19,8
20	33,5	2140,0	214,0	8,00	117,0	26,0
22	39,6	3060,0	278,0	8,80	162,0	33,1
24	46,1	4250,0	354,0	9,59	221,0	41,7
26	53,4	5740,0	442,0	10,4	288,0	51,0
28	61,1	7590,0	542,0	11,1	364,0	61,2
30	69,1	9800,0	653,0	11,9	451,0	72,2
32	77,8	12510,0	782,0	12,7	555,0	84,7
34	86,8	15700,0	923,0	13,5	674,0	98,4
36	97,1	19610,0	1090,0	14,2	818,0	114,0
38	107,0	24010,0	1260,0	15,0	975,0	131,0
40	118,0	29210,0	1460,0	15,7	1160,0	149,0
42,5	132,0	36970,0	1740,0	16,7	1440,0	176,0
45	147,0	45850,0	2040,0	17,7	1730,0	203,0
47,5	163,0	56480,0	2380,0	18,6	2090,0	235,0
50	180,0	68740,0	2750,0	19,6	2480,0	268,0
55	213,0	99180,0	3610,0	21,6	3490,0	349,0
60	254,0	139000,0	4630,0	23,4	4670,0	434,0



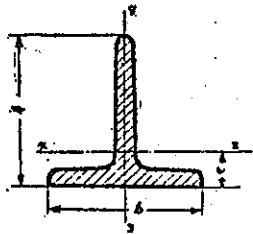
NORMAL U DEMİRİ

(DIN 1026)

$$W_x / W_y = 1,58 - 10,0$$

Profil numarası U demiri sırt genişliğinin
Cm olarak ifadesidir.

Profil No.	F Cm ²	I _x Cm ⁴	W _x Cm ³	I _x Cm	I _y Cm ⁴	W _y Cm ³	I _y Cm	e Cm
3	5,44	6,39	4,26	1,08	5,33	2,68	0,99	1,33
4	6,21	14,1	7,05	1,50	6,68	3,08	1,04	1,33
5	7,12	26,4	10,6	1,92	9,12	3,75	1,13	1,38
6,5	9,03	57,5	17,7	2,52	14,1	5,07	1,25	1,42
8	11,0	106,0	26,5	3,10	19,4	6,36	1,33	1,45
10	13,5	206,0	41,2	3,91	29,3	8,49	1,47	1,55
12	17,0	364,0	60,7	4,62	43,2	11,1	1,59	1,60
14	20,4	605,0	86,4	5,45	62,7	14,8	1,75	1,75
16	24,0	925,0	116,0	6,21	85,3	18,3	1,89	1,84
18	28,0	1350,0	150,0	6,95	114,0	22,4	2,02	1,92
20	32,2	1910,0	191,0	7,70	148,0	27,0	2,14	2,02
22	37,4	2690,0	245,0	8,48	197,0	33,6	2,30	2,14
24	42,3	3600,0	300,0	9,22	248,0	39,6	2,42	2,23
26	48,3	4820,0	371,0	9,99	317,0	47,7	2,56	2,36
28	53,3	6280,0	448,0	10,9	399,0	57,2	2,74	2,53
30	58,8	8030,0	535,0	11,7	495,0	67,8	2,90	2,70

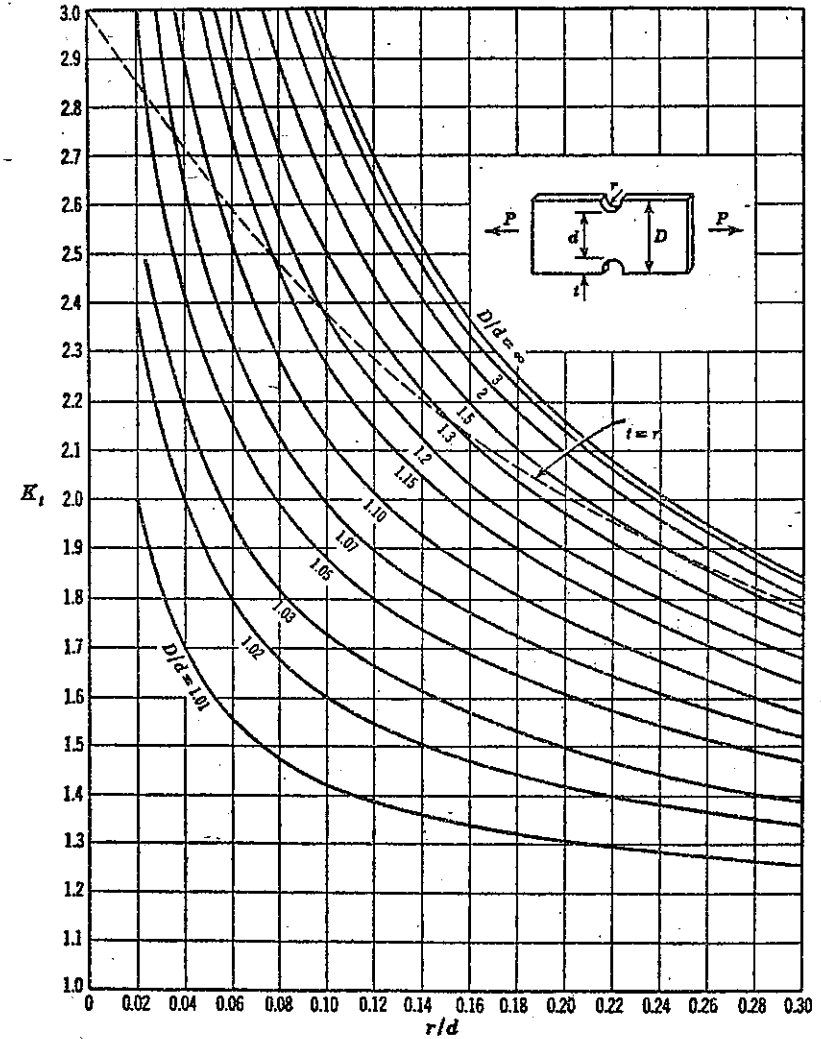


NORMAL T DEMİRİ

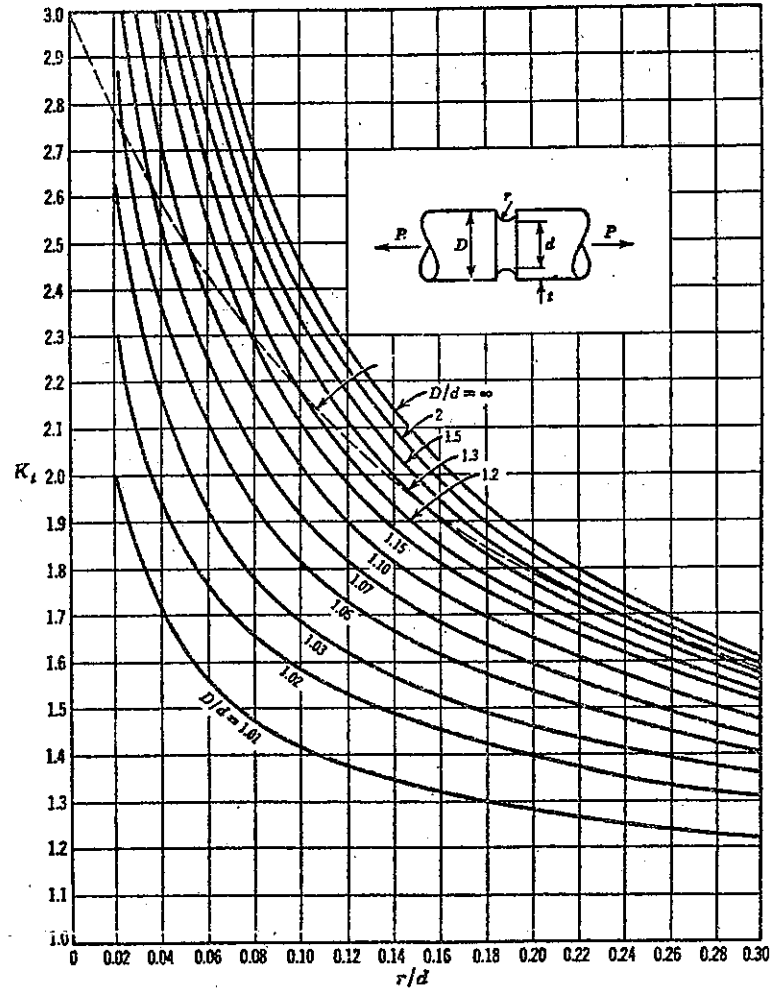
(DIN 1024)

Profil No.	F Cm ²	e Cm	I _x Cm ⁴	W _x Cm ³	I _x Cm	I _y Cm ⁴	W _y Cm ³	I _y Cm
1,5	0,82	0,46	0,15	0,14	0,43	0,08	0,11	0,32
2	1,12	0,58	0,38	0,27	0,58	0,20	0,20	0,42
2,5	1,64	0,73	0,87	0,49	0,73	0,43	0,34	0,51
3	2,26	0,85	1,72	0,80	0,87	0,87	0,58	0,62
3,5	2,97	0,99	3,10	1,23	1,04	1,57	0,90	0,73
4	3,77	1,12	5,28	1,84	1,18	2,58	1,29	0,83
5	5,66	1,39	12,1	3,36	1,46	6,06	2,42	1,03
6	7,94	1,66	33,8	5,48	1,73	12,2	4,07	1,24
8	13,6	2,22	73,7	12,8	2,33	37,0	9,25	1,65
10	20,9	2,74	179,0	24,6	2,92	88,3	17,7	2,05
12	29,6	3,28	366,0	42,0	3,51	178,0	29,7	2,45
14	39,0	3,80	660,0	64,7	4,07	330,0	47,2	2,88
16	45,8	4,20	1010,0	85,5	4,68	490,0	61,3	3,27

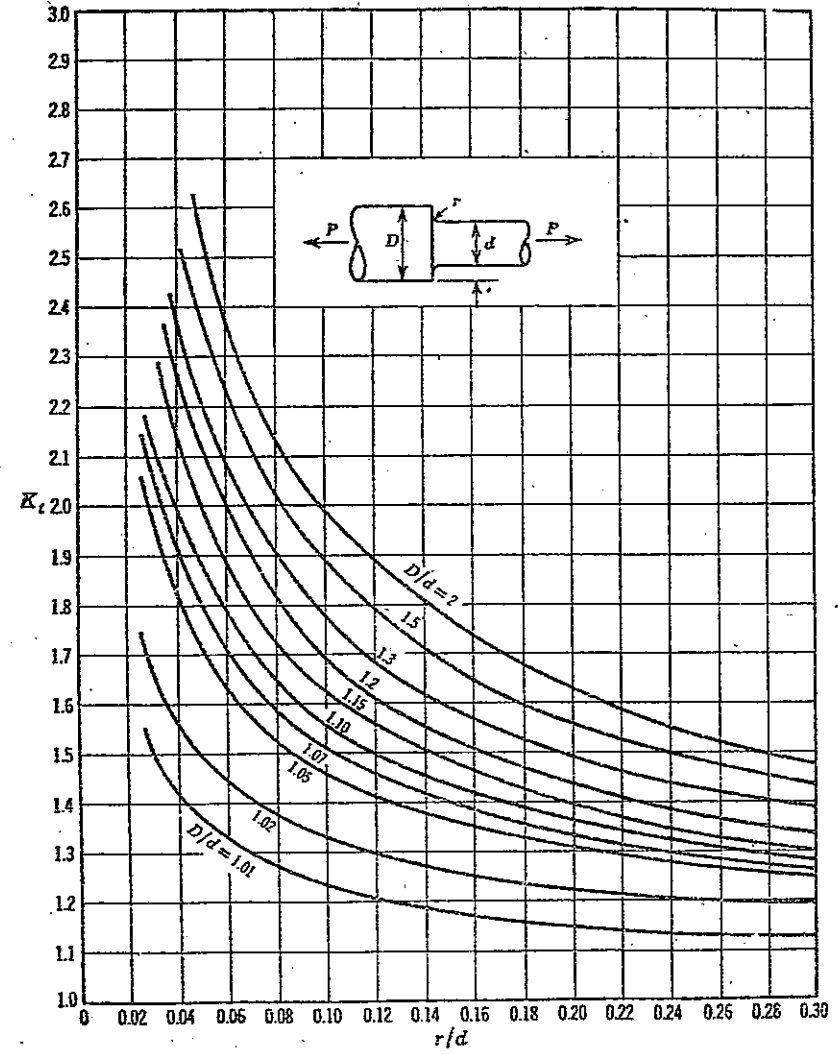
2. ÇEKMEYE VEYA BASMAYA ÇALIŞAN ÇENTİKLİ ÇUBUK



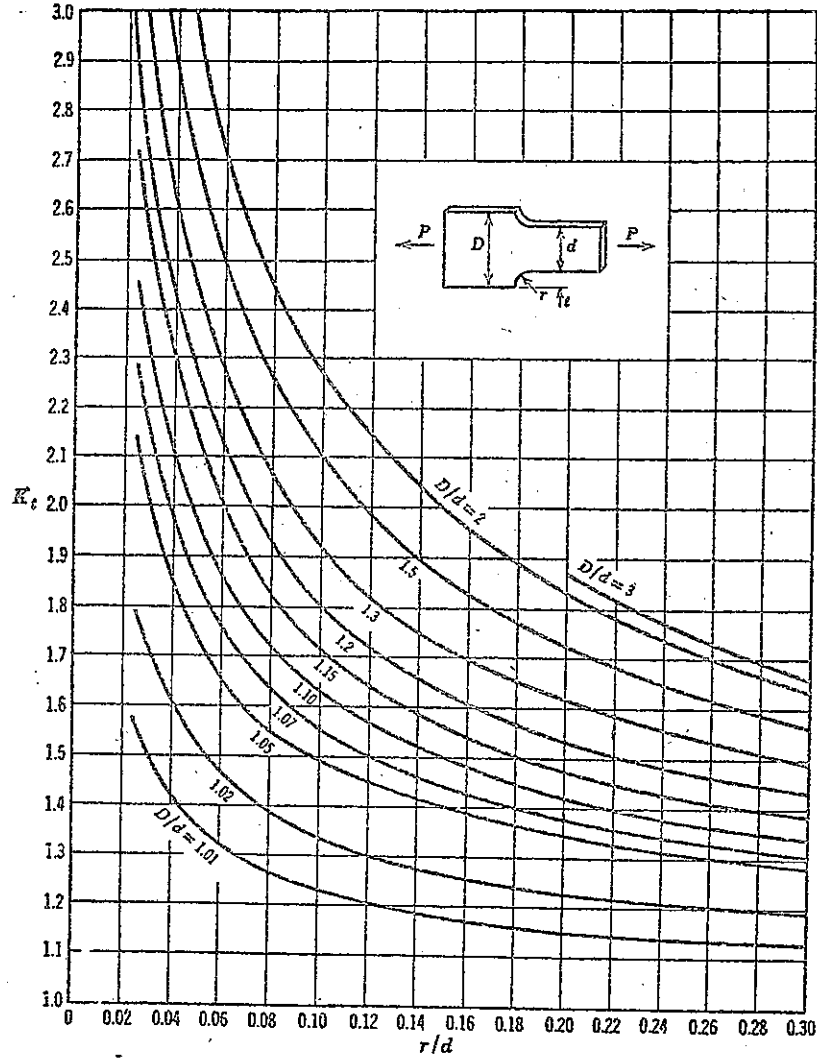
3. ÇEKMEYE ÇALIŞAN ÇENTİKLİ MİL



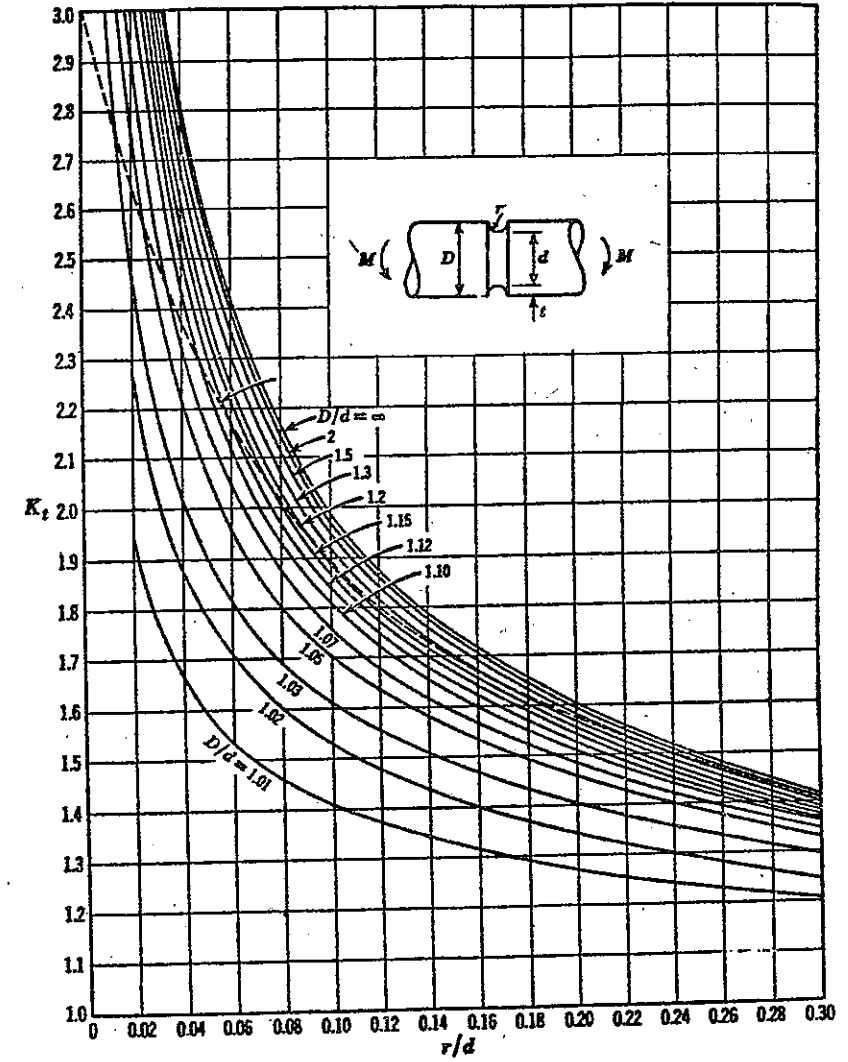
4. ÇEKMEYE ÇALIŞAN KADEMELİ MİL



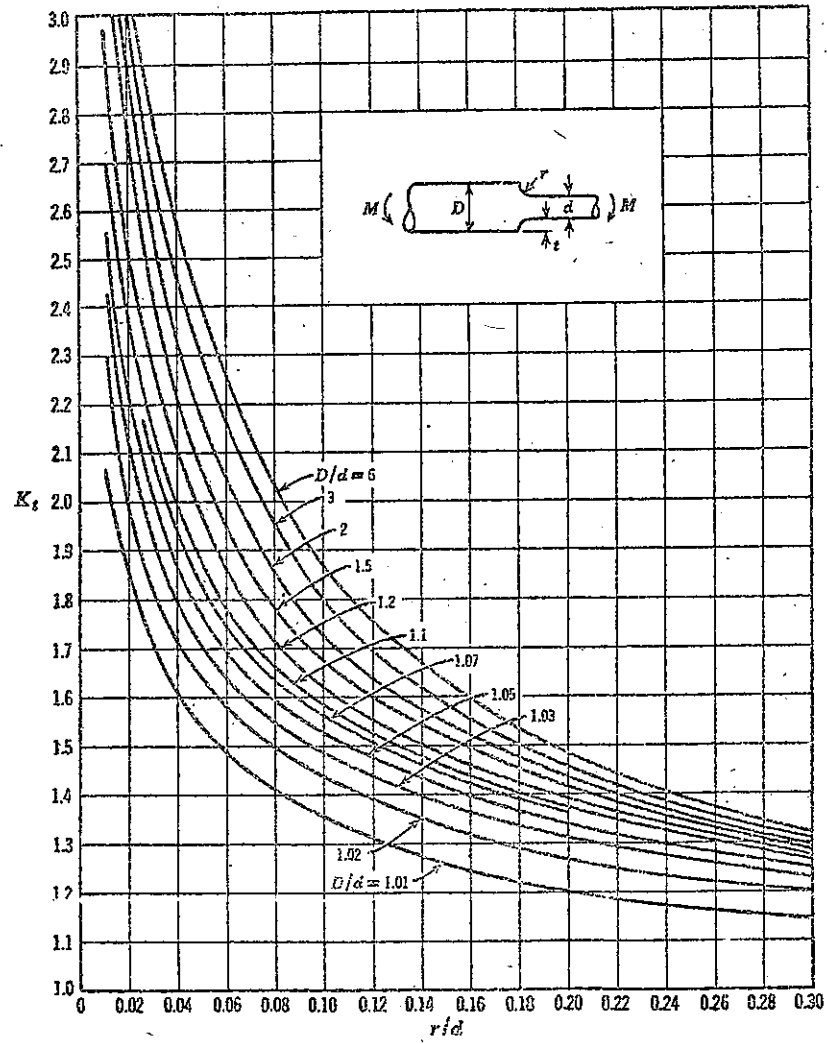
1. ÇEKMEYE VEYA BASMAYA ÇALIŞAN ANİ KESİT DEĞİŞİMLİ ÇUBUK



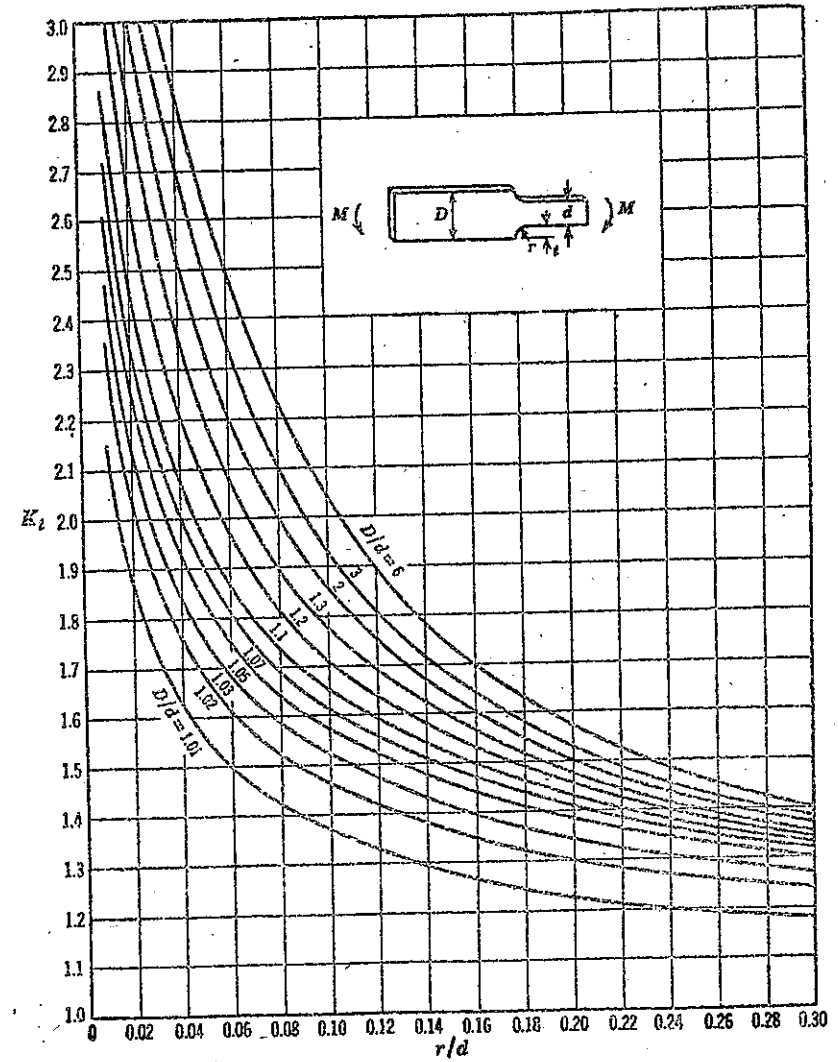
6. EĞİLMEYE ÇALIŞAN ÇENTİKLİ MİL



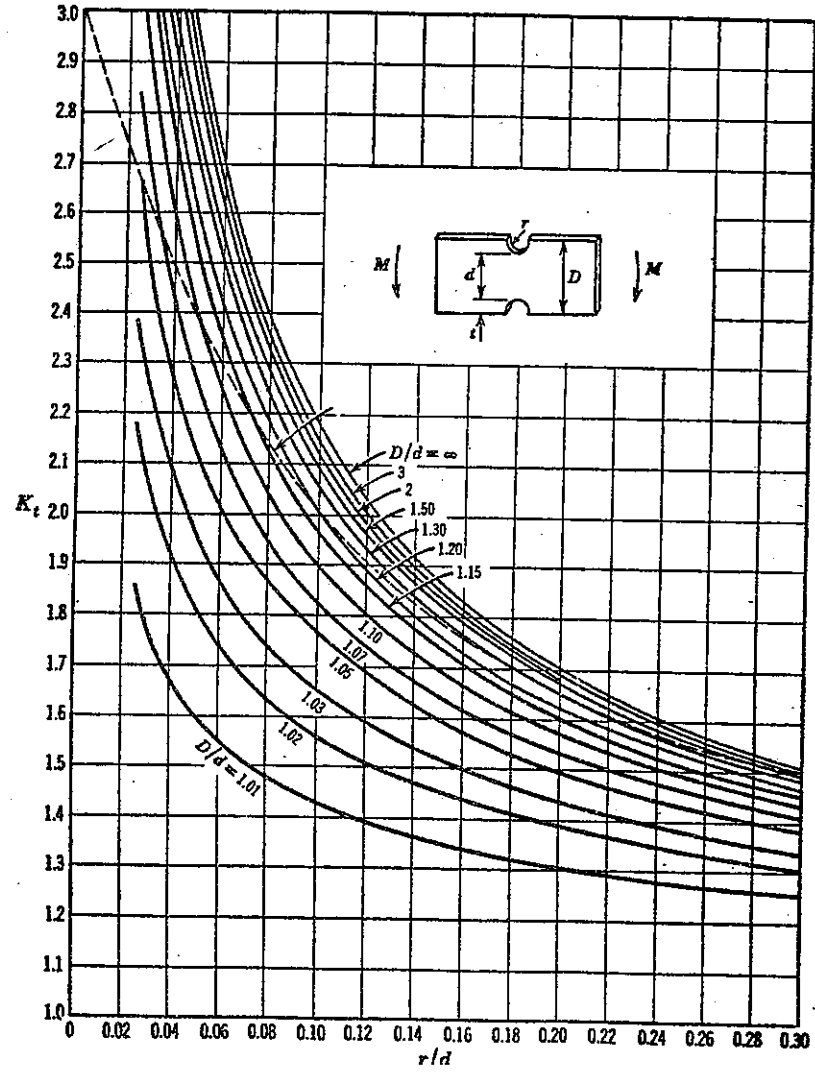
7. EĞİLMEYE ÇALIŞAN KADEMELİ MİL



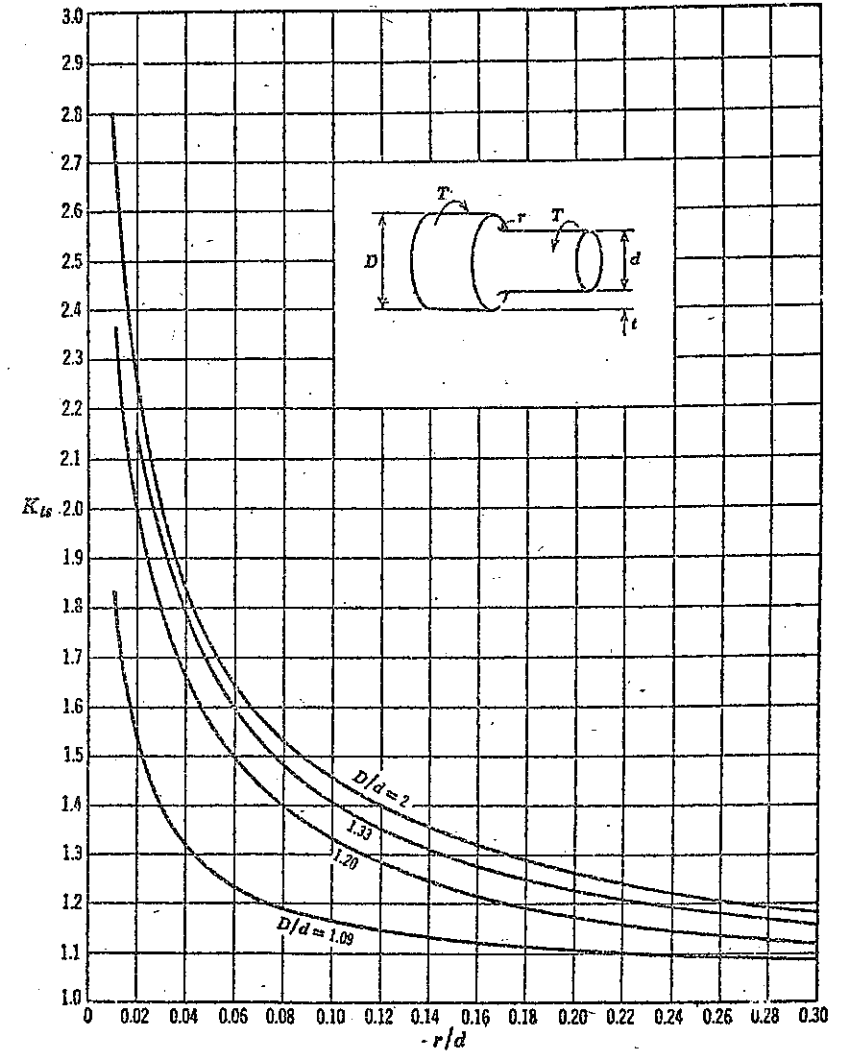
8. EĞİLMEYE ÇALIN ANI KESİT DEĞİŞİMLİ ÇUBUK



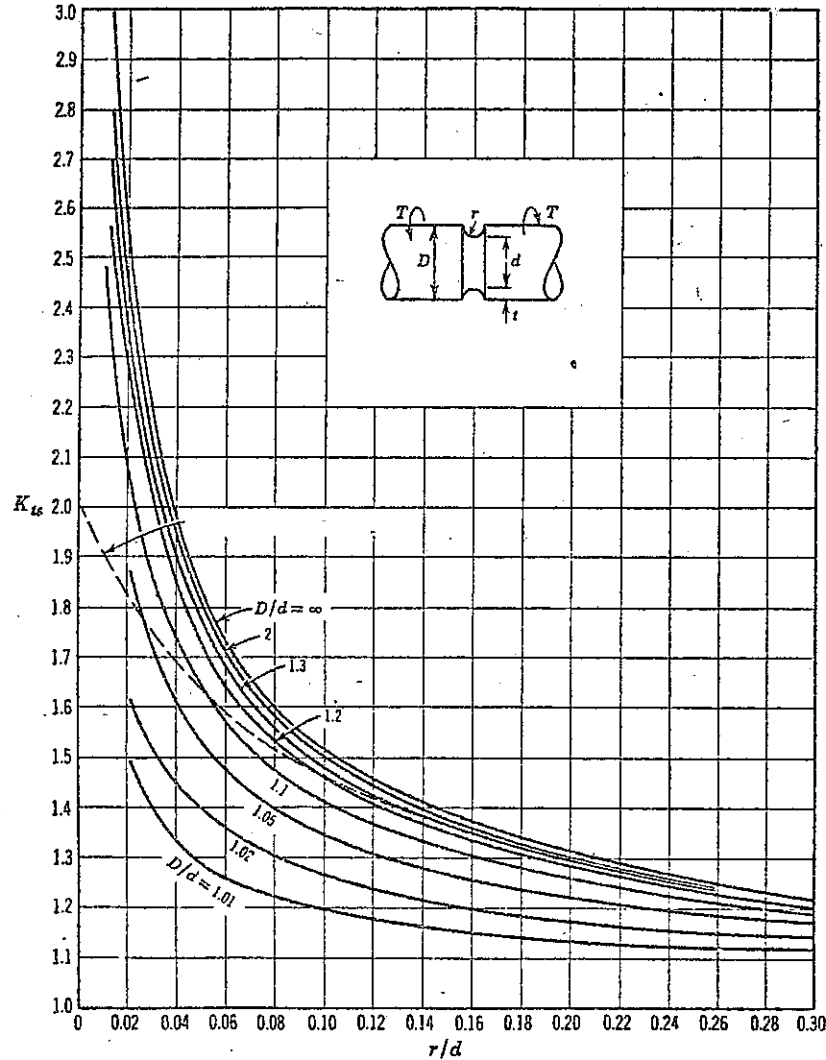
5. EĞİLMEYE ÇALIŞAN ÇENTİKLİ ÇUBUK



10. BURULMAYA ÇALIŞAN KADEMELİ MİL



9. BURULMAYA ÇALIŞAN ÇENTİKLİ MİL



Türk Standardları (TS) çok az bir farkla DIN-Standardlarının sembolleştirme prensiplerini uygulamaktadır. Gerek Türk Standardlarında gerekse DIN standardlarında uygulanan sembolleştirme şekli, kimyasal bileşim ve mekanik özellikleri (çekme kopma dayanımı) esas alan bir sistemdir; bunun yanı sıra harflerle ifade edilen kısa ve sayılarla ifade edilen geniş gösteriliş sistemleri vardır.

Alaşımsız karbonlu çeliklerde TS ye göre Fe, DIN'e göre St (St = Stahl = çelik) harfleri sembol olarak kullanılmaktadır. Örneğin Fe 37 veya St 37, minimum çekme dayanımı 37 kgf/cm² olan genel yapı çeliğidir.

Alaşımsız Kalite Çelikleri, C harfi ile ve onun ardından ortalama karbon sayısı yüz ile çarpılarak yazılır. Örneğin C 45 çeliği ortalama karbon miktarı % 0,45 olan alaşımsız kalite çeliğidir.

Alaşımlı çelikler, bileşimindeki alaşım elementlerinin yüzde miktarları ile ifade edilir. Örneğin 25 Cr Mo 4 gibi.

Alaşımsız dökme çeliğin kısa gösterilişinde dayanım özelliği (minimum çekme kopma dayanımı) esas alan sistem kullanılır. Bu çeliklerin başına TS ye göre DÇ, DIN'e göre GS harfleri ve bunun ardından minimum çekme kopma dayanımı yazılır.

Aşağıdaki cetvelde görülen değerler DIN - Standardlarından alınmıştır. (TS de bu değerler yoktur.) Cetvelde verilen değerler, ilgili malzemelerin güvenli dayanım değerleridir. Ayrıca MKE NORMU alaşımsız ve alaşımlı çeliklere ait iki cetvel karşılaştırma yapabilmek için verilmiştir.

KULLANILAN MALZEMELERİN DAYANIMLARI

Kp/cm²

I. Sabit tesir

II. Daimi artıslı tesir

III. Değişken tesir

Malzeme	Çekme σz zul			Bas. σd zul			Eğme. σb zul			Kesme τ zul			Burulma τt zul		
	I	II	III	I	II		I	II	III	I	II	III	I	II	III
St 34	1100	920	410	1100	920		1140	950	550	880	740	330	600	520	330
St 37	1200	960	460	1200	960		1300	1100	650	960	770	370	700	600	390
St 42	1250	1090	520	1250	1090		1500	1300	750	1000	870	420	800	700	430
St 50	1550	1350	700	1550	1350		1800	1600	950	1240	800	540	950	830	540
St 60	1800	1570	770	1800	1570		2100	1850	1100	1440	1260	620	1100	950	620
St 70	2100	1750	890	2100	1750		2450	2200	1290	1680	1400	710	1300	1130	730
C 22	1500	1150	800	1500	1150		1500	1200	920	1200	900	600	900	700	500
C 35	1800	1350	900	1800	1350		1800	1400	1050	1450	1050	700	1050	800	550
C 45	2100	1550	1000	2100	1550		2100	1650	1200	1700	1250	800	1250	900	600
C 60	2400	1800	1200	2400	1800		2400	1900	1400	1900	1450	950	1400	1100	750
25 Cr Mo 4	3000	2150	1350	3000	2150		3000	2300	1650	2400	1700	1050	1750	1250	800
30 Mn 5															
34 Cr Mo 4	3750	2650	1600	3750	2650		3750	2800	1900	3000	2100	1250	2200	1600	950
37 Mn Si 5															
42 Cr No 4	4000	2900	1800	4000	2900		4000	3000	2000	3200	2200	1300	2300	1700	1000
Yay çeliği	6500	5200	3500	6500	5200		7500	6000	4000	5200	4200	2800	5000	4000	2600
GS - 38	1100	850	550	1100	850		1270	900	620	880	680	360	660	510	350
GS - 45	1400	1100	700	1400	1100		1610	1270	810	1120	880	560	840	660	420
GS - 52	1500	1100	750	1500	1100		1500	1200	900	1200	900	700	900	700	450

ALAŞIMSIZ MAKİNA YAPI ÇELİKLERİ

KARBONLU ÇELİKLER

ÇELİK NORMLARIMIZ ve KARŞILIKLARI		KİMYASAL ANALİZLERİ %				
MKE NORMU	DIN NORMU	C	Si	Mn	P	S
Ç 1020	C 15	0.15 0.24	0.10 0.30	0.30 0.60	0.040 en çok	0.050 en çok
Ç 1030 +	C 22	0.25 0.34	0.10 0.30	0.60 0.90	0.040 en çok	0.050 en çok
Ç 1040 +	C 35	0.35 0.44	0.10 0.30	0.60 0.90	0.040 en çok	0.050 en çok
Ç 1040	CK 35	0.32 0.38	0.15 0.35	0.50 0.70	0.035 en çok	0.035 en çok
Ç 1050 +	C 45	0.45 0.54	0.10 0.30	0.60 0.90	0.040 en çok	0.050 en çok
Ç 1060 +	C 60	0.55 0.64	0.10 0.30	0.60 0.90	0.040 en çok	0.050 en çok
Ç 1060	CK 60	0.57 0.63	0.15 0.35	0.60 0.80	0.055 en çok	0.035 en çok

+ SERİ ÜRETİM

MKE NORMU ALAŞIMLI MAKİNA YAPI ÇELİKLERİ

İSLAH ÇELİKLERİ

ÇELİK NORMLARIMIZ ve KARŞILIKLARI		KİMYASAL ANALİZLERİ %							
MKE NORMU	DIN NORMU	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni
Ç 3130	28 NiCr 6	0.25	0.15	0.50	0.040	0.040	0.60		1.25
		0.32	0.35	0.90	en çok	en çok	0.70		1.75
Ç 3230	28 NiCr 10	0.28	0.15	0.50	0.040	0.040	0.55		2.25
		0.36	0.35	0.90	en çok	en çok	0.95		2.75
Ç 3315 +	14 NiCr 14	0.10	0.15	0.50	0.040	0.040	0.55		3.25
		0.17	0.35	0.90	en çok	en çok	0.95		3.75
Ç 3330	31 NiCr 14	0.27	0.15	0.50	0.040	0.040	0.55		3.25
		0.35	0.35	0.90	en çok	en çok	0.95		3.75
Ç 3435	35 NiCr 18	0.32	0.15	0.50	0.040	0.040	1.20		4.25
		0.38	0.30	0.70	en çok	en çok	1.40		4.75
Ç 4130 +	34 CrMo 4	0.25	0.15	0.60	0.040	0.040	0.80	0.15	
		0.34	0.35	0.90	en çok	en çok	1.10	0.25	
Ç 4140	42 CrMo 4	0.35	0.15	0.60	0.040	0.040	0.80	0.15	
		0.44	0.35	0.90	en çok	en çok	1.10	0.25	
Ç 4150	50 CrMo4	0.45	0.15	0.60	0.040	0.040	0.80	0.15	
		0.54	0.35	0.90	en çok	en çok	1.10	0.25	
Ç 5140 +	41 Cr 4	0.35	0.15	0.60	0.040	0.040	0.80		
		0.44	0.35	0.90	en çok	en çok	1.10		
Ç 6150	50 CrV 4	0.45	0.15	0.80	0.040	0.040	0.90	% V 0.08 0.13	
		0.54	0.35	1.00	en çok	en çok	1.20		
Ç 8640 +	—	0.35	0.15	0.70	0.040	0.040	0.40	0.15	0.40
		0.44	0.35	1.00	en çok	en çok	0.60	0.25	0.70

+ SERİ ÜRETİM

YUNAN ALFABESİ

Büyük harf	Küçük harf	Türkçe okunuşu
A	α	alfa
B	β	beta
Γ	γ	gamma
Δ	δ	delta
E	ε	epsilon
Z	ζ	zeta
H	η	eta
Θ	θ	teta
I	ι	iota
K	κ	kappa
Λ	λ	lamda
M	μ	mü
N	ν	nü
Ξ	ξ	ksi
O	ο	omikron
Π	π	pi
P	ρ	ro
Σ	σ	sigma
T	τ	tau
Υ	υ	upsilon
Φ	φ	fi
X	χ	ki
Ψ	ψ	psi
Ω	ω	omega

TERİMCER SÖZLÜĞÜ

Unizotrop: Cismin elastik özelliğinin farklı doğrultılarda değişik olması hali.

Hooke: Robert Hooke. (Rabirt Huk) 1635-1703. Çubukların uzamasına ait kanununu bulan Elizabeth devri İngiltere'sinde yaşamış bilim adamı.

Euler: L. Euler (Oyler) 1707-1783. Eğilmeye çalışan kirişlerde elastik eğri ile Flambaj ile ilgilenmiş bilim adamı.

Young: Thomas Young(Tomas Yang) 1773-1829. Elastisite modülünü belir-
eyen bilim adamı.

Yöner: A. Wöhler(vöhler) 1819-1914. Yorulma konusu üzerinde çalışan bilim adamı.

Mohr: Otto Mohr (Otto Mor) 1835-1918. Cülman tarafından verilmiş gerilme dairesini daha genel hâllere uygulamış bilim adamı.

Tetmajer: (Tetmayer) 1850-1905. Deneyler yaparak plastik bölgede Flam-
aj konusunu inceleyen bilim adamı.

Korozyon: Esas olarak bir oksitlenme şekli.

Frekans: Kuvvetin dakikadaki tekrar sayısı.

Plastisite: Cisimlerin, etki eden yük altında şekil değişikliğine uğraması ve yük etkisi kalkınca orijinal boyutlarına dönememe durumudur.

Normal Gerilme: Bir düzlem üzerine dik bir yönde etki eden gerilmedir.

Lastik Sınır: Malzeme üzerinde kalıcı bir şekil değiştirme bırakmak için uygulanabilecek en yüksek gerilme değerini gösteren noktaya denir.

Çekme Dayanımı: Cismin çekmede, kopmadan önce taşıyabileceği en büyük gerilmedir.

Tünme: Cisimlerin sabit yük veya gerilme altında zamanın ve sıcaklığın fonksiyonları olarak şekil değıştirme özelliğidir. (Creep; Kriip)

izotropi: Cismin bir noktasında, çeşitli yönlerde, mekanik ve diğer özelliklerin aynı olma halidir. Tersiz anizotropi'dur.

Şyapı: (homogenlik). Cismin mekanik ve diğer özelliklerinin bir noktadan diğer bir noktaya göre değişmemesi durumudur. Tersine heterojen'dir.

Özellik: Malzemenin çekmede, kopmadan büyük miktarlarda şekil değişikliğine uğrayabilme özelliğidir. Örneğin, tel çekmede olduğu gibi.

Yerleklik: Çok-az veya hiç plastik şekil değiştirme meydana gelmeden kırılma özelliğidir. Cam ve seramiklerde olduğu gibi.

Elastiklik modülü/Young modülü: Cisimlerin elastik sınır içinde birim şekil değiştirmesi başına gerilmenin artma hızıdır.

Dövülgenlik: Malzemenin basma kuvvetleri altında fazla miktarda şekil değişikliğine uğrayabilme özelliğidir. Dövme ve hadde işlemlerinde olduğu gibi.

Gerilme: Cisimlerin üzerine etki eden kuvvetin birim alana düşen değeridir.

Asal Gerilme: Kayma gerilmesinin olmadığı düzlemlerdeki normal gerilmelerdir.

Ekstansometre: Elastik veya plastik şekil değişimini ölçen, optik veya elektriksel ölçü aleti.

Fotoelastisite: Şeffaf camı ve plastiklerden yapılmış modelleri kullanarak gerilme analizi yapılabilmesini sağlayan bir optik yöntem.

Mohr Gerilme Dairesi: Gerilmeleri geometrik olarak incelemeye yarayan bir geometrik yer.

Narin Çubuk: Kesiti ufak boyu uzun olan çubuk.

Kayma Gerilmesi: Kesit üzerinde bulunan gerilmelerdir. Eğik kesitte, kesilme ve burulma sırasında bulunur.

Maksimum Kayma Gerilmesi: Mohr Gerilme Dairesinin yarıçapına eşittir.

İNDEKS

A

Ahşap, 35
Akma sınırı, 31
Ankastre birleştirme, 20
Artık gerilme, 241
Atalet momentleri, 105
Ayırma prensibi, 5

B

Basılma dayanımı, 27
Basit kirişler, 11
Beton, 34
Bileşik dayanım, 171
Boyutlama problemi, 223
Bronz, 4
Burulma dayanımı, 145
Burulma formülleri, 146
Burulma boyutlaması, 156
Burulma momenti ile
normal kuvvet, 193
Burkulma dayanımı, 203

C

Cisimlerin dayanımı, 1

Ç

Çekilme dayanımı, 33
Çekme deneyleri, 27
Çekilme dayanımı, 27
Çelik, 34
Çerçeveler, 15
Çıkmalı kirişler, 11
Çift eğilme, 194

D

Dayanım sınırları, 30
Dayanım yöntemi, 4
Dayanımın prensipleri, 4
Deri, 35
Destekli kirişler, 12
Dış kuvvetler, 24
Dirsek metodu, 32
Dökme demir, 34
Düktil, 33

E

Eğilme dayanımı, 91
Eğilme formülü, 112
Eğilme momenti ile burulma, 180
Eğilme oku, 118
Eğik kesitlerdeki gerilme, 44
Elastik sınır, 30
Euler formülü, 206
Eşdeğerlik prensibi, 6
Eş dayanımlı çubuk, 41
Eşik dayanımı, 240

F

Faturalı çubuklar, 43
Flambaj metodları, 204
Frekans tesiri, 242

G

Gerilme yığılmaları, 50
Gevrek malzeme, 26

H

Hareketli yükler, 17
Hareketsiz yükler, 17
Helisel yaylar, 158
Hiperstatik sistemler, 9
Hooke kanunu, 37

I

İç kuvvetler, 24
İki ucu ankastre kirişler, 13
İnce kenarlı silindirler, 47
İzostatik sistemler, 8

K

Kafes kirişler, 14
Katılaştırma prensibi, 4
Kayma gerilmesi, 147
Kayıcı ankastre birleştirme, 20
Kayıcı mafsallı birleştirme, 19
Kesme kuvveti, 67
Kesilme dayanımı, 22
Kirişlerde kesme kuvveti, 92

K

Konsol kirişler, 12
Kontrol problemi, 222
Kopma uzaması, 33
Korozyon, 243

M

Mafsallı birleştirme, 18
Mafsallı kirişler, 13
Mohr dairesi, 183

N

Narin çubuklar, 23
Normal kuvvet ile,
eğilme momenti, 174

O

Omega metodu, 220
Orantılı deney parçası, 27
Organik malzemeler, 37

P

Perçin bağlantıları, 70
Plastik malzeme, 36
Prizmatik çubuklu
sistemler, 9
Pülzator, 232

R

Robert Hooke, 30

S

Saint-Venont prensibi, 7
Sentetik malzemeler, 37
Sıcaklık tesiri, 242
Soğukta işlenme, 242
Süper pozisyon prensibi, 7
Sürekli kirişler, 13

Ş

Şiddetli zamanla değişen
kuvvetler, 15
Şiddetli zamanla değişmeyen
kuvvetler, 15

T

Tabii taşlar, 35
Tekil kuvvetler, 16
Tetmajer formülü, 220
Thomas young, 30
Titreşim dayanımı, 237

W

Wahl formülü, 160
Wöhler, 235

Y

Yayıllı kuvvetler, 16
Young modülü, 30
Yük-uzama diyagramı, 29
Yüzey şartları, 244

KAYNAKLAR

1. Mustafa İnan - *CİSİMLERİN MUKAVEMETİ*. 1973
2. FERDINAND L. SINGER - *CİSİMLERİN MUKAVEMETİ*. Cilt-1. 1958. Türkçe çeviri.
3. Orhan Ünsaç - *MUKAVEMET 1. CİLT*. 1963
4. WILLIAM A. NASH - *STRENGTH OF MATERIALS*. 1972.
5. Ahlberg- Zimmermann - *FESTIGKEITSLEHRE*.
6. Zimmermann - *Rittinghaus -Mechanik- Aufgaben* 2.1965.
7. Şerafettin Ali Oydaşık - *MUKAVEMET* - 1974.
8. Ahmet Numan Üz. *CİSİMLERİN DAYANIMI*. 1949.
9. Ekrem Pakdemirli - *Grafostatik ve Mukavemet*. 1973.
10. Costantin Weber. Türkçe çeviri. *MUKAVEMET*. 1966.
11. Akif TUNCER - Şevki BAYVAS - *CİSİMLERİN DAYANIMI*
12. Nurettin Curun - *CİSİMLERİN MUKAVEMETİ*. 1977.
13. Nurettin Curun - *MUKAVEMET DERS NOTLARI*. 1974.
14. TÜRK STANDARTLARI - *ÇEKME DENEYLERİ* - (Metalik Malzeme için) TS 138/Mart 1978
15. G. HABERLAND. Türkçe çeviri. *MEKANİK VE MUKAVEMET*. 1944.
16. S. Timoshenko. Türkçe çeviri. *CİSİMLERİN MUKAVEMETİ*. 1956
17. R.C. STEPHENS - *STRENGTH OF MATERIALS*. 1974.
18. Makina Mühendisliği el kitabı. Cilt 1. 1976.
19. EGOR P. POPOV. Türkçe Çeviri. *MUKAVEMET*. 1976.
20. MKE NORMU ÖZEL NİTELİKTE ÇELİK TORLERİ KATALOĞU. 1978