

SCHAUM'S OUTLINE SERIES

TEORİ VE PROBLEMLERLE

MAKİNA DİZAYNI

HALL, HALOWENKEN, LAUGHLIN

320 ÇÖZÜLMÜ PROBLEM

McGRAW-HILL BOOK COMPANY

SCHAUM'S OUTLINE SERIES

TEORİ VE PROBLEMLERLE

MAKİNA DİZAYNI

ALLEN S. HALL, JR., M.S.M.E., Ph.D.

Professor of Mechanical Engineering, Purdue University

ALFRED R. HOLOWENKO, M.S.

Professor of Mechanical Engineering, Purdue University

HERMAN G. LAUGHLIN, M.S.M.E.

Associate Professor of Mechanical Engineering, Purdue University

Adapted and converted to SI units by

P. C. HILLS, D.I.C., C.Eng., M.I.Mech.E.

and

M. D. BENNETT, B.Sc. (Eng), C.Eng., M.I.Mech.E.

ÇEVİREN:

DR. YAŞAR PANCAR

MAKİNA YÜKSEK MÜHENDİSİ

SCHAUM'S OUTLINE SERIES

McGraw-Hill Book Company

21-5-1986
Görüt Baltacı
Saltan

1961 Baskısından birimler Metrik Sisteme çevrilerek
tercümede edilmiştir.

GENEL DAĞITIM:
BİLİM TEKNİK KİTAPevi
P.k.75 Bahçelievler-İstanbul

Biricik Anneme ve Babama

ÇEVİRENİN ÖNSÖZÜ

Çevirisini yaptığım Makina Dizaynı ve problemleri adlı kitap teorik çalışmaların yanısıra öğrencilere pratik uygulama imkanı verecektir. Kitabın son bölümünde verilen proje konularının öğrencilerce incelenmesi ve bunların çözüme kavuşturulması bu daldaki bilgilerinin artmasına neden olacaktır.

Tüm Meslekdaşlarıma ve Öğrenci arkadaşlarıma yararlı olması dileğiyle.

Dr.Yaşar Pancar

Giriş

MÜHENDİSLİK DİZAYNI, istenen fonksiyonların gerçekleştirilmesinde makineler, yapılar, sistemler veya presesler için yapılan plânların yaratılmasıdır.

DİZAYN PROSESLERİ aşağıdaki maddelerden oluşmaktadır.

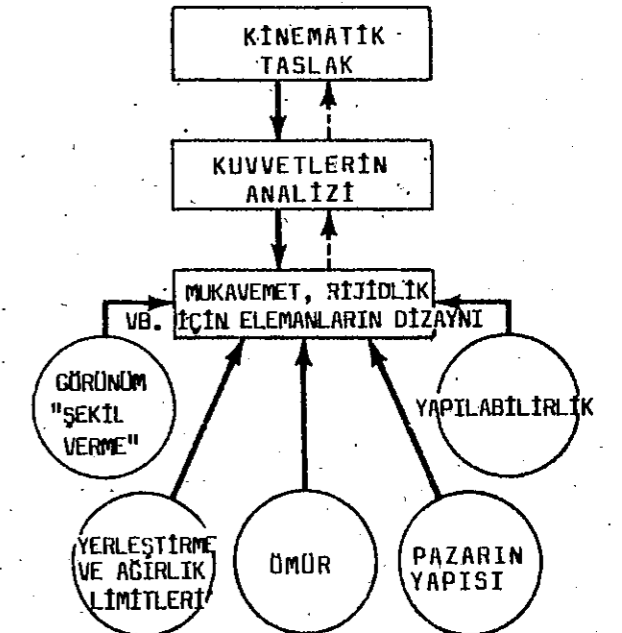
- (1) İhtiyacın tanımı ve bu ihtiyacın genel terimlerle beyanı, bu prensipleri açıklar.
- (2) Problemin çözümü için çeşitli plânların ele alınması ve daha detaylı incelenecek olan bir tanesinin seçimi. Özel araştırmalarla takviye edilmiş fizibilite çalışmaları, prosesde bu safhanın bir özelliğidir.
- (3) Seçilmiş makine, yapı, sistem veya prosesin avam projeleri. Bu daha geniş genel özellikleri oluşturur ve büyük parçalar için özelliklerin kaleme alınmalarına imkan yaratır.
- (4) Bütün parçaların dizaynı ve gerekli resimlerin ve detay özelliklerin hazırlanması.

Dizayn prosesinin ilk safhalarında dizayn yapan kişi yaratıcıdır. Burada onun zekası ve tasarılanabilen düşünme gücünün tam anlamıyla ortaya koyulması gerekir.

Komple bir dizayn için gerekli resimler ve detay özellikleri çok sayıdaki kararların bir kayıdır. Dizayn yapan kişi, daha ilerideki dizayn prosesi safhalarında, sadece karar üreticisi durumundadır. Onun, amprik özelliklerle verilmiş, ilmi prensiplerden harekete geçmesi şarttır. Mamafih, bilimin, kararların gerçekleştirileceği limit değerleri tesis ettiği bilinmektedir. Ayrıca, belirgin bir karar için etkilerin istatistikî görünümünde vermektedir. Sonuçta karar sadece dizayn yapan kişi tarafından verilmektedir. Böylece, karar verme, iyi bir dizayn yapan kişi için bariz karakteristiklerden birisidir.

BİR MAKİNEİN DİZAYNI, yandaki şekilde görüldüğü gibi bir akış planı takip etmelidir.

Genel özelliklerin tespit edilmesinden sonra, kinematik düzenleme, veya makinenin iskeleti kurul-



Şekil. 1-1

lıdır. Bunu da kuvvet analizi takip eder. (Dinamiğin önemli bir yer tuttuğu dizaynlarda, hareketli parçaların kütleleri henüz bilinmemektedir.) Bu bilgiyle makinenin elemanları dizayn edilebilir. (Deneylerle, zira kuvvetler tam olarak bilinmemektedir.) Sonra daha hassas kuvvet analizi yapılır ve dizayn tashih edilir. Son kararlar, mukavemet, rijidilik, görünüm, ağırlık ve yerleştirme sınırlamaları, malzemelerin elverişlilikleri ve imalat teknikleri, vb. den başka birçok faktörün etkisi altında olup değişebilir.

Bu problemin basitleştirilmesi anlamına gelir, fakat yine de faydalı bir özetin akılda kalması yerinde olur. Söz konusu tedbirlerin hiçbirisi diğerlerinden bağımsız değildir. Diyagramdaki kırıklı çizgili oklarla gösterildiği üzere, sürekli bir geri akış söz konusudur. Meselâ, parçaların ilk deneme dizaynından sonra, dinamik analiz istenmeyen yüksek bir atalet gösterebilir, ve makinenin kinematik planının değiştirilmesini gerektirebilir.

Kinematik, statik, dinamik ve malzemelerin mukavemetine gereken önem gösterilmek şartıyla, matematik ve fiziğin, makine dizaynında temel kabul edilecek bilim dalları olduğu bilinmelidir. Mamafih, Dizayn yapanların ekipmanlarına önemli sayılacak katkıları olamayan, mühendislik ilk müfredat programı içinden, teknik veya teorik eğitimlerden birini seçip çıkarmak oldukça zordur. Bunlar arasında, resimler, ekonomi, metalurji, termodinamik ve ısı transferi, akışkanlar mekaniği ve elektrik devre teorisi bulunmaktadır. Makine dizaynına başlayacak bir öğrencinin bu alanlardan hepsine hazırlıklı olması gerekir.

Özellikle Mekanikten seçilen, aşağıdaki problemler ve metin sorularına ait liste, okuyucunun kendisini bu basit konu üzerinde imtihan etmesini sağlayacaktır. Herhangi bir yardım olmaksızın, en azından % 90 nuna cevap verebilmelidir. Aksi takdirde biraz daha Mekanik bilgisi almak zorunda olacaktır.

GÖZDEN GEÇİRİLECEK MEKANİK SORULARI

(Makul çalışma süresi 3 saattir. Cevaplar bu bölümün sonunda verilmiştir.)
Kroki yapılmasına izin veriniz. Neticeler için doğru birimler veriniz.

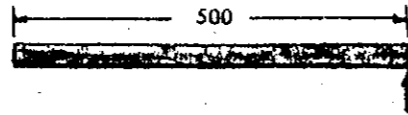
1. Mekanik verimin %85 olması şartıyla, 2kN luk bir yatay karşı koyan kuvvetle düzgün doğrusal bir yolda, 100km/h lik bir hızda hareket edecek bir araba için gerekli güç ne kadardır?
2. 150 Nm lik sürekli bir torkun tatbikiyle, sabit bir hızda, bir vidanın çevrilebilmesi için ne kadar iş yapılır?
3. 250 mm çapındaki bir kasnak iki yatakla taşınmaktadır. Yataklar arasındaki mesafe 750 mm dir. Kasnak kayışla tahrik edilmektedir. Gergin taraftaki kayışta 2,7kN luk, bir gevşek tarafta ise 900 N luk gerilme bulunmaktadır. Gücün, milin bir ucundan esnek bir kaplinle alındığı düşünülerek, maximum eğilme momentiyle, maximum burulma momentini hesaplayınız.
4. Serbest döner bir kasnaktan geçirilen bir ipin bir ucunda 100 kg lık kütle ve diğer ucunda ise 25 kg lık kütle asılı haldedir. Sürtünmeyi ve kasnağın kütlelerini ihmal ederek, ipteki gerilmeyi tayin ediniz.
5. Bir A şekli oluşturmak üzere, üç düzgün doğru eleman pim kullanılarak birleştirilmiş olup, tüm sistem sürtünmesiz bir düzlem üzerinde durmaktadır. Baştaki pim aşağıya doğru bir F kuvveti ile yüklemiştir. Her eleman için serbest cisim diyagramını çiziniz. Kuvvetleri etkiledikleri noktalarda yönleriyle gösteriniz.
6. (a) Alanın, ikinci momentinin matematiksel tanımı nedir?
(b) Merkezden geçen eksenin tabana paralel olması halinde, dikdörtgen

bir kesitin alanının ikinci momentinin $bd^3/12$ olduğunu hesaplayarak gösteriniz.

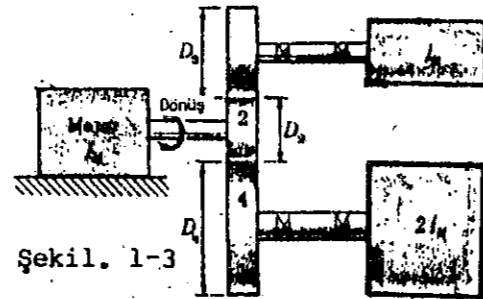
- (c) (b) maddesi için kesit modülünün $bd^2/6$ olduğunu gösteriniz.
- (d) Dairesel bir kesit için alanın ikinci momentinin $d^4/64$ olduğu varsayılarak, dış çapı 100 mm ve iç çapı 50 mm olan boş bir mil için alanın ikinci momentini hesaplayınız.
- (e) Yüksek bir hasasiyetle, düzgün şekilli olmayan bir alanın ikinci momentinin ne kadar bir yaklaşımla hesaplanabileceğini gösteriniz.

7. Bir elektrik motorunun rotoru 100 mm çapında ve 5kg ağırlığındadır. Sabit elektrik torkunun 2,25 Nm ve istenen süre içinde herhangi bir dış yük bulunmadığı göz önünde tutulacak olursa, motor dönüş hızının 0 dan 1000 d/dk ya çıkarmak için gerekli zaman ne kadar olur.
8. Eğilme momentini tarif ediniz. Eğilme momentinin işaretini tayin için ne gibi bir usul vardır? Bunu uçlarından kısa kesitler alınmış bir çubuk için gösteriniz. Çubuk öyle yüklenmiş olsun ki sol uç tarafında pozitif eğilme momenti ve sağ uç tarafında ise negatif eğilme momenti ortaya çıkabilsin.
9. Eğer bir yay 2kN luk bir yük altında 50mm lik bir açılım göstermiyorsa, bu yükün bir derece kadar artırılmasıyla yay ne kadar enerji absorbe edebilir?
10. 1 Hp = 0,746 kW olduğunu gösteriniz.
11. Aşağıdaki şartlar için, çubuk eksenine dik kesitteki gerilme dağılımlarını grafiksel olarak gösteriniz.
 - (a) Eğilme gerilmesi, Mc/I , basit bir çubukta (1) nötr eksenine göre simetrik ve (2) kesitin nötr eksenine göre asimetrik.
 - (b) Çeki gerilmesi veya basma gerilmesi, P/A , kesitin herhangi bir noktasındaki aksel yüküne göre.
 - (c) Burulma gerilmesi, $T\rho/J$, dairesel kesitin herhangi bir noktasındaki tatbik edilen torka göre.
 - (d) Kesme gerilmesi, VZ/Ib , dikdörtgen kesitli (1), dairesel kesitli (2) ve simetrik I kesitli basit bir çubukta.
12. (a) Bir makine parçası öyle yüklenmiştir ki, belli bir noktasındaki 3 gerilme için 600 kPa lık çeki, 800 kPa lık çeki ve 0 değerleri bilinmektedir. Adı geçen nokta için kesme gerilmesi değeri ne kadardır?
(b) Üç esas gerilme değeri, 600 kPa basma gerilmesi, 800 kPa çeki gerilmesi ve 0 olduğuna göre yukarıdaki gibi kesme gerilmesi değerini hesaplayınız.
13. (a) Bir adam elindeki halatın bir ucunu bir ağaca bağlamakta, diğer diğer ucuna ise 1000 N luk bir kuvvet tatbik etmektedir. Halatta ortaya çıkacak çeki gerilmesi değeri ne olur?
(b) Eğer halatın bir ucundan 1000 N luk bir kuvvet tatbik edilecek olursa, halattaki çeki gerilmesi ne kadar olur?
14. Lastik dış çapı 0,9m olan bir kamyon 18 m/sn lik bir hızla hareket etmektedir. Belli bir anda, lastik tırnağının yerden en uzakta bulunduğu noktadaki hızı ne olur? Bu şartlar altında tekerleklerin açılma hızı (d/dk)nı hesaplayınız. Toprak ile temas noktasındaki dişin itmesi ne kadardır?
15. 176mm lik ortalama çapa sahip bir konik dişli, en yakın yataktan 350mm uzaklıktaki mile tespit edilmiştir. Konik dişli üzerindeki yük bileşenleri, teğetsel olarak, $F_t = 5kN$; radyal olarak, $F_r = 3kN$. ve aksel olarak, $F_a = 2kN$. dur.
 - (a) Her kuvvetten doğan mildeki torku hesaplayınız.
 - (b) Her kuvvetten doğan mildeki eğilme momentini hesaplayınız.
 - (c) Ayrıca mildeki toplam ve bileşke eğilme momentini hesaplayınız.

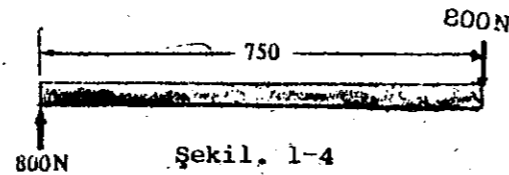
16. Bir hız düşürücüsünde hız oranı 10:1 dir. 1000 d/dk lık bir tecrübede 50 N m lik bir çıkış torku için 6N m lik bir giriş torku gerekmektedir. Hız düşürücünün verimi ne olur? Hesaplayınız.
17. Yatay hareket eden bir bantlı konveyöre, bunkerin tabanından kum dökülüyor. Konveyörün 610 m/dak lık bir hızla ve kumunda 6800 kg/dak lık bir debide olduğu biliniyor. Konveyörü hareket ettirmek için gerekli güç ne kadar olur? Konveyör çevirici mekanizmasındaki sürtünmeyi ihmal ediniz.
18. Bir AB çubuğunun A noktasına 2kN luk bir kuvvet tatbik edildiğinde B ucunda 4mm lik bir sehim görülmektedir. A ucundaki 1mm lik sehime neden olacak A ucundaki kuvveti hesaplayınız.
19. Bir planet dişli sistemindeki bir planet dişli öyle hareket etmektedir ki, dişli merkezinin hızı 12m/sn dir. Dişlinin açısal hızı ise 20 rad/sn dir. Kinetik enerjiyi hesaplayınız? Dişlinin 150mm çapında ve 5kg ağırlığında dolu bir malzemedan imal edildiğini kabul ediniz.
20. Yay-kütleli bir amortisör sisteminde tek dereceli serbestlik derecesine ait hareket $8\ddot{x} + 5\dot{x} + 12x = 0$ differensiyel denklemiyle verilmektedir. Titreşimin frekansını hesaplayınız. (Kullanılan birimler kg, m ve s dir.)
21. Bir bağlama çubuğu öyle hareket etmektedir ki bir ucu diğerine göre 600 m/sn^2 lik relatif bir ivmeyle hareket edebilmektedir. İki noktayı birleştiren hat 200mm olduğu zaman aralarındaki açı 30° dir. Açısal hızı ve açısal ivmeyi hesaplayınız.
22. Çelik birtel seçilen birdireğe iki sefer sarılmıştır. Telin bir ucuna P, diğer ucuna ise 3000 N luk bir kuvvet tatbik edilmektedir. 0,15 lik sürtünme katsayısı için, (a) P kuvveti yönünde teli hareket ettirmek için gerekli P kuvvetini, (b) 3000N luk kuvvet yönüne telin hareketini önlemek için gerekli P' kuvvetini tayin ediniz?



Şekil. 1-2



Şekil. 1-3



Şekil. 1-4

23. Ağırlığı 100N olan bir blok yatay bir düzlem üzerinde durmaktadır. Sürtünme katsayısı 0,3 dür. Yatay düzleme paralel yönde (a) 10N, (b) 20N, (c) 30N (d) 40N kuvvetleri bloğa etkileyecek olursa doğacak sürtünme kuvvetlerini hesaplayınız.
24. Şekil. 1-2 de görülen çelik çubuk 500mm boyunda 2,5mm eninde ve 25mm kalınlığındadır. Çubuk sürtünmesiz olmak şartıyla durduğu bir düzlemde iken bir ucuna ani olarak 800N luk kuvvet tatbik ediliyor. (a) Maximum eğilme momentini ve (b) maximum eğilme gerilmesini tayin ediniz.
25. Şekil. 1-3'de görüldüğü üzere, atalet momenti I_M olan bir motor rotoruna belli bir tork tatbik edilmektedir. Pinyon iki dişliyi çevirmektedir. Bunlardan birisi

atalet momenti I_M olan kütleyle irtibatlanmıştır. Diğeri ise atalet momenti $2I_M$ olan kütleyle irtibatlıdır. Dişli oranı $R_1 = D_3/D_2$ sabit olup 3 e eşittir. Maximum açısal hız verecek 4 nolu dişlinin dişli oranı $R_2 = D_4/D_2$ ne olacaktır? Dişlilerin kütleleri ihmal edilecektir.

26. Şekil 1-4'de görülen çelik çubuk 750mm uzunluğunda, 25mm eninde ve 25mm kalınlığındadır. Çubuk sürtünmesiz yatay bir düzlem üzerinde sürtünmesiz olarak durmaktadır. İki eşdeğer ve ters kuvvetler (800N) uçlara ani olarak tatbik edilmektedir. Çubuğu rijid kabul ederek, (a) Maximum eğilme momentini, (b) maximum eğilme gerilmesini tayin ediniz.

MEKANİK PRENSİPLERİNİN YETERLİ BİR ŞEKİLDE makine elemanlarının dizaynına ve rasyonel analize tatbiki ancak tecrübeyle geliştirilebilir. Takip eden bölümlerde, çeşitli problemlerle, tecrübeleri geliştirmek için tertiplenmiştir. Öğrencinin, her bölüm için aşağıdaki çalışma planına uyması istenmektedir.

- (1) Teori ve prensip özetlerini okuyunuz.
- (2) Çözülmüş problemleri gözden geçirin. Kağıt ve kalem kullanınız. Verilen ipuçlarını kullanarak bütün detayları kendiniz geliştiriniz. (Bazı problemler fazla detaylandırılmıştır. Bazılarında ise bazı ara hesaplamalar ihmal edilmiştir.)
- (3) Verilen diğer problemleri çözünüz. Problemi okuduktan sonra hangi teoremi uygulayacağınızı kendinize sorunuz. Yardımın gerekliliğine inanıyorsanız, daha önceki benzer problemlere başvurunuz. Yaptığınız bu çalışmayı daha ilerideki çalışmalarınız için saklayınız.
- (4) Aklınızda yer edinceye kadar teori özetlerini tekrar çalışınız.

Cevaplar - Bölüm 1

1. 65,3W
2. 942J
3. $M_b = 675 \text{ N m}$, $T = 225 \text{ N m}$
4. 392N
5. Kenarlar üç kuvvet elemanıdır.
6. Herhangi bir mekanik kitabına başvurunuz.
7. 0,523s
8. Herhangi bir mukavemet kitabına başvurunuz.
9. 50J
10. Herhangi bir Mekanik kitabına başvurunuz.
- 11.
12. (a) 400kPa, (b) 700kPa
13. (a) 1000N, (b) 1000 N
14. 36m/s, 382 d/dk, 720m/s²
15. (a) 2kN dan dolayı Tork = 0, 3kN dan dolayı = 0 5kN dan dolayı = 440N m (b) 2kN dan dolayı eğilme momenti = 176N m, 3kN dan dolayı 1050N m, 5kN dan dolayı 1750N m (c) 1956N m
16. 83,3%
17. 1150N
18. 500N
19. 4000J
20. 1,225 rad/s
21. 16,1 rad/s, 150 rad/s²
22. $P = 19,770 \text{ N}$, $P' = 455 \text{ N}$ 455N
23. (a) 10N, (b) 20N, (c) 30N, (d) 30N
24. 59,2N m, 21,7MN/m²
25. $R_2 = \sqrt{1,8} = 1,34$
26. 57,7N m, 21,1MN/m²

Küçük Makine Parçalarındaki gerilmeler

MAKİNE DİZAYNINDA, diğer isteklerin yanısıra, maximum gerilmeleri emniyetli olarak taşıyabilecek makine elemanlarının doğru olarak boyutlandırılması yapılrki, elemanlar ayrı ayrı veya birlikte eğilme, burulma, aksenal veya enine yüklere maruz kalabilmektedir. Genel olarak, sünek malzemeler, yumuşak kırılğan malzemeler, dökme demirde ve bazı sert çeliklerde olduğu gibi çekme ve basma gerilmesi esas alınarak maximum normal gerilme hesaba katılarak dizayn edilirler.

MAXİMUM VE MİNİMUM NORMAL GERİLMELER, $s_n(\max)$, veya $s_n(\min)$, çekme veya basma gerilmeleri olarak, genel anlamda, bir partikül üzerindeki iki boyutlu yükleme için

$$(1) s_n(\max) = \frac{s_x + s_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{s_x - s_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$(3) s_n(\min) = \frac{s_x + s_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{s_x - s_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

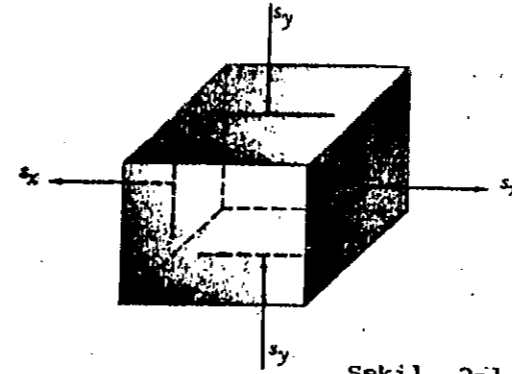
ile ifade edilebilir. (1) ve (2) ifadeleri cebirsel maximum ve minimum değerlerini vermektedir. Burada,

s_x , ele alınan kritik noktadaki kesite normal olarak doğan çekme veya basma gerilmesidir ve eğilme veya aksenal yüklerden veya her ikisinin kombinasyonundan ortaya çıkar. s_x çekme gerilmesi olarak ele alınıyorsa (+) basma gerilmesi olarak ele alınıyorsa (-) işaretiyle belirlenir.

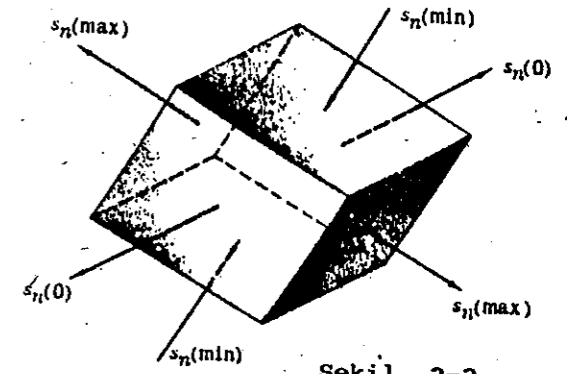
s_y , Aynı kritik noktada ve s_x gerilmesine normal olan gerilmedir. Bu gerilmede uygun cebirsel işaretle belirlenmelidir.

τ_{xy} , Y eksenine normal olan kesme gerilmesidir. (xz düzlemi) ve aynı şekilde x eksenine normal olan düzlemdeki kritik noktaya etkiyen kesme gerilmesi olarak da tanımlanabilir. (yz düzlemi) Bu kesme gerilmesi burulma momentinin, enine yüklerden veya bunların ikisinin kombinasyonundan ortaya çıkabilir. Bu gerilmelerin birbirlerine göre durumları Şekil. 2-1'de görülmektedir.

$s_n(\max)$ ve $s_n(\min)$ asal gerilmeler olarak tanımlanırlar, birbirleriyle 90° lik açı yapan düzlemlerde oluşur ve bu düzlemlerde asal düzlemler adını alırlar. Bunlar aynı zamanda 0 kesme gerilmesinin ortaya çıktığı düzlemlerdir. İki boyutlu yüklemelerde, üçüncü ana gerilme 0 olmaktadır. Asal gerilmelerin birbirlerine göre durumları Şekil. 2-2'de görülmektedir.



Şekil. 2-1

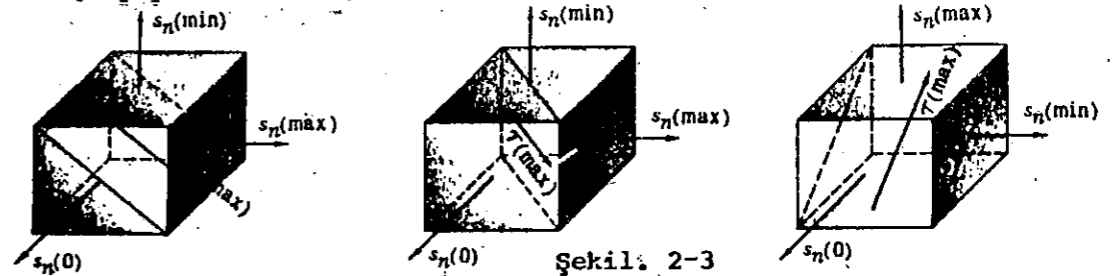


Şekil. 2-2

Araştırılan kritik noktadaki, MAXİMUM KESME GERİLMESİ, $\tau(\max)$, üç asal gerilmeden herhangi iki tanesi arasındaki en büyük farkın yarısına eşittir. (0 olan asal gerilmelerden hiçbirisini ihmal etmeyiniz.) Böylece, herhangi bir partikül üzerinde, iki boyutlu gerilmeye neden olan, iki boyutlu yükleme için,

$$\tau(\max) = \frac{s_n(\max) - s_n(\min)}{2} \text{ veya } \frac{s_n(\max) - 0}{2} \text{ veya } \frac{s_n(\min) - 0}{2}$$

dır. Netice, hakikaten numerik olarak en büyük değerdir. Maximum kesme gerilme düzlemleri 2-3'de görüldüğü üzere, asal düzlemlere, asal düzlemlerle 45° lik açı yapmaktadırlar.



Şekil. 2-3

(1) ve (2) ifadelerinin tatbiki, ancak s_y , s_x ve τ_{xy} nin makine elemanındaki kritik nokta için hesaplanmasından sonra gerçekleşebilir. Kritik noktada tatbik edili yükler maximum kombine gerilme etkilerini üretmektedirler. Bir çubukta, aşağıda verilenler örnek gerilmeler olup, aynı noktaya etki ettikleri takdirde (1) ve (2) no'lu ifadelere katılabilirler.

s_x ve $s_y = \pm \frac{Mc}{I} \pm \frac{P}{A}$, Bu gerilmelerin (+) veya (-) işareti alacağı, bunların çekme veya basma gerilmeleri olmasına bağlı olduğu hatırlanmalıdır.

$\tau_{xy} = \frac{Ty}{J} + s_v$, dairesel kesitler için (Bu gerilmeler paralel oldukları zaman).

M = Eğilme momenti, N m

c = Nötr eksen den dış yüze olan mesafe, m

r = Dairesel kesit yarıçapı, m

I = Kesitin atalet momenti, m^4

P = Aksenal yük, N

A = Kesitin alanı, m^2

T = Burulma momenti, m^2

J = Kesitin polar atalet momenti, m^4

s_v = Enine kesme değeri, Pa veya N/m^2

$$s_v = \frac{VQ}{Ib}$$

V = Kesitteki enine kesme yükü, N

b = Kritik noktayı taşıyan kesitin eni, m

Q = Elemanın kesit alanının momenti, nötr eksene göre, kritik noktanın altında veya üstünde, m^3

$s_v(\max) = \frac{4V}{3A}$ Dairesel kesit için, ve tarafsız ekseninde oluşmaktadır.

$s_v(\max) = \frac{3V}{2A}$ Dörtköşe kesit için, ve tarafsız ekseninde oluşmaktadır.

$s_n(\max)$ = Maximum cebirsel gerilme, N/m^2

$s_n(\min)$ = Minimum cebirsel gerilme, N/m^2

$\tau(\max)$ = Maximum kesme gerilmesi, N/m^2

Paskal $1m$ alanda taşınabilen 1 Newton'luk bir gerilme olarak tanımlanabildiğinden, N/m^2 ayrıca (Pa) olarak da yazılabilir.

Çözümlü Problemler

1. Çekme, basma ve kesme gerilmelerinin, eksenenden kaçık çeşitli yükleme hallerinden nümerik değerlerini göstermek için, ele alınan, bir uçtan ankastre bir çubuk 250mm boyunda ve 50mm çapındadır. Bu örnekte, bütün hallerde kritik noktalar için $s_y = 0$ dir.

(a) Sadece eksenel yük hali,

Bu durumda elemandaki bütün noktadaki noktalar aynı gerilmelere maruzdurlar.

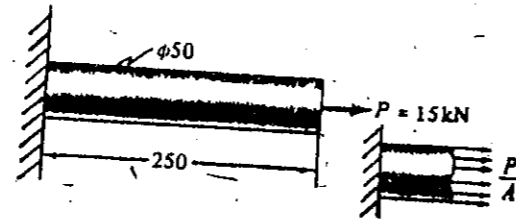
$$A = \frac{\pi}{4} (50 \times 10^{-3})^2 = 1,96 \times 10^{-3} m^2$$

$$s_x = + \frac{P}{A} = + \frac{15 \times 10^3}{1,96 \times 10^{-3}} = 7,65 \times 10^6 N/m^2$$

$$\tau_{xy} = 0$$

$$s_n(\max) = s_x = 7,65 MN/m^2$$

$$\tau(\max) = \frac{1}{2} \times 7,65 = 3,83 MN/m^2$$



Şekil. 2-4

(b) Sadece eğilme hali,

A ve B noktaları kritik noktalardır.

$\tau_{xy} = 0$ A ve B noktalarında da (enine kesme yok)

$$s_x = + \frac{Mc}{I} = + \frac{3 \times 10^3 \times 250 \times 10^{-3} \times 25 \times 10^{-3} \times 64}{\pi (50 \times 10^{-3})^4} = 61,1 MPa$$

$$s_x = - \frac{Mc}{I} = -61,1 MPa \text{ B noktasında}$$

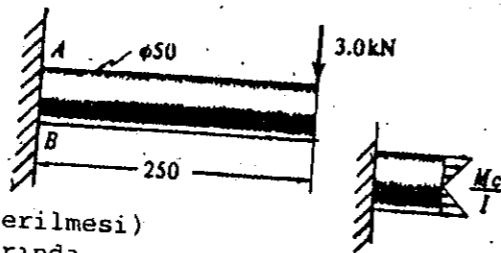
$$s_n(\max) = +61,1 MPa \text{ A noktasında çekme}$$

$$s_n(\min) = 0 \text{ A noktasında}$$

$$s_n(\max) = 0 \text{ B noktasında}$$

$$s_n(\min) = -61,1 MPa \text{ (B noktasında basma gerilmesi)}$$

$$\tau(\max) = \frac{1}{2} (61,1) = 30,6 MPa \text{ (A ve B noktalarında kesme gerilmesi)}$$



Şekil. 2-5

(c) Sadece Burulma hali,

Bu durumda, kritik noktalar elemanın dış yüzeyi üzerinde ortaya çıkmaktadır.

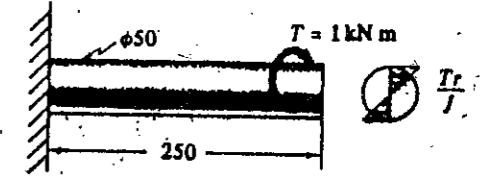
$$s_x = 0$$

$$\tau_{xy} = \frac{Tr}{J} = \frac{1 \times 10^3 \times 25 \times 10^{-3} \times 32}{\pi (50 \times 10^{-3})^4} = 40,7 MN/m^2$$

$$s_n(\max) = 40,7 MN/m^2 \text{ (çekme)}$$

$$s_n(\min) = -40,7 MN/m^2 \text{ (basma)}$$

$$\tau(\max) = 40,7 MN/m^2 \text{ (kesme)}$$



Şekil. 2-6

(d) Eğilme ve Burulma,

A ve B noktaları kritik noktalardır.

$$s_x = +Mc/I = 61,1 MN/m^2 \text{ A Noktasında,}$$

$$s_x = -61,1 MN/m^2 \text{ B noktasında}$$

$$\tau_{xy} = Tr/J = 40,7 MN/m^2 \text{ A ve B noktasında}$$

$$s_n(\max) = \frac{61,1}{2} + \sqrt{(\frac{61,1}{2})^2 + (40,7)^2} = 81,4 MN/m^2$$

(A noktasında çekme gerilmesi)

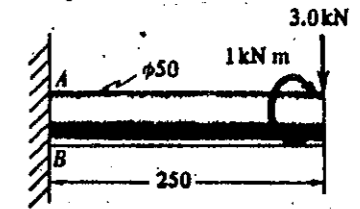
$$s_n(\min) = 30,55 - 50,89 = -20,3 MN/m^2 \text{ (A Noktasında basma gerilmesi)}$$

$$s_n(\max) = -30,55 + 50,89 = +20,3 MN/m^2 \text{ (B noktasında çekme gerilmesi)}$$

$$s_n(\min) = -30,55 - 50,89 = -81,4 MN/m^2 \text{ (B noktasında basma gerilmesi)}$$

$$\tau(\max) = \frac{81,4 - (-20,3)}{2} = 50,9 MN/m^2 \text{ (A noktasında kesme gerilmesi)}$$

$$\tau(\max) = \frac{-81,4 + (-20,3)}{2} = -50,9 MN/m^2 \text{ (B noktasında basma gerilmesi)}$$



Şekil. 2-7

A ve B noktalarındaki gerilmelerin şiddetlerinin aynı olduğu izlenmelidir. Dizayn şiddet değerine göre yapılacağından, maximum kesme değeri işareti hesaba katılmaması yanısıra, maximum normal gerilme gerilmeleri işaretleri çekme veya basmayı göstermektedir.

(e) Eğilme ve Eksenel yük

$$\tau_{xy} = 0 \text{ A ve B kritik noktalarında}$$

A Noktasında,

$$s_x = +P/A + Mc/I = 7,65 + 61,1 = 68,8 MN/m^2 \text{ (çekme)}$$

$$s_n(\max) = s_x = 68,8 MN/m^2 \text{ (çekme)}$$

$$s_n(\min) = 0$$

$$\tau(\max) = 68,8/2 = 34,4 MN/m^2 \text{ (basma)}$$

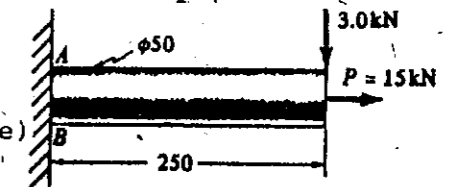
B noktasında

$$s_x = +P/A - Mc/I = 7,65 - 61,1 = -53,5 MN/m^2 \text{ (basma)}$$

$$s_n(\max) = 0$$

$$s_n(\min) = -53,5 MN/m^2 \text{ (basma)}$$

$$\tau(\max) = -53,5/2 = -26,7 MN/m^2 \text{ (kesme)}$$



Şekil. 2-8

(f) Burulma ve Eksenel yük.

Kritik noktalar elemanın dış yüzeyinde oluşmaktadır.

$$s_x = +P/A = 7,65 MN/m^2$$

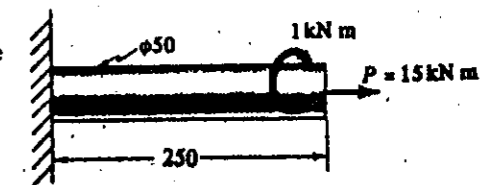
$$\tau_{xy} = Tr/J = 40,7 MN/m^2$$

$$s_n(\max) = 7,65/2 + \sqrt{(7,65/2)^2 + 40,7^2}$$

$$= 44,7 MN/m^2 \text{ (çekme)}$$

$$s_n(\min) = 3,83 - 40,88 = -37,1 MN/m^2 \text{ (basma)}$$

$$\tau(\max) = 40,9 MN/m^2$$



Şekil. 2-9

(g) Eğilme, aksenal yük, ve Burulma, Maximum gerilmeler A ve B noktalarında ortaya çıkmaktadır.

A noktasında,

$$s_x = +Mc/I + P/A = 61,1 + 7,65 = 68,8 \text{ MN/m}^2$$

$$\tau_{xy} = Tr/J = 40,7 \text{ MN/m}^2$$

$$s_n(\text{max}) = 68,8/2 + \sqrt{34,4^2 + 40,7^2}$$

$$= 34,4 + 53,3 = 87,7 \text{ MN/m}^2 \text{ (çekme)}$$

$$s_n(\text{min}) = 34,4 - 53,3 = -19 \text{ MN/m}^2 \text{ (basma)}$$

$$\tau(\text{max}) = 53,3 \text{ MN/m}^2 \text{ (kesme)}$$

B noktasında

$$s_x = -61,1 + 7,65 = -53,5 \text{ MN/m}^2 \text{ (basma)}$$

$$\tau_{xy} = 40,7 \text{ MN/m}^2$$

$$s_n(\text{max}) = -53,5/2 + \sqrt{(53,5/2)^2 + 40,7^2} = -26,8 + 48,7 = 21,9 \text{ MN/m}^2 \text{ (çekme)}$$

$$s_n(\text{min}) = -26,8 - 48,7 = -75,5 \text{ MN/m}^2 \text{ (basma)}$$

$$\tau(\text{max}) = 48,7 \text{ MN/m}^2 \text{ (kesme)}$$

2. 40mm uzunluğunda ve 20 x 100mm dikdörtgen kesitindeki bir kiriş 6000 N luk yük taşımaktadır. Maximum kesme gerilmesini hesaplayınız. Adı geçen gerilme hangi noktada oluşmaktadır?

Çözüm :

Eğilme momentinden dolayı maximum kesme gerilmesi A-A boyunca veya enine kesme yükünden dolayı B-B hattı üzerinde bulunan noktalarda oluşmaktadır.

A-A üzerindeki noktalarda,

$$\tau(\text{max}) = \frac{1}{2} \frac{Mc}{I} = \frac{(6000)(0,04)(0,05)}{2(0,02)(0,1)^3/12} = 3,6 \text{ MN/m}^2 \text{ (kesme)}$$

B-B üzerindeki noktalarda,

$$\tau(\text{max}) = \frac{3}{2} \frac{V}{A} = \frac{3(6000)}{2(0,02)(0,1)} = 4,5 \text{ MN/m}^2 \text{ (kesme)}$$

Böylece maximum kesme gerilmesinin enine kesme yükünden dolayı ortaya çıktığı belirlenmiş olur ve bu kesme gerilmesi B-B üzerinde oluşur.

3. Herhangi bir makine elemanı üzerinde alınan bir kritik noktadaki çift aksenli yükten dolayı s_x , s_y ve τ_{xy} gerilmeleri ortaya çıkmaktadır. Maximum ve minimum normal gerilmelerle maximum kesme gerilmesini hesaplayınız.

Çözüm :

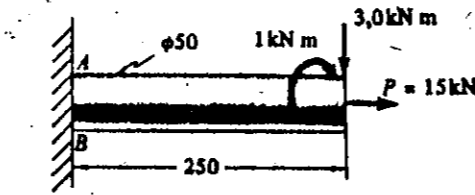
$$s_n(\text{max}) = \frac{-400 - 1200}{2} + \sqrt{\left(\frac{-400 - (-1200)}{2}\right)^2 + (300)^2}$$

$$= -300 \text{ N/m}^2 \text{ (basma)}$$

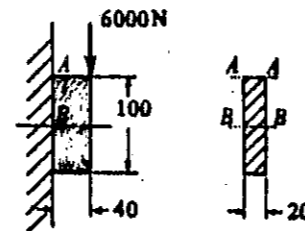
$$s_n(\text{min}) = -1300 \text{ N/m}^2 \text{ (basma)}$$

$$\tau(\text{max}) = \frac{s_n(\text{min}) - 0}{2} = -650 \text{ N/m}^2$$

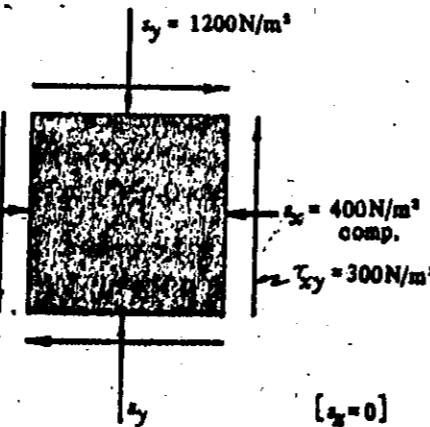
zira üçüncü asal gerilme = 0.



Şekil. 2-10

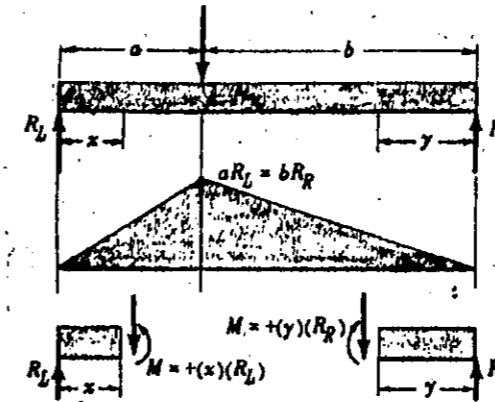


Şekil. 2-11

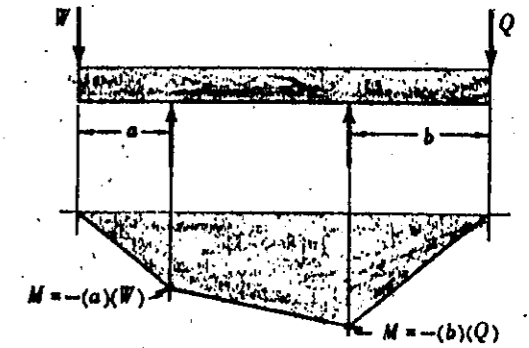


Şekil. 2-12

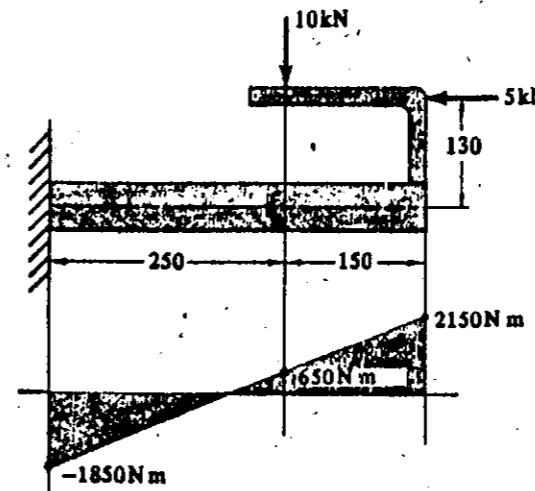
4. Aşağıdaki makine parçaları için eğilme momenti diyagramını çiziniz.



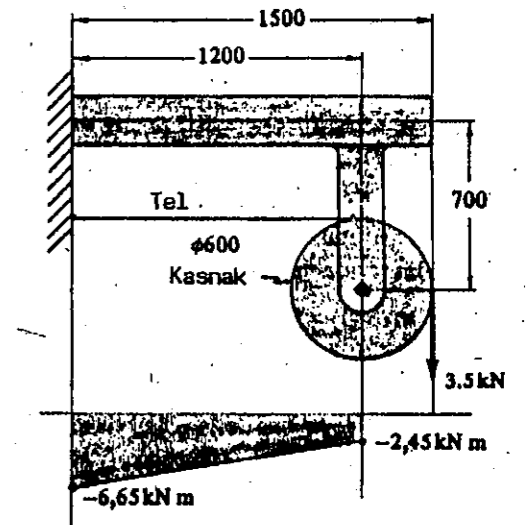
Şekil. 2-13



Şekil. 2-14



Şekil. 2-15



Şekil. 2-16

5. Şekil. 2-17'de görüldüğü üzere, 50mm çapındaki bir çelik çubuk 9kN luk yükü taşımaktadır. Buna ilave olarak 100N m lik bir burulma momenti de tatbik edilmektedir. Maximum çekme ve kesme gerilmeleri hesaplayınız.

Çözüm :

$$s_y = 0$$

$$I = \pi d^4 / 64 = 30,68 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

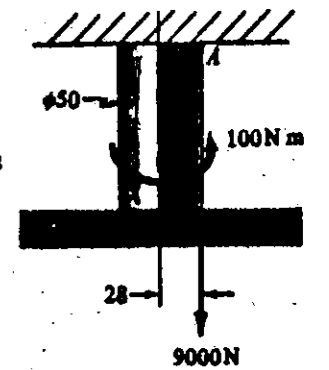
$$J = \pi d^4 / 32 = 61,36 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$s_x = + \frac{P}{A} + \frac{Mc}{I} = \frac{9000}{1,963 \times 10^{-3}} + \frac{9000 \times 0,028 \times 0,025}{30,68 \times 10^{-8}} = 25,12 \text{ MN/m}^2$$

$$\tau_{xy} = \frac{Tr}{J} = \frac{100 \times 0,025}{61,36 \times 10^{-8}} = 4,07 \text{ MN/m}^2$$

$$s_n(\text{max}) = \frac{25,12}{2} + \sqrt{12,56^2 + 4,07^2} = 25,8 \text{ MN/m}^2 \text{ (çekme)}$$

$$\tau(\text{max}) = \sqrt{12,56^2 + 4,07^2} = 13,2 \text{ MN/m}^2 \text{ (kesme)}$$



Şekil. 2-17

6. Şekil. 2-18'de görüldüğü üzere 75mm çapındaki bir dökme demir çubuk 55kN luk bir basma kuvvetine ve 300N luk bir burulma momentine maruzdur. Maximum ve minimum normal gerilmeleri hesaplayınız.

Çözüm:

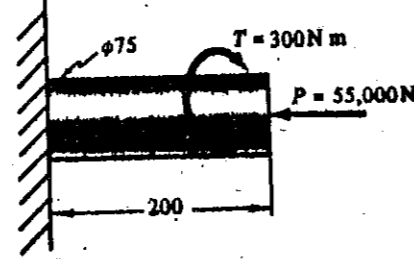
$$s_y = 0$$

$$s_x = -\frac{55.000(4)}{\pi(0,075)^2} = -12,5 \text{ MN/m}^2 \text{ (basma)}$$

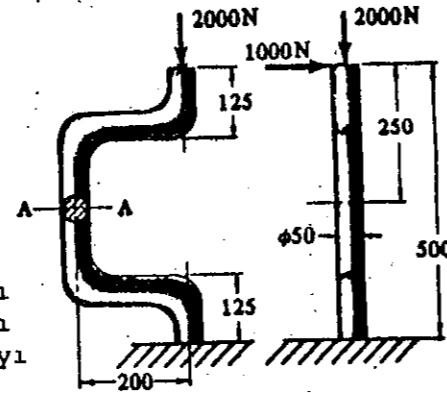
$$\tau_{xy} = \frac{300(0,0375)(32)}{\pi(0,075)^4} = 3,62 \text{ MN/m}^2 \text{ (kesme)}$$

$$s_n(\text{max}) = -12,5/2 + \sqrt{6,25^2 + 3,62^2} = 0,97 \text{ MN/m}^2 \text{ (çekme)}$$

$$s_n(\text{min}) = -13,5 \text{ MN/m}^2 \text{ (basma)}$$



Şekil. 2-18



Şekil. 2-19

7. Şekilde. 2-19'da görüldüğü üzere yüklenmiş bir elemanda maximum normal gerilmeyi ve A-A kesitindeki maximum kesme gerilmesini hesaplayınız.

Çözüm:

$$T = 1000(0,2) = 200 \text{ N m} \quad 1000 \text{ N} \text{ luk yükten dolayı}$$

$$M = 2000(0,2) = 400 \text{ N m} \quad 2000 \text{ N} \text{ luk yükten dolayı}$$

$$M = 1000(0,25) = 250 \text{ N m}, \quad 1000 \text{ N} \text{ luk yükten dolayı}$$

Toplam eğilme momenti, iki eğilme momentinin vektörel toplamıdır.

$$M(\text{Toplam}) = \sqrt{400^2 + 250^2} = 472 \text{ N m}$$

$$s_x = -\frac{P}{A} - \frac{Mc}{I} = -\frac{2000}{\frac{\pi}{4}(0,05)^2} - \frac{(472)(0,025)}{\frac{\pi}{64}(0,05)^4} = -39,5 \text{ MN/m}^2 \text{ (basma)}$$

$$\tau_{xy} = \frac{Tr}{J} = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{(16)(200)}{\pi(0,05)^3} = 8,15 \text{ MN/m}^2 \text{ (kesme)}$$

$$s_n(\text{min}) = -39,5/2 - \sqrt{(39,5/2)^2 + 8,15^2} = -41,1 \text{ MN/m}^2 \text{ (basma)}$$

$$\tau(\text{max}) = \sqrt{(39,5/2)^2 + 8,15^2} = 2,14 \text{ MN/m}^2 \text{ (kesme)}$$

nin maximum normal gerilme olduğunu unutmayınız.

8. 70MN/m² lik çekme gerilmesi altında, şekil. 2-20'de olduğu gibi, Çelik bir konsol için A-A kesitinin kalınlığını tayin ediniz.

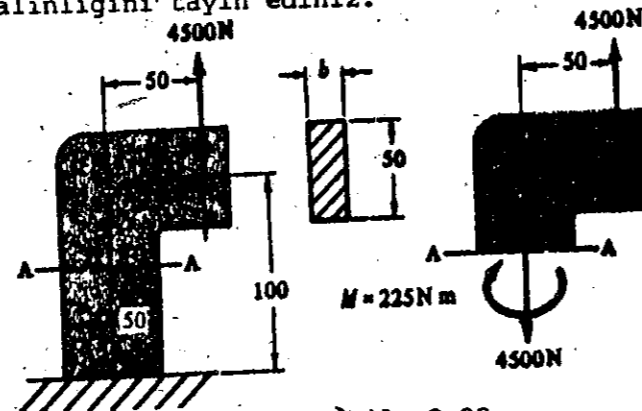
Çözüm:

$$M = (4500)(0,05) = 225 \text{ N m} \quad \text{A-A kesitinde}$$

$$\frac{P}{A} = \frac{4500}{0,05b}$$

$$s_n(\text{max}) = s_x = \frac{P}{A} + \frac{Mc}{I} = \frac{4500}{0,05b} + \frac{225(0,025)(12)}{(0,05)^3 b} = 70 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$b = 9 \text{ mm} \quad 70 \text{ MN/m}^2 \text{ lik gerilmeyi taşımak için.}$$



Şekil. 2-20

9. Bir lokomotifde biyel kolu, 90kg/m ağırlığındadır. Krank boyu OP, 375mm ve çevirici tekerleğin yarıçapı, 0,915m dir. Makinenin hızı 96,6km/h ve beher tekerleğe gelen yürütücü güç 45 kN dur. Şekil.2-21'de görüldüğü üzere, atalet ve aksenal yüklemekten dolayı yan çubuklarda meydana gelen maximum normal ve maximum kesme gerilmeleri değerlerini hesaplayınız. Çubuğun ağırlığına da hesaba katınız. Yan çubuğun kesit alanının boyutları 75mm x 150mm dir.

Çözüm:

96,6km/h da tekerlekler 29,3 rad/sn bir açısal hıza ulaşmaktadırlar.

Yan çubuktaki bütün noktaların ivmesi aşağıya doğrudur, a_p .

$$a_p = a_o \rightarrow a_{po} = a_{po} \text{ zira } a_o = 0.$$

$$a_{po} = r\omega^2 = (0,375)(29,3)^2 = 322 \text{ m/s}^2$$

Yan çubuğun toplam ağırlığı = 90(2) = 180kg

Çubukta yukarıya doğru olan atalet kuvveti = 180 x 322 = 57,960N

Çubuktaki yukarıya doğru olan net kuvvet = 57,960 - 180(9,81) = 56,200N

F aksenal kuvveti arka tekerlek kullanılarak bulunur. Çubuğu serbest cisim kabul edip, tekerleğin merkezi O'ya göre momentlerin toplamı alınır.

$$0,375 F = 45,000(0,915), \quad F = 110,000 \text{ N}$$

Uniform yayılı yükü taşıyan basit bir kiriş için maximum eğilme momenti,

$$WL/8 = 56.200(2)/8 = 14,050 \text{ N m}$$

$$s_x = \frac{P}{A} + \frac{Mc}{I} = \frac{110,000}{0,075(0,150)} + \frac{14,050(0,075)12}{(0,075)(0,150)^3} = 59,7 \text{ MN/m}^2$$

$$s_n(\text{max}) = s_x = 59,7 \text{ MN/m}^2 \text{ (çekme)}$$

$$\tau(\text{max}) = 59,7/2 = 29,9 \text{ MN/m}^2 \text{ (kesme)}$$

10. Şekil. 2-22'de görülen Z şeklindeki konsol şekilde görüldüğü üzere tespit edilmiş ve yüklenmiştir. A-A ve B-B kesitindeki maximum kesme gerilmesini hesaplayınız.

Çözüm:

A-A kesiti üzerindeki konsolu bir serbest cisim gibi kabul edince, N noktasında, $s_y = 0$ ve $\tau_{xy} = 0$ olduğu görülür.

$$s_x = \frac{P}{A} + \frac{Mc}{I} = \frac{45,000}{0,125(0,05)} + \frac{45,000(0,175)(0,025)12}{0,125(0,05)^3} = -158 \text{ MPa (basma)}$$

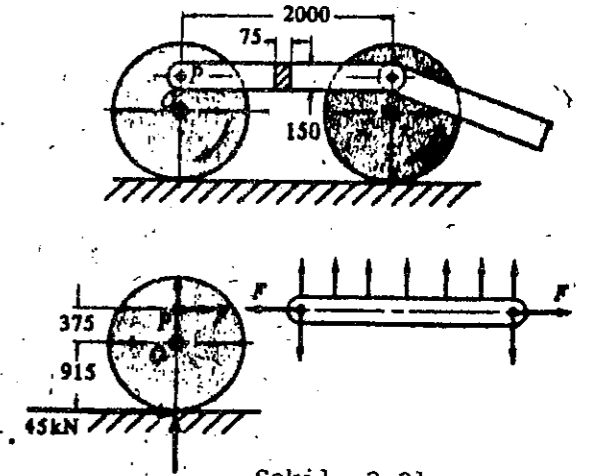
$$\tau(\text{max}) = 158/2 = 79 \text{ MPa (kesme)}$$

B-B kesitinin sol tarafındaki konsolun parçasını serbest cisim gibi kabul edip, Q ve R da, $s_y = 0$ ve $\tau_{xy} = 0$ alınır.

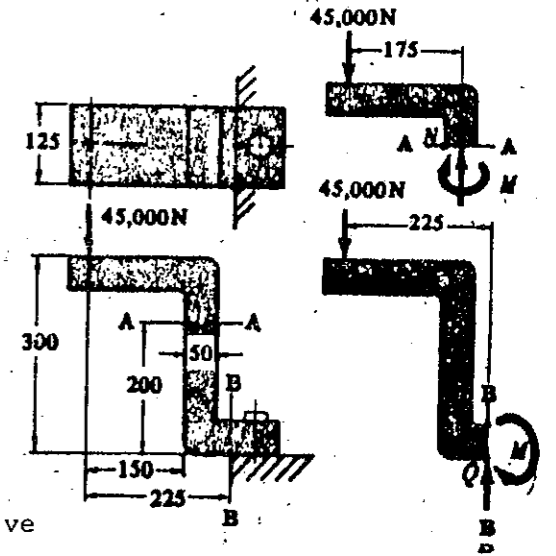
$$s_x = \frac{Mc}{I} = \frac{45,000(0,225)(0,025)12}{(0,125)(0,05)^3} = 194 \text{ MPa}$$

(R noktasında çekme, ve Q noktasında basma)

$$\tau(\text{max}) = 194/2 = 97 \text{ MPa (B-B kesitinde kesme)}$$

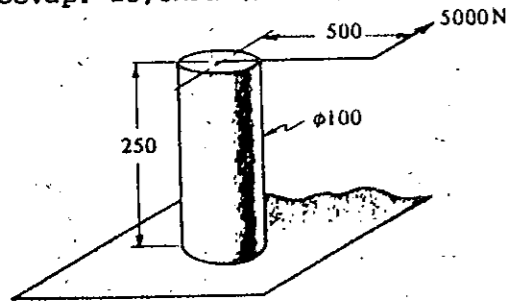


Şekil. 2-21

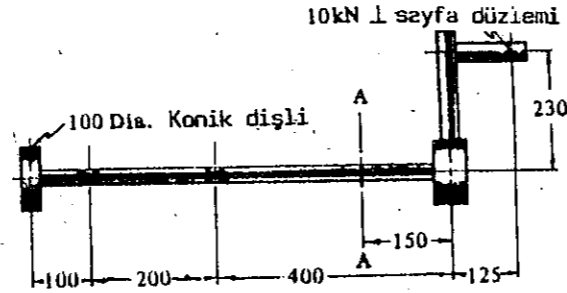


Şekil. 2-22

17. Şekil. 2-29'da görülen eleman için maximum kesme gerilmesini hesaplayınız. Cevap. 13,6MPa (kesme)

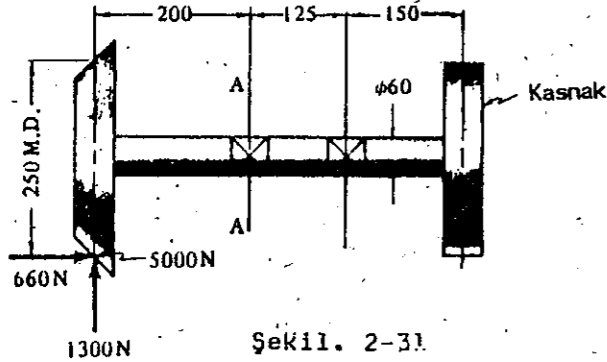


Şekil. 2-29

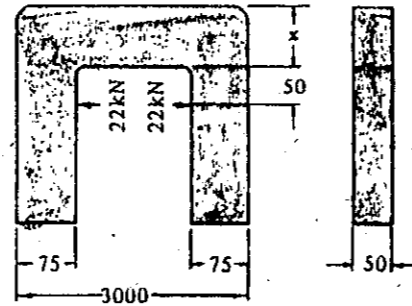


Şekil. 2-30

18. Şekil.2-30'da görüldüğü üzere, askıya alınmış bir kranka 10kN luk bir yük tatbik edilmektedir. Çapın 50mm olduğu A-A kesitindeki maximum kesme gerilmesini hesaplayınız. Cevap. $s_x = 224 \text{ MN/m}^2$, $\tau_{xy} = 93,7 \text{ MN/m}^2$, $(\tau(\max)) = 146 \text{ MN/m}^2$
19. Bir konik dişli düzeninde etkili toplam kuvvetin üç bileşeni karşılıklı olarak birbirlerine diktir. Bunlardan 5000N luk olanı kağıt düzlemine diktir, ve Şekil. 2-31'de görüldüğü gibi dişlinin yarıçapı boyunca etki etmektedir. A-A kesitindeki maximum kesme gerilmesiyle eğilme momentini hesaplayınız. Cevap. $M = 1020 \text{ N m}$, $\tau(\max) = 28,2 \text{ MN/m}^2$



Şekil. 2-31

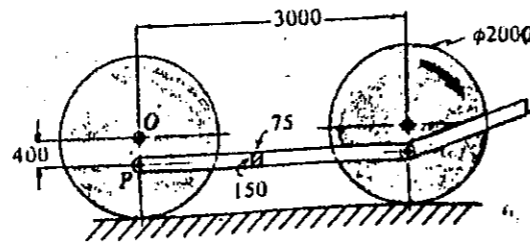


Şekil. 2-32

20. Çelik bir konsola ait boyutlar Şekil. 2-32'de gösterilmiştir. Konsolun 22kN luk iki yükün etkisi altında olduğu görülmektedir. Konsolun ağırlığıyla, herhangi bir gerilme birikimi ihmal edilecektir. Konsoldaki maximum çekme gerilmesinin 35 MN/m^2 yi aşmaması istenecek olursa, x için minimum değer ne olabilir? Cevap. 91,5mm

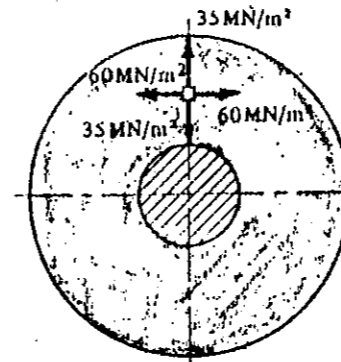
21. Bir lokomotifin biyel kolu 90 kg/m ağırlığındadır. OP, krank boyu 400mm ve çeviricinin yarıçapı 1m dir. Makinenin hızı $33,5 \text{ m/sn}$, ve beher tekerleğe düşen itici güç $4,5 \text{ kN}$ dur. Biyel kolun yan yüklerinden dolayı ortaya çıkan maximum normal gerilme ve maximum kesme gerilmesi ne olur. Çubuğun kesiti $75 \text{ mm} \times 150 \text{ mm}$ dir. Cevap.

Çubuğun ivmesi $= 449 \text{ m/s}^2$ yukarıya doğru
 Çubuktaki atalet kuvveti $= 12 \text{ kN}$ aşağıya doğru
 Çubuktaki aksenal yük $= 113 \text{ kN}$ (basma)
 $s_n(\max) = 155 \text{ MN/m}^2$ (çekme)
 $s_n(\min) = -175 \text{ MN/m}^2$ (basma)
 $\tau(\max) = 87,8 \text{ MN/m}^2$ (kesme)

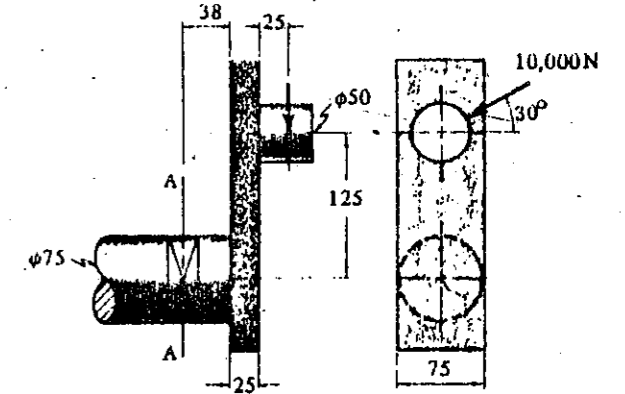


Şekil. 2-33

22. Sıkı geçmeden dolayı içi boş bir milde gerilmelerin 35 MN/m^2 ve 60 MN/m^2 lik çekme olduğu görülüyor. Şekil. 2-34. Adı geçen nokta için maximum kesme gerilmesini hesaplayınız. Cevap. 30 MN/m^2 (kesme)

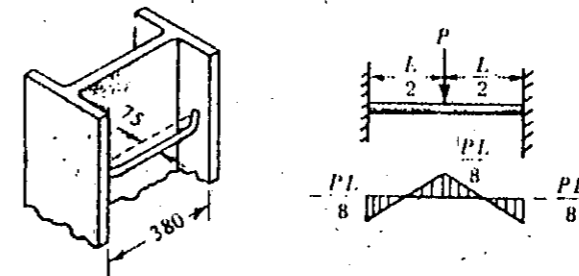


Şekil. 2-34

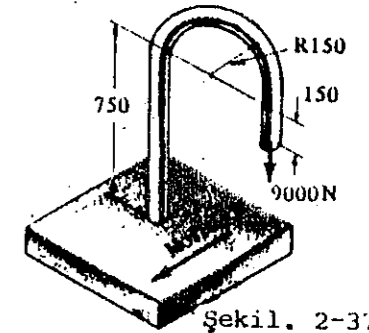


Şekil. 2-35

23. Şekil. 2-35'de görülen kranktaki A-A kesiti için maximum normal ve maximum kesme gerilmesini hesaplayınız. 10kN luk yükün tamamının krank pimine etki yaptığı düşünülüyor. Bu problemde enine kesmenin etkisini ihmal ediniz. Cevap. $s_x = 21,2 \text{ MN/m}^2$, $\tau_{xy} = 13,3 \text{ MN/m}^2$, $\tau(\max) = 17 \text{ MN/m}^2$ (kesme) $s_n(\max) = 27,7 \text{ MN/m}^2$
24. Şekil. 2-36'da görüldüğü üzere, 25mm çapındaki merdiven basamağı bir I-kirişinin yan cidarlarına içten kaynak edilmiştir. Ayak ucuna yeterli mesafe bırakabilmek için, basamak dışı doğru, yatay düzlem içinde 75mm kadar bükülmüştür. Kirişin yan kenarlarının sabit uç gibi kabul edip, 785N gelen bir adımın ayağının adı geçen germenin tam ortasında bulunması halinde maximum kesme gerilmesini hesaplayınız. Cevap. $\tau(\max) = 15,5 \text{ MPa}$.



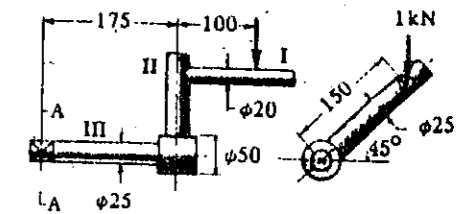
Şekil. 2-36



Şekil. 2-37

25. Şekil. 2-37'de görüldüğü üzere 900kg lık bir yük bükülmüş bir çubuktan asılmıştır. Bunun $2,44 \text{ m/s}^2$ lik ivmeyle hareket eden bir platformla taşındığı söylenmektedir. Çubuk tabanındaki maximum kesme gerilmesinin 70 MPa ı aşamayacağı düşünülerek, gerekli çubuk çapını hesaplayınız. Cevap. 60mm

26. Şekil. 2-38'de görülen bir krank, arzu edilen pozisyonda, 1kN luk direnci karşılayacak şekilde silindirik parçalardan kaynakla birleştirilmiştir. (a) A-A kesitindeki maximum normal ve kesme gerilmelerini hesaplayınız. (b) I, II ve III no'lu parçalardaki maximum kesme gerilmelerini hesaplayınız.



Şekil. 2-38

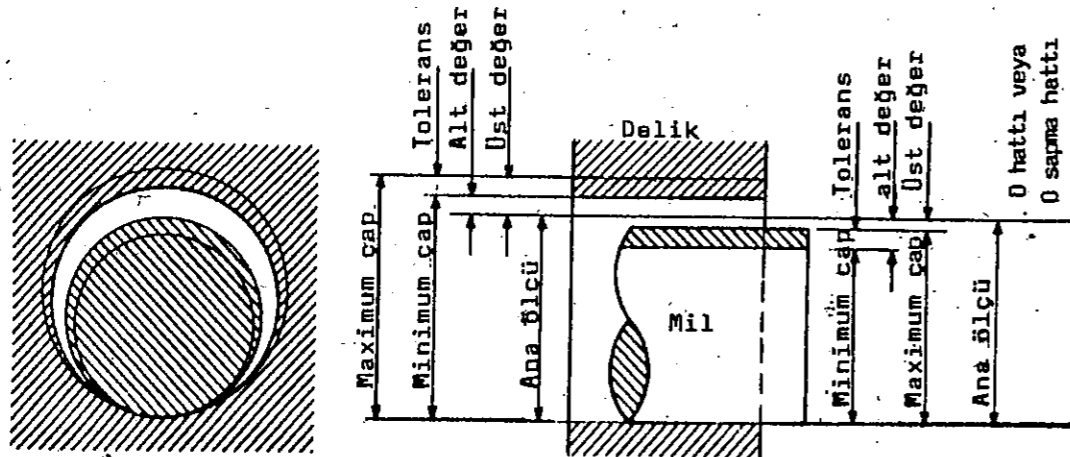
Cevap: (a) $s_n(\max) = 186 \text{ MN/m}^2$, $\tau(\max) = 96 \text{ MN/m}^2$

(b) I parça için, $55,7 \text{ MN/m}^2$, II parça için $43,5 \text{ MN/m}^2$, III parça için, 96 MN/m^2

Geçmeler ve Toleranslar

Bir makineyi meydana getiren elemanlarının eşlenmelerinde, uygun montaj yapılabilmesi için geçme türünün belirtilmesi gerekir. Zira, makine parçalarının çok sayıda imâlatlarında tamamiyle aynı ölçüde elde edilmeleri imkansızdır. Dolayısıyla, sistemler küçük boyutsal değişimleri karşılayacak şekilde tasarlanırlarki bu türdeki bir fedakârlık ana fonksiyonda herhangi bir aksi tesir yaratmaz.

Ana ölçü, teorik bir değer olup dizayn yapan kişi tarafından düşünülmelidir. Bu ana ölçüyü toleranslar tatbik edilerek eşleşen parçalarda son ölçü değerlerine ulaşmak mümkün olabilmektedir. Ölçü limitleri ise, parça için müsaade edilen maximum ve minimum ölçülerdir. Tolerans, parça ölçüsünde müsaade edilen maximum değişikliktir. Açıklık, eşleşmiş parçalarda hakiki boyut farkı olarak bilinir. Pay, eşleşen parçaların ana boyutları arasındaki farktır. Tolerans, parçanın ana ölçünün altında ve üstünde bir değer olabilir. Örneğin, $25.000 \pm 0,010$, veya parça ana ölçüden büyük veya küçük olabilir. Fakat her ikisi birlikte olamaz. Örneğin, $25.000^{+0,000}_{-0,010}$ Delik esastaki sistemde minimum delik çapı nominal boyuttur, ve seçilecek delikler için limit detayları Tablo. III-1'de verilmiştir. Miller için de limit değerler Tablo III-2'de verilmiştir.



Şekil. 3-1. Limitleri ve geçmeleri tanımlayan Ana Terimler

TABLO. III-1 DELİKLER İÇİN TOLERANS LİMİT DEĞERLERİ
(Üst ve alt sapma değerleri)

ES = Üst sapma
EI = Alt sapma

Birim = 0,001

Nominal ölçü		H7		H8		H9		H11	
Over	Up to and including	ES +	EI	ES +	EI	ES +	EI	ES +	EI
mm	mm	10	0	14	0	25	0	60	0
3	6	12	0	18	0	30	0	75	0
6	10	15	0	22	0	36	0	90	0
10	18	18	0	27	0	43	0	110	0
18	30	21	0	33	0	52	0	130	0
30	50	25	0	39	0	62	0	160	0
50	80	30	0	46	0	74	0	190	0
80	120	35	0	54	0	87	0	220	0
120	180	40	0	63	0	100	0	250	0
180	250	46	0	72	0	115	0	290	0
250	315	52	0	81	0	130	0	320	0
315	400	57	0	89	0	140	0	360	0
400	500	63	0	97	0	155	0	400	0

TABLO. III-2 MILLER İÇİN TOLERANS LİMİT DEĞERLERİ
(Üst ve alt sapma değerleri)

es: Üst sapma
ei: Alt sapma

Birim = 0,001

Nominal ölçü		c11		d10		e9		f7		g6		h6		k6		m6		p6		s6	
Over	To	es	ei	es	ei	es	ei	es	ei	es	ei	es	ei	es	ei	es	ei	es	ei	es	ei
mm	mm	60	120	20	60	14	39	6	16	2	8	0	6	6	0	10	4	12	6	20	14
3	6	70	145	30	78	20	50	10	22	4	12	0	8	9	1	16	8	20	12	27	19
6	10	80	170	40	98	25	61	13	28	5	14	0	9	10	1	19	10	24	15	32	23
10	18	95	205	50	120	32	75	16	34	6	17	0	11	12	1	23	12	29	18	39	28
18	30	110	240	65	149	40	92	20	41	7	20	0	13	15	2	28	15	35	22	48	35
30	40	120	280	80	180	50	112	25	50	9	25	0	16	18	2	33	17	42	26	59	43
40	50	130	290	100	220	60	134	30	60	10	29	0	19	21	2	39	20	51	32	72	53
50	65	140	330	120	260	72	159	36	71	12	34	0	22	25	3	45	23	59	37	93	71
65	80	150	340	145	305	85	185	43	83	14	39	0	25	28	3	52	27	68	43	125	100
80	100	170	390	170	355	100	215	50	96	15	44	0	29	33	4	60	31	79	50	159	130
100	120	180	400	190	400	110	240	56	108	17	49	0	32	36	4	66	34	88	56	190	158
120	140	200	450	210	440	125	265	62	119	18	54	0	36	40	4	73	37	98	62	226	190
140	160	210	460	230	480	135	290	68	131	20	60	0	40	45	5	80	40	108	68	244	208
160	180	230	480	250	500	150	315	75	144	22	66	0	44	49	5	88	44	118	75	272	232
180	200	240	530	270	570	165	345	82	158	24	72	0	48	53	5	96	48	128	82	292	252
200	225	260	550	290	620	180	380	90	172	26	78	0	52	57	5	104	52	138	90	322	272
225	250	280	570	310	650	195	410	97	186	28	84	0	56	61	5	112	56	148	97	342	292
250	280	300	620	330	700	210	440	104	200	30	90	0	60	66	5	120	60	158	104	362	312
280	315	330	650	350	750	225	470	111	214	32	96	0	64	71	5	128	64	168	111	382	332
315	355	360	720	370	800	240	500	118	228	34	102	0	68	76	5	136	68	178	118	402	352
355	400	400	760	390	850	255	530	125	242	36	108	0	72	81	5	144	72	188	125	422	372
400	450	440	840	410	900	270	560	132	256	38	114	0	76	85	5	152	76	198	132	442	392
450	500	480	880	430	950	285	590	139	270	40	120	0	80	90	5	160	80	208	139	462	412

TABLO III-3

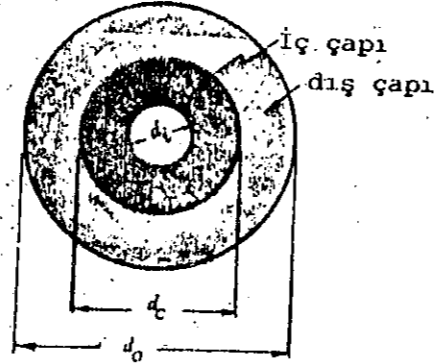
GEÇME TİPİ	MİL TOL.	DELİK TELORANSI				KISA TANIM	ÖRNEKLER
		H7	H8	H9	H11		
Boşluklu geçme	c11					Geniş hareketli geçme Hareketli geçme Hareketli geçme Dar hareketli geçme Dar hareketli geçme Kaygın geçme	Bazı tarım aletleri Salmastra keçeleri Aynı hatta çeşitli yataklar Pompa ve dişli kutusu mil yatakları Hassas yataklar Hareketsiz montajlar
	d10						
	e9						
	f7						
	g6						
Ara geçme	j6					Sürtünmeli geçme	
	k6					Tutuk geçme	
Sıkı geçme	n6					Sıkı geçme	
	p6					Çok sıkı geçme	
	s6					Plastik deformasyon geçme	

ARAGEÇME GEÇMELERDEN DOLAYI ORTAYA ÇIKAN GERİLMELER, birbirine geçen parçaların kalın cidarlı silindirler gibi kabul edilmeleriyle aşağıdaki formül kullanılarak hesaplanabilir. Şekil. 3-2.

$$p_c = \frac{\delta}{d_c \left[\frac{d_c^2 + d_i^2}{E_i(d_c^2 - d_i^2)} + \frac{d_o^2 + d_c^2}{E_o(d_o^2 - d_c^2)} - \frac{\mu_i}{E_i} + \frac{\mu_o}{E_o} \right]}$$

Burada,

- p_c = Temas noktasındaki basınç N/m^2
- δ = Toplam boşluk
- d_i = İçteki elemanın iç çapı, m
- d_c = Temas noktasının çapı, m
- d_o = Dıştaki elemanın dış çapı, m
- μ_o = Dış eleman için poisson oranı
- μ_i = İç eleman için poisson oranı
- E_o = Dış elemanın elastisite modülü, N/m^2
- E_i = İç elemanın elastisite modülü, N/m^2



Şekil. 3-2.

İç ve dış elemanı aynı malzemeden imal edilmişse, yukarıdaki ifade,

$$p_c = \frac{\delta}{2d_c^3(d_o^2 - d_i^2) \left[\frac{1}{E(d_c^2 - d_i^2)} + \frac{1}{E(d_o^2 - d_c^2)} \right]}$$

şekline indirgenir. p_c tayin edildikten sonra, çeşitli yüzeylerde hakiki teğetsel gerilmeler Lamé ifadesine göre, kopmadaki maximum kesme gerilmesindeki kullanım için, aşağıdaki şekilde hesaplanabilir,

d_o daki dış yüzeyde,

$$s_{io} = \frac{2p_c d_c^2}{d_o^2 - d_c^2}$$

Dış eleman için, d_c deki yüzeyde

$$s_{ico} = p_c \left(\frac{d_o^2 + d_c^2}{d_o^2 - d_c^2} + \mu_o \right)$$

İç eleman için, d_c deki yüzeyde

$$s_{ici} = -p_c \left(\frac{d_c^2 + d_i^2}{d_c^2 - d_i^2} - \mu_i \right)$$

d_i deki yüzeyde

$$s_{ii} = \frac{-2p_c d_c^2}{d_c^2 - d_i^2}$$

Değişik yüzeylerdeki eşdeğer teğetsel gerilmeler, Birnie ifadesine ve e, maximum zorlama teorisine göre, aşağıdaki ifadelerle bulunabilir.

$$\text{dış eleman için, } d_o \text{ daki yüzeyde, } s_{io} = \frac{2p_c d_c^2}{d_o^2 - d_c^2}$$

$$\text{Dış eleman için, } d_c \text{ deki yüzeyde, } s_{ico} = p_c \left(\frac{d_o^2 + d_c^2}{d_o^2 - d_c^2} + \mu_o \right)$$

$$\text{İç eleman için, } d_c \text{ deki yüzeyde, } s_{ici} = -p_c \left(\frac{d_c^2 + d_i^2}{d_c^2 - d_i^2} - \mu_i \right)$$

$$d_i \text{ deki yüzeyde } s_{ii} = \frac{-2p_c d_c^2}{d_c^2 - d_i^2}$$

KUVVETLER VE TORKLAR. F_a , maximum aksel kuvveti, geçmede geçerli kuvvet olmak üzere, dış elemanın kalınlığı, dış elemanın boyu, eşleyen elemanların çapları arasındaki farklar ve sürtünme katsayısı ile doğru orantılıdır. Bu kuvvet newton cinsinden yazılacak olursa, iyi bir yaklaşımla,

$$F_a = f n d L p_c$$

şeklinde olur. Göbek ve mil arasında kayma olmaksızın sıkı geçmede, aktarılan tork, ile bulunabilir.

$$T = \frac{f p_c n d^2 L}{2}$$

Burada,

- F_a = Aksel yük, N
- T = Aktarılan Tork, Nm
- d = Nominal mil çapı, m
- f = Sürtünme katsayısı,
- L = Dış elemanın boyu, m
- p_c = İki eleman arasındaki temasda ortaya çıkan basınç, N/m^2

SIKI GEÇMELERİN MONTAJI çoğu zaman göbeğin ısıtılmasıyla kolaylaştırılır. Göbekte iç çapındaki artış için gerekli ΔT sıcaklık farkı

$$\Delta T = \frac{\delta}{\alpha d_i}$$

ile hesaplanır.

- δ = Çapsal şekil değiştirme, m
- α = Lineer genleşme katsayısı, K^{-1}
- ΔT = Sıcaklıktaki değişim, K
- d_i = deliğin genleşmeden önceki ilk çapı, m

Göbeğin ısıtılmasına alternatif olarak, milin kuru buzla soğutulması gösterilebilir.

Çözümlü Problemler

1. Delik sistemine göre, eşlenmiş parçalar aşağıdaki ölçüleri için, maximum boşluk delik toleransı ve mil toleransı nedir? (H11 delik, c11 mil, 34.000 ana ölçü). Maximum metal limitinin daima üstte olduğunu hatırlayınız.

Çözüm:

Tablo. III-1 ve III-2'ye başvurunuz.

Delik	34.000mm	mil	33.880mm
	34.160mm		33.720mm

$$\text{Maximum boşluk} = 34.160 - 33.720 = 0.440\text{mm}$$

Delik	0.160mm	Mil	33.720mm
-------	---------	-----	----------

2. ϕ 20mm çapındaki bir mil pompa yatağı içinde dönmektedir. Uygun geçme toleransı tavsiye ediniz. Delik standardına göre, mil ve yatağı boyutlandırınız.

Çözüm : H8-f7 yi seçiniz. (Bu kullanım için Tablo. III-3'e başvurunuz)

Delik	50.025mm	Mil	50.042mm
	50.000mm		50.026mm

3. ϕ 50mm lik mil H7 delik ve p6 mil geçme sistemini gerektirmektedir. Esas delik standardına göre uygun delik ve mil ölçülerini belirtiniz. Maximum ve minimum boşluk değerleri nelerdir?

Çözüm :

Delik	50.025mm	Mil	50.042mm
	50.000mm		50.026mm

$$\text{Max. boşluk} = 50.042 - 50.000 = 0.042\text{mm}$$

$$\text{Min. boşluk} = 50.026 - 50.026 = 0.000\text{mm}$$

4. (a) Kaygan geçme ile sıkı geçme arasındaki montaj farklılıkları neler olabilir? (b) 0,040mm bir boşluk istendiğinde, aşağıdaki gruplardan hangisine her araba tekerleği için uygun aks seçilebilir?

Tekerlek	A	B	C	Boyutlar
Delik çapı	75.010	75.015	75.000	

Aks	A'	B'	C'	mm
Çap	75.040	75.055	75.050	

Çözüm:

(a) Kaygan geçmeye nazaran sıkı geçme daha fazla önem gerektirir.

(b) Uygun montaj için, A' C ile eşleşmeli, B' ile B eşleşmeli, C' ile A ile eşleşmelidir.

5. Mil ve Delik için aşağıdakiler için gereken ölçüleri veriniz. (a) 12mm lik elektrik motoru burcu, (b) 200mm lik mil için geçme, (c) bir yol greyderinin kaldırma mekanizmasında 50mm lik burç.

Çözüm :

(a) H8-f7 elektrik motoru için uygun olacaktır.

Delik çapı = 12.000 den 12.027mm ye ve Mil çapı = 11,966 den 11.984mm ye kadar.

(b) H7-p6 uygun olacaktır.

Delik ölçüleri = 200.000 den 200.046mm ye ve Mil ölçüleri = 200.050 den 200.079mm ye kadar.

(c) H11-c11 uygun olacaktır.

Delik ölçüleri = 50.000 - 50.160mm Mil ölçüleri = 49.710 - 49.870mm

6. Genellikle göbek dizaynında göbek dış çapı delik çapının iki katı kadar alınır. Bundaki ana gaye sıkı geçmede gerilmelerin ne kadar büyük ve küçük olabileceklerini görebilmektir. 25mm lik içi dolu bir mil için, 50mm çapındaki bir göbekte maximum ve minimum değerlerde presde geçme kullanılması halinde, hakiki maximum ve minimum teğetsel gerilmeler ne olacaktır. Mil ve göbek çelikten mamüldür. Poisson oranı 0,3 olarak alınabilir.

Çözüm :

$$d_i = 0, d_c = 0,025, d_o = 0,050\text{m}$$

Önce temas yüzeyindeki radyal yöndeki basıncı hesaplayınız, p_c . Göbek ve mil aynı malzemeden mamüldür.

$$p_c = \frac{\delta E (d_c^2 - d_i^2)(d_o^2 - d_c^2)}{2d_c^2(d_o^2 - d_i^2)} = \frac{\delta (200 \times 10^9)(0,025^2 - 0)(0,05^2 - 0,025^2)}{2(0,025^3)(0,05^2 - 0)} = 3 \times 10^{12} \delta$$

Sonra, Lamé ifadelerini kullanarak, dış elemandaki temas yüzeyinde teğetsel gerilmeyi hesaplayınız.

$$s_{tco} = p_c \frac{d_o^2 + d_c^2}{d_o^2 - d_c^2} = \delta (3 \times 10^{12}) \frac{0,05^2 + 0,025^2}{0,05^2 - 0,025^2} = 5 \times 10^{12} \delta$$

H7 geçmesi için, delik ölçüleri, 25.000 - 25.021 ve mil ölçüleri 25.035 - 25.048 $\delta(\text{max}) = 48 \times 10^{-6} \text{m}$, $\delta(\text{min}) = 14 \times 10^{-6} \text{m}$ and

$$s_{tco}(\text{max}) = (48 \times 10^{-6})(5 \times 10^{12}) = 240 \text{MN/m}^2$$

$$s_{tco}(\text{min}) = (14 \times 10^{-6})(5 \times 10^{12}) = 70 \text{MN/m}^2$$

7. 150mm çapındaki bir çelik mil, 250mm uzunluğundaki ve 300mm dış çapındaki bir göbeğe presde geçirilecektir. Maximum teğetsel gerilme 35MPa. $E=200\text{CPa}$ (çelik için) ve dökme demir için 100CPa. $\mu = 0,3$ çelik ve dökme demir için. $f = 0,12$.

(a) Maximum çapsal şekil değiştirmeyi hesaplayınız.

(b) Göbeği mile presle geçirebilmek için gerekli aksel F_a kuvvetini hesaplayınız.

(c) Bu geçme türü ile aktarılan tork ne kadardır?

Çözüm :

(a) Dış eleman için, teğetsel maximum gerilme d_c yüzeyi üzerinde oluşmaktadır.

$$s_{tco} = p_c \left(\frac{d_o^2 - d_c^2}{d_o^2 + d_c^2} \right), 35 \times 10^6 = p_c \left(\frac{0,3^2 + 0,15^2}{0,3^2 - 0,15^2} \right), p_c = 21 \text{MPa}$$

yi kullanarak,

$$p_c = \frac{\delta}{d_c \left[\frac{d_c^2 + d_i^2}{E_i(d_c^2 - d_i^2)} + \frac{d_o^2 + d_c^2}{E_o(d_o^2 - d_c^2)} - \frac{\mu_i + \mu_o}{E_i + E_o} \right]}$$

$$21 \times 10^6 = \frac{\delta}{0,15 \left[\frac{0,15^2 + 0}{10^9 \left[0,15^2(200) + (0,3^2 - 0,15^2)(100) \right]} - \frac{0,3 + 0,3}{200 + 100} \right]}$$

$\delta = 0,073\text{mm}$ (Müsaade edilebilen maximum şekil değiştirme)

(a) $F_a = fndLp_c = 0,12\pi(0,15)(0,25)(21 \times 10^6) = 297 \text{kN}$

(b) $T = fp_cnd^2L/2 = F_a(d/2) = 297(0,15/2) = 22,3 \text{kNm}$

8. Dökme çelik bir göbekte minimum çap 100mm olup, maximum çapı 100,150mm olan bir mile çakılması düşünülmektedir. Oda sıcaklığını 21°C kabul edip lineer genleşme katsayısını $11,34 \times 10^{-6}$ alıp, çapsal açıklığın 0,05mm olması istendiğinde, montajın şekil değiştirme olmadan gerçekleştirilmesi için, göbeğin hangi sıcaklığa kadar ısıtılması gerektiğini hesaplayınız.

Çözüm : Göbek çapının 100,200mm ye kadar genişlemesi gereklidir.

$$\Delta T = \frac{0,2}{11,34 \times 10^{-6} \times 100} = 176\text{K.}$$

Sonrada göbeğin ısıtılacağı sıcaklık bulunursa, $176 + 21 = 195^{\circ}\text{C}$

Sıcaklık farkı için (Kelvin) K, ve sıcaklık okunmasında ise $n^{\circ}\text{C}$ (derece celsius) olduğu bilinmelidir.

Tamamlayıcı Problemler

9. Aşağıdaki eşleşmiş parçalar için, milimetre cinsinden, maximum boşluk, delik toleransı ve mil toleransı nedir? Hesaplayınız.

Delik	44.500	Mil	43.975	
	44.515		43.957	Cev. 0,558, 0,015, 0,018mm

10. H7-p6 toleransı sağlamak üzere, 150mm çapındaki bir mil ile göbek için eşleşmedeki doğru boyutlar neler olabilir. Hesaplayınız.

Cev. Delik	150.000	Mil	150.068	} mm
	150.040		150.043	

11. 75mm çapındaki bir mile sıkı geçme yapılacaktır. Delik ve mil için uygun boyutları tayin ediniz.

Cev. H7,s6	Delik	75.000	Mil	75.078
		75.030		75.059

12. 450mm dış çapında ve 250mm iç çapındaki bir çelik göbek, 250mm çapındaki çelik bir mile sıkı geçirilecektir. Temas yüzeyindeki teğetsel gerilme 100MPa'dır. Göbek boyu 300mm'dir. (a) Temas yüzeyindeki radyal gerilme nedir? (b) Sürtünme katsayısını 0,18 alarak ne kadarlık bir tork aktarılabileceğini bulunuz. Cevap: $p_c = 52,8\text{MPa}$, $T = 280\text{kNm}$.

13. 50mm ve 28mm iç çapındaki bir çelik göbek, 28mm çapındaki bir mile sıkı olarak presle geçirilmiştir.

(a) Eşleşecek parçalar için tolerans, şekil değiştirme ve boyutlar nasıl olacaktır?

(b) Maximum radyal yüzey gerilmesi ne olur?

(c) Temas yüzeyindeki hakiki, maximum ve minimum teğetsel gerilmeler ne olacaktır? (Lame denklemini kullanınız.)

(d) Temas yüzeyindeki eşdeğer, maximum ve minimum gerilme değerleri maximum zorlanma teorisine göre ne olabilir? (Birnie denklemlerini kullanınız.)

(e) Göbek boyu 75mm ve $f = 0,12$ olmak şartıyla eşleşecek parçaların montajı için gerekli maximum aksenal F_a kuvveti ne kadar olacaktır?

(f) Bu montajla ne kadarlık bir tork aktarılacaktır?

Cev. (a) Tolerans Maximum şekil değiştirme 0,048mm Delik 28,000 Mil 28,048 delik: 0,021mm; mil: 0,013mm Minimum şekil değiştirme 0,014mm Delik 28,021

(b) $p_c = 52,8\text{MPa}$ (c) $s_r(\min) = 65,7\text{MPa}$ (d) $s_r(\max) = 261\text{MPa}$ (e) $F_a = 93,2\text{kN}$ Mil 28,035 $T = 1,30\text{kNm}$

14. İç çapı 25cm olan çelik bir göbek, 25,025mm çapındaki bir mile geçirilecektir. Kaygan geçme için milin ne kadar soğutulması gerektiğini hesaplayınız. Ortam sıcaklığı 21°C ve lineer genleşme katsayısı $11,34 \times 10^{-6} \text{K}^{-1}$

Cev. -138°C 0,045mm lik minimum boşluk için.

15. 25mm iç ve 50mm dış çapa sahip bir çelik silindirle, 50mm iç ve 75mm dış çapındaki diğer çelik gerilmesi 83MPa olmaktadır. İki elemanın iç ve dış yüzeylerindeki teğetsel gerilmeleri ve şekil değiştirmeyi hesaplayınız. Birnie denklemini kullanınız.

Cev. $p_c = 28,6\text{MPa}$	$s'_{ri} = -76,3\text{MPa}$
$\delta = 30,5\mu\text{m}$	$s'_{rci} = -39,1\text{MPa}$
	$s'_{tco} = 83,0\text{MPa}$
	$s'_{to} = 45,8\text{MPa}$

16. Kaplinlerde merkezleme ile iki ayrı parça birbirine eşleşecek şekilde tespit edilir. H7-h6 geçme türü sıkı geçmede kullanılacaksa, tolerans oldukça dar sınırdadır. Nominal çapın 150mm olması halinde tolerans sınırlarını bulunuz. H7-h6 daki geçmenin H8-f7 ya nazaran daha ekonomik olabileceğini unutmayınız.

Cev.	150.000	150.040
	150.063	ve 150.000

17. 50mm çapındaki mile sıkı geçmeyle bir göbek gövdesi geçirilecektir. Maximum 0,040mm ve minimum 0,028mm lik şekil değiştirmeyi karşılamada, seçilen değişebilir montaj için kaç parça grup gerekli olacaktır. Bu şartlarda göbek ağzının boyutları 50,000 - 50,024mm ve mil boyutları 50,034 - 50,052 mm arasında değer almaktadır.

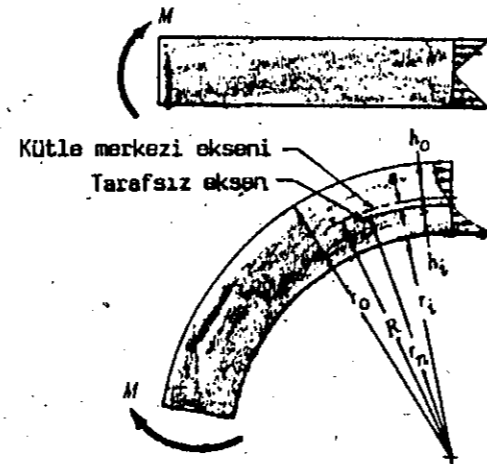
Cev. 4 Ayrı grup şu şekilde ayrılabilir.

Grup	A	B	C	D
Delik	50,000	50,006	50,012	50,018
	50,006	50,012	50,018	50,024
Mil	50,040	50,046	50,052	50,058
	50,034	50,040	50,046	50,052

4

Eğrisel Kirişler

EĞRİSEL KİRİŞLERDEKİ GERİLMELER, düz kirişlerde olduğu gibi aynı lineer değişimi göstermezler, zira değişiklik bir yay boyunca gerçekleşmektedir. Her ikisinde de aynı tür kabuller yapılmaktadır. i.e. Kiriş eksenine dik olan düzlemsel kesitler, eğilmeden sonrada düzlem şeklinde kalmaktadır. Gerilme zorlanmayla orantılıdır, ve gerilmenin dağılımı oldukça farklıdır. Şekil.4'de düz bir kirişteki lineer gerilme değişimi ve eğrisel bir kirişteki hiperbolik gerilme dağılımı görülmektedir. Kütle merkezinin dışındaki noktalarda, eğrisel kiriş için eğilme gerilmesinin sıfır olduğu söylenebilir. Ayrıca, tarafsız eksen, kütle merkeziyle, eğrilik merkezi arasında yer alır. Bu her zaman eğrisel kirişlerde böyle olur.



Şekil. 4-1

Eğilmeden dolayı, **GERİLME DAĞILIMI** $s = \frac{My}{Ac(r_n - y)}$ ile bulunur.

Burada s : Eğilme gerilmesi, N/m^2 veya Pa

M : Kütle merkezine ait eksene göre eğilme momenti, Nm

y : Sorudaki nokta ile tarafsız eksen arasındaki mesafe, m (Eğrilik merkezine doğru pozitif, eğrilik merkezinden uzaklaştıkça negatif olarak alınır).

A : Kesit alanı, m^2

e : Kütle merkezine ait eksene, nötr eksen arasındaki mesafe, m

r_n : Tarafsız eksenin eğrilik yarıçapı, m

EĞİLME GERİLMESİ, $s = \frac{Mh_i}{Aer_i}$ ile bulunur.

Burada, h_i : Tarafsız eksenle içteki lif arasındaki mesafe, m ($h_i = r_n - r_i$)

r_i : İçteki lifin eğrilik yarıçapı, m

LİF DIŞINDAKİ EĞİLME GERİLMESİ, $s = \frac{Mh_o}{Aer_o}$ ile bulunur.

Burada, h_o : Tarafsız eksenle dıştaki lif arasında mesafe, m ($h_o = r_o - r_n$)

r_o : Dıştaki lifin eğrilik yarıçapı, m

Kesik simetrik ise, maximum eğilme gerilmesi her zaman iç lifte oluşur. (Daire, dikdörtgen, (I-kirişi-eşit flanşlı)). Kesit simetrik değilse, maximum eğilme gerilmesi iç veya dışta oluşabilir.

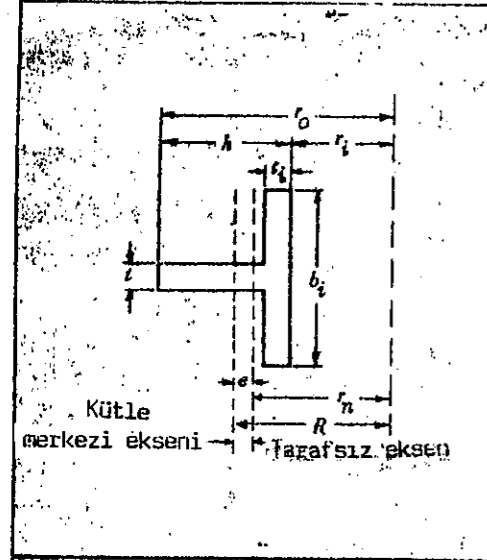
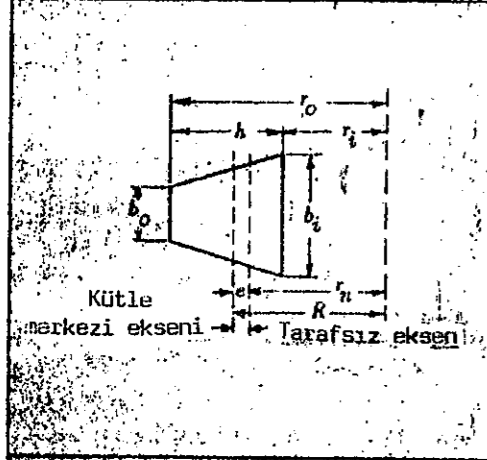
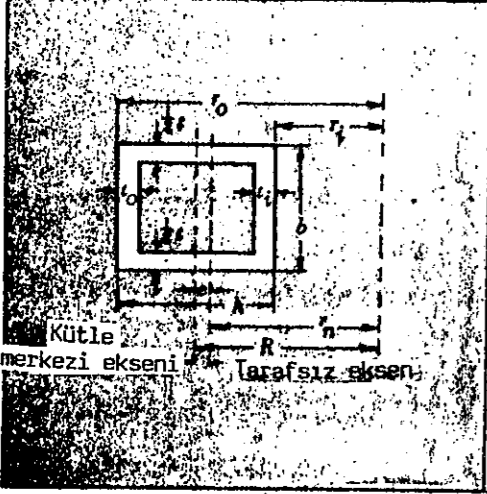
Eğilmeye ilaveten, kesitte aksenal bir yük söz konusu ise, aksenal gerilmenin cebirsel olarak eğilme gerilmesine eklenmesi gerekir.

Matematiksel işlemlerde çok dikkatli olmalıdır. Ağırlık merkezinin eksenine, tarafsız eksen arasındaki "e" mesafesi oldukça küçüktür. "e" nin hesabındaki nümerik değişimler, son hesaplamalarda oldukça büyük çapta değişikliklere neden olabilir.

Aşağıdaki, Tablo. I'de tarafsız eksenlerin, kütle merkezine ait eksenin ve çeşitli tipteki şekiller için kütle merkezinin ağırlık merkezinden olan mesafesinin nasıl olabileceği görülmektedir.

TABLO I	
	$r_n = \frac{h}{\log_e r_o/r_i}$ $e = R - r_n$ $R = r_i + h/2$
	$r_n = \frac{(r_o^{1/2} + r_i^{1/2})^2}{4}$ $e = R - r_n$ $R = r_i + d/2$
	$r_n = \frac{(b_i - t)(t_i) + (b_o - t)(t_o) + th}{b_i \log_e \frac{r_i + t_i}{r_i} + t \log_e \frac{r_o - t_o}{r_i + t_i} + b_o \log_e \frac{r_o}{r_o - t_o}}$ $e = R - r_n$ $R = r_i + \frac{\frac{1}{2}h^2 t + \frac{1}{2}t_i^2 (b_i - t) + (b_o - t)(t_o)(h - \frac{1}{2}t_o)}{(b_i - t)(t_i) + (b_o - t)(t_o) + th}$

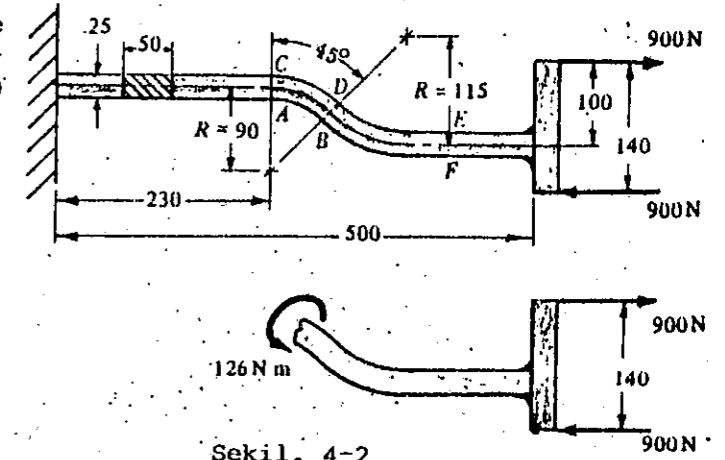
TABLO I (devamı)

	$r_n = \frac{(b_i - t)(t_i) + th}{(b_i - t) \log_e \frac{r_i + t_i}{r_i} + t \log_e \frac{r_o}{r_i}}$ $e = R - r_n$ $R = r_i + \frac{\frac{1}{2}h^2t + \frac{1}{2}t_i^2(b_i - t)}{ht + (b_i - t)t_i}$
	$r_n = \frac{\left(\frac{b_i + b_o}{2}\right)h}{\left(\frac{b_i t_o - b_o r_i}{h}\right) \log_e \left(\frac{r_o}{r_i}\right) + (b_i - b_o)}$ $e = R - r_n$ $R = r_i + \frac{h(b_i + 2b_o)}{3(b_i + b_o)}$
	$r_n = \frac{(b - t)(t_i + t_o) + th}{b \left[\log_e \frac{r_i + t_i}{r_i} + \log_e \frac{r_o}{r_o - t_o} \right] + t \log_e \frac{r_o - t_o}{r_i + t_i}}$ $e = R - r_n$ $R = r_i + \frac{\frac{1}{2}h^2t + \frac{1}{2}t_i^2(b - t) + (b - t)(t_o)(h - \frac{1}{2}t_o)}{ht + (b - t)(t_i + t_o)}$

5. Problemdaki integralin kullanılmasıyla tayin edilir. (f) ve (R) ise kesit alanının ilk momentiyle bulunabilir.

Çözümlü Problemler

1. Deveboyu şeklindeki bir çubuk şekilde görüldüğü üzere kuvvetlerin etkisi altındadır. Çubuk ölçüleri 25mmx50mm dir. Tatbik edilen iki kuvvet bir kuvvet çifti döğürmakta ve her kesitte aynı eğilme momentine neden olmaktadır. Maximum çekme, basma ve kesme gerilmelerini ve nerede oluştuklarını tayin ediniz.



Şekil. 4-2

Çözüm :

- (a) Her kesitte oluşacak eğilme momenti,
 $140 \times 10^{-3} \times 900 = 126 \text{ Nm}$
- (b) Denge hali için çift gösterildiğine göre, CDE de çekme gerilmesi, ABF de basma gerilmesi ortaya çıkar. Kiriş simetrik olduğu için, maximum normal gerilme içte, $R_i = 90 \text{ mm}$, $r_o = 77,5 \text{ mm}$, $r_i = 102,5 \text{ mm}$ de oluşur. Maximum gerilme içte basma gerilmesi halindedir. Mamafih, maximum çekme gerilmesinin yeri belirgin değildir. $R = 90 \text{ mm}$ ve $R = 115 \text{ mm}$ lik kesitler kontrol edilmelidir.

- (c) e'yi tayin etmek için,

$$r_n = \frac{h}{\log_e r_o/r_i} = \frac{0,025}{\log_e \left(\frac{0,1025}{0,0775}\right)} = 0,08942; e = R - r_n = 0,09 - 0,08942 = 5,8 \times 10^{-4} \text{ m}$$

- (d) $R = 90 \text{ mm}$ lik kesitte, içteki gerilme,

$$s_i = \frac{Mh_i}{Aer_i} = \frac{126(0,0192)}{(0,025)(0,05)(0,00058)(0,0775)} = 26,7 \text{ MN/m}^2 \text{ Basma gerilmesi}$$

Dıştaki gerilme

$$s_o = \frac{Mh_o}{Aer_o} = \frac{126(0,0131)}{(0,025)(0,05)(0,00058)(0,1025)} = 22,2 \text{ MN/m}^2 \text{ Çekme gerilmesi}$$

- (e) $R = 115 \text{ mm}$ lik kesitte $r_n = \frac{h}{\log_e r_o/r_i} = \frac{0,025}{\log_e 1,244} = 0,1145; e = R - r_n = 0,115 - 0,1145$

$$= 5 \times 10^{-4} \text{ m}$$

İçteki gerilme $s_i = \frac{Mh_i}{Aer_i} = \frac{126(0,012)}{(0,025)(0,05)(0,0005)(0,1025)} = 23,6 \text{ MN/m}^2$ Çekme

Dıştaki gerilme $s_o = \frac{Mh_o}{Aer_o} = \frac{126(0,013)}{(0,025)(0,05)(0,0005)(0,1275)} = 20,6 \text{ MN/m}^2$ Basma

- (f) Böylece, $R = 115 \text{ mm}$ de içte maximum çekme gerilmesi oluşmaktadır. Maximum basma $R = 90 \text{ mm}$ de oluşmaktadır. Maximum kesme gerilmesi ise, üç asal gerilmenin iki tanesinin en büyük farkının yarısı kadardır. Sadece, eğilme gerilmesi içte mevcut olduğundan, maximum kesme gerilmesi $\frac{1}{2}(-26,7 - 0) = 13,4 \text{ MN/m}^2$.

(Mukayese için, düz bir kirişteki maximum gerilme,

$$s = \frac{Mc}{I} = \frac{126(0,0125)(12)}{(0,05)(0,025^3)} = 24,2 \text{ MN/m}^2 \text{ basma ve çekme gerilmesidir.})$$

2. Bir yaylı kenet, 25mm çapındaki bir çubuktan yapılmıştır. Şekil 4-3. Maximum kesme gerilmesini ve oluştuğu noktayı veya noktaları yerini tayin ediniz.

Çözüm:

- (c) Maximum normal gerilmenin yeri gözlem ve mukayese ile bulunur. İki kuvvet bir kuvvet çifti doğuracağından, ortaya çıkacak eğilme momenti değerleride aynı olacaktır, Maximum eğilme gerilmesi, A dan B ye $r_i = 75\text{mm}$ veya C den d ye $r_i = 75\text{mm}$ de oluşacaktır. $r_i = 100\text{mm}$ de maximum gerilme oluşmayacaktır.

$$(b) r_n = \frac{1}{4}(r_o^{1/2} + r_i^{1/2})^2 = (0,1^{1/2} + 0,075^{1/2})^2 / 4 = 0,08705\text{mm}$$

$$(c) e = R - r_n = 0,0875 - 0,08705 = 4,5 \times 10^{-4}\text{m}$$

$$h_i = 0,01205\text{m}$$

$$(d) s_i = \frac{Mh_i}{Aer_i} = \frac{56,25(0,01205)}{\frac{1}{4}\pi(0,025^2)(0,00045)(0,075)} = 40,9\text{MN/m}^2$$

(e) A dan B ye olan gerilme, çekme gerilmesi, C den D ye olan gerilme ise basma gerilmesidir.

(f) Maximum kesme gerilmesi $\frac{1}{2}(40,9) = 20,5\text{MN/m}^2$ ve A dan B ye ve C den D ye kadar bütün noktalarda oluşur.

(g) Kesit simetrik olduğundan, dıştaki maximum gerilmenin kontrolüne gerek yoktur.

3. S şeklindeki açık bir bağlantı elemanı $\phi 25\text{mm}$ lik çubuktan imal edilmiştir. Maximum çekme gerilmesiyle, maximum kesme gerilmesi değerlerini hesaplayınız.

Çözüm:

- (a) Şekil. 4-4'de ki A-A ve B-B kesitlerinin mukayesiyle, A-A kesitindeki eğilme momentinin B-B kesitindeki eğilme momentinden daha az olduğu görülmektedir. Fakat, A-A kesitindeki eğrilik yarıçapı B-B dekinden azdır. Bunun için her iki kesiti incelemek yarar vardır. İki kesit ince-

A-A kesitinde,

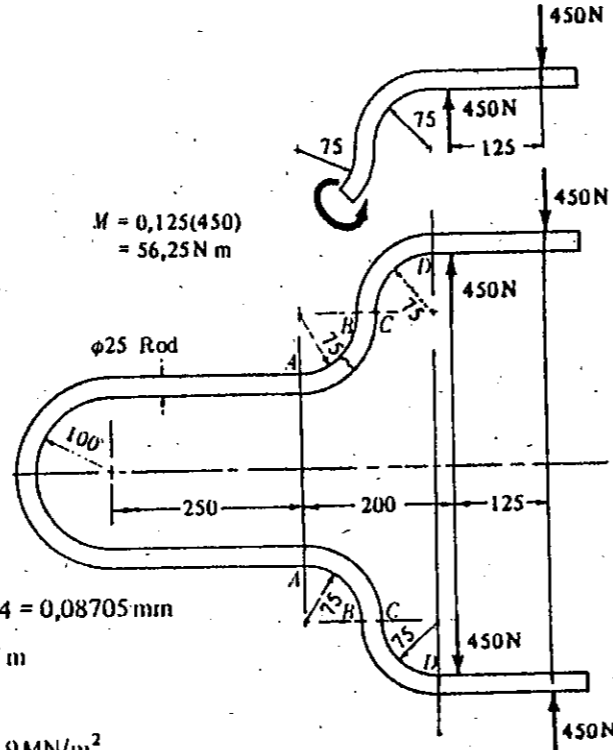
$$(b) M = (0,075)(900) = 67,5\text{N m}, A = \pi/4(0,025)^2 = 0,000491\text{m}^2$$

$$(c) r_n = \frac{[r_o^{1/2} + r_i^{1/2}]^2}{4} = \frac{[0,0875^{1/2} + 0,0625^{1/2}]^2}{4} = 0,07448\text{m}$$

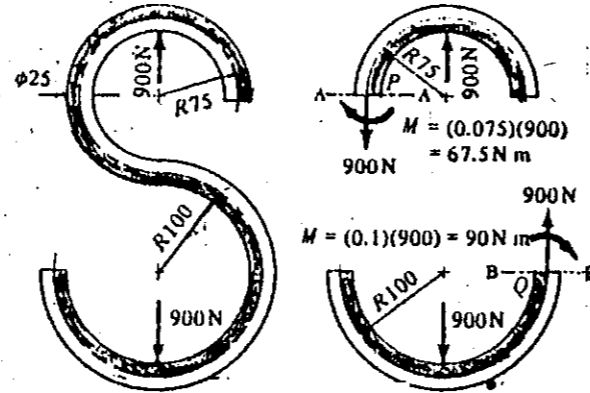
$$e = R - r_n = 0,075 - 0,07448 = 0,000525\text{m}, h_i = 0,0125 - 0,000525 = 0,01198\text{m}$$

$$\text{Eğilme gerilmesi} + \text{Çeki gerilmesi} = \frac{Mh_i}{Aer_i} + \frac{P}{A} = \frac{(67,5)(0,01198)}{(0,000491)(0,000525)(0,0625)} + \frac{900}{0,000491}$$

$$= 50,19 + 1,83 = 52,0\text{MN/m}^2 \text{ çekme gerilmesi}$$



Şekil. 4-3



Şekil. 4-4

B-B kesitinde,

$$(d) M = 900(0,1) = 90\text{N m}$$

$$r_n = \frac{[r_o^{1/2} + r_i^{1/2}]^2}{4} = \frac{[0,1125^{1/2} + 0,0875^{1/2}]^2}{4} = 0,0996\text{m}$$

$$e = 0,1 - 0,0996 = 0,000392\text{m}, h_i = 0,0125 - 0,000392 = 0,01211\text{m}$$

$$(e) \text{Eğilme momenti} + \text{Çeki gerilmesi} = \frac{Mh_i}{Aer_i} + \frac{P}{A} = \frac{90(0,01211)}{(0,000491)(0,000392)(0,0875)} + \frac{900}{0,000491}$$

$$= 66,5\text{MN/m}^2 \text{ çekme}$$

$$(f) \text{Maximum kesme} = \frac{1}{2}(66,5) = 33,3\text{MN/m}^2$$

4. Bir deveboyu şeklindeki çubuk şekil. 4-5'de olduğu gibi yüklenmiştir. Çubuğun ağırlığı ihmal edilebilir. Maximum X boyutu değeri ne olur? Çekme gerilmesi olarak 70MPa olarak sınırlandırılmıştır. Maximum kesme gerilmesi nerede oluşur.

Çözüm:

- (a) Çubuk simetrik olduğundan, Eğilme içeride daha büyük gerilmeye neden olacaktır. A-A kesitindeki P noktasında en büyük gerilme oluşacaktır.

(b) A-A kesiti için $M = 10,000(X)\text{Nm}$

$$r_n = \frac{[r_o^{1/2} + r_i^{1/2}]^2}{4} = \frac{(0,15^{1/2} + 0,05^{1/2})^2}{4} = 0,0933\text{m}$$

$$e = R - r_n = 0,1 - 0,0933 = 0,0067\text{m}$$

$$h_i = 0,05 - 0,0067 = 0,0433\text{m}$$

$$A = \frac{1}{4}\pi(0,1)^2 = 0,007854\text{m}^2$$

(c) Müsaade edilebilen çekme gerilmesi 70MPa'dır.

$$\text{Eğilme, çekme gerilmesi} + \text{çekme gerilmesi} = \frac{Mh_i}{Aer_i} + \frac{P}{A}$$

$$\text{veya } 70 \times 10^6 = \frac{X(10,000)(0,0433)}{(0,007854)(0,0067)(0,05)} + \frac{10,000}{0,007854}$$

Buradan da, $X = 418\text{mm}$. Maximum büküm.

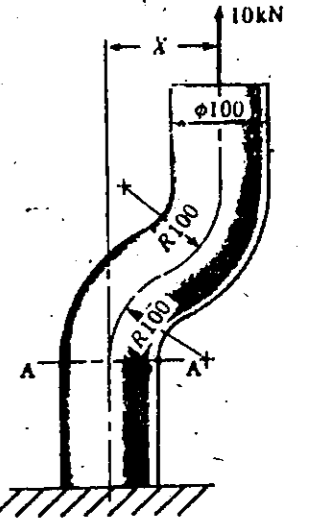
5. Sadece eğilmeden dolayı eğrisel bir kirişte gerilme dağılımını elde etmek için gerekli bağıntıları kurunuz. Eğilme gerilmesi dağılımını verecek ifadeyi çıkarınız. Şekil. 4-6'ya bakınız.

Çözüm:

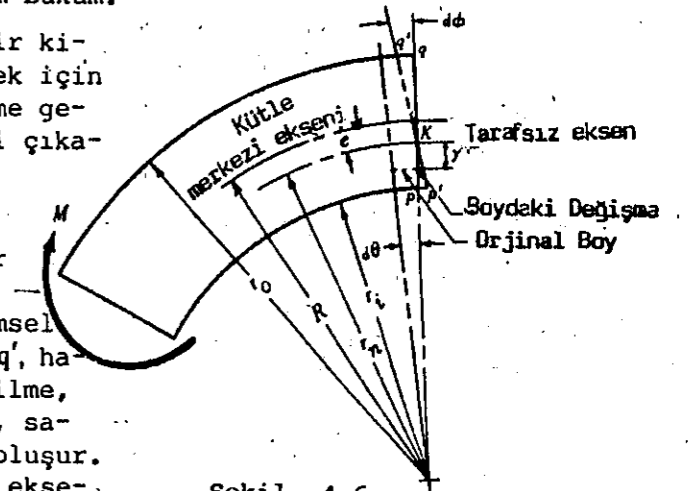
(a) $d\theta$ açısı altında bir elemanter elemanı ele alalım.

(b) Eğilme neticesi olarak, düzlemsel kesitler aynı kalarak, p-q, p'-q', haline döner. Bu arada içte gerilme, dışta basma görülür. Rotasyon, sabit tarafsız eksenini üzerinde oluşur.

(c) Lifin y mesafesinde, tarafsız ekseninden uzaklığı y 'dir.



Şekil. 4-5



Şekil. 4-6

t noktasındaki eğilme momenti ise,

$$s_o = \frac{Mh_o}{Aer_o} = \frac{(900 \times 0,2375)(0,1 - 0,0869)}{(0,025 \times 0,2)(0,0006)(0,1)} = 9,33 \text{ MN/m}^2 \text{ (basma)}$$

$$\text{Burada, } r_n = \frac{h}{\log_e r_o/r_i} = \frac{0,025}{\log_e \frac{0,1}{0,075}} = 0,0869 \text{ m, } e = R - r_n = 0,0875 - 0,0869 = 0,0006 \text{ m}$$

$$P/A = \frac{900}{(0,025 \times 0,2)} = 0,18 \text{ MN/m}^2 \text{ (çekme)}$$

$$= 9,33 - 0,18 = 9,15 \text{ MN/m}^2 \text{ (basma)}$$

u noktası:

$$s_i = \frac{Mh_i}{Aer_i} = \frac{(900 \times 0,2375)(0,0869 - 0,075)}{(0,025 \times 0,2)(0,0006)(0,075)} = 11,3 \text{ MN/m}^2$$

$$P/A = 0,18 \text{ MN/m}^2 \text{ (çekme)}$$

Toplam gerilme = $11,3 + 0,18 = 11,5 \text{ MN/m}^2$ (çekme)

(c) Maximum gerilmeler düz kısımlarda oluşur, A-A kesiti, ve $21,6 \text{ MN/m}^2$ dir. (q da çekme, p de basma)

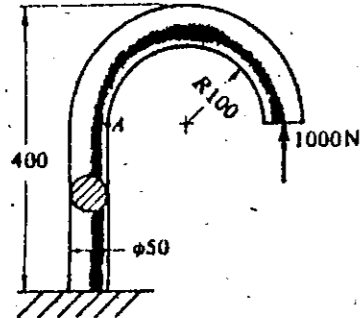
Maximum kesme p ve q noktalarının her ikisinde oluşur, bu da $\frac{1}{2}(2,16) = 10,8 \text{ MN/m}^2$.

Tamamlayıcı Problemler

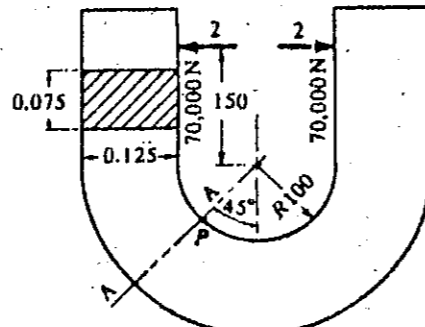
8. Şekil. 4-9'da görüldüğü üzere, çelik bir eleman makine parçası olarak kullanılacaktır. 1kN lık bir yük tatbik edilecek olursa, maximum çekme gerilmesi, ve maximum kesme gerilmesi değerlerini ve tatbik noktalarını bulunuz? Cev. $24,4 \text{ MN/m}^2, 12,2 \text{ MN/m}^2$.

9. Bir portatif hidrolik perçinleme aparatında max. perçinleme kuvveti 70kN dur. U şeklindeki parça kopma gerilmesi 480MPa olan bir malzemeden mamuldür. Çekmede akma 240MPa ortaya çıkmaktadır. Şekil. 4-10'a bakarak, A-A kesitini ele alıp, aşağıdaki maddeleri cevaplayınız.

- | | |
|--|--|
| (a) Eğilme momenti | (a) 18,5kN m |
| (b) Kütle merkezi eksenineyle tarafsız eksen arasındaki mesafe | (b) 0,00836m |
| (c) Çekme gerilmesi | (c) 49,5kN |
| (d) Maximum çekme gerilmesi ve yeri | (d) $13,3 \text{ MN/m}^2$ P noktasında |
| (e) Maximum kesme gerilmesi ve yeri | (e) $66,7 \text{ MN/m}^2$ P noktasında |

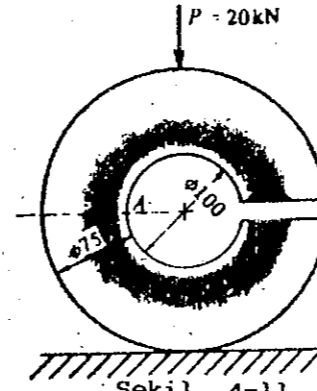


Şekil. 4-9

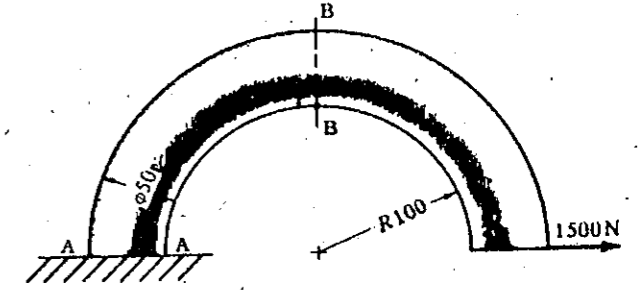


Şekil. 4-10

10. Bilezik 75mm çapındaki bir çubuktan mamuldür. Bileziğin iç çapı 100mm dir. Şekil. 4-11'de görülen yük için, çubuktaki maximum kesme gerilmesi değerini hesaplayınız. Ayrıca, tatbik noktasını tayin ediniz. Cev. $33,5 \text{ MPa}$, A noktasında



Şekil. 4-11



Şekil. 4-12

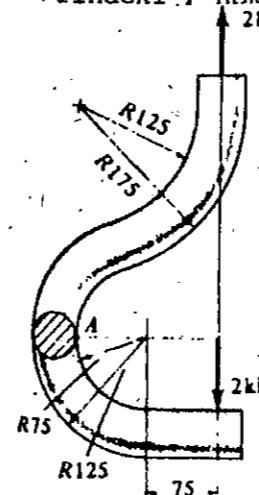
11. Şekil. 4-12'de görüldüğü üzere yüklenen elemana ait maximum çekme gerilmesi değerini ve tatbik noktasını hesaplayınız. Cev. $18,7 \text{ MPa}$, P noktasında

12. Bir kren kancasının 50mm çaplı çubuktan mamul olduğunu ve Şekil. 4-13'de olduğu gibi yüklendiğini kabul ederek, maximum çekme gerilmesi değerini ve tatbik noktasının yerini tayin ediniz. Cev. 36 MPa , A noktasında

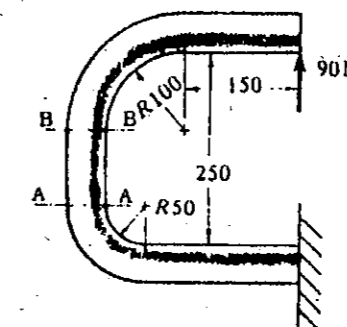
13. Şekil. 4-14'de görüldüğü üzere, elemanın 25mm'lik çubuktan mamul olduğu ve yüklendiği belirtilmiştir.

- | | |
|--|-------------------------------------|
| (a) Maximum çekme gerilmesi nerede oluşur? | (a) A-A kesitinde P noktası |
| (b) Gerilmenin en düşük olduğu noktadaki eğilme momenti nedir? | (b) $23,6 \text{ N} \cdot \text{m}$ |
| (c) En fazla gerilmeye tabi noktadaki yük ne kadardır? | (c) 90N |
| (d) Maximum çekme gerilmesi değeri nedir? | (d) $18,3 \text{ MPa}$ |

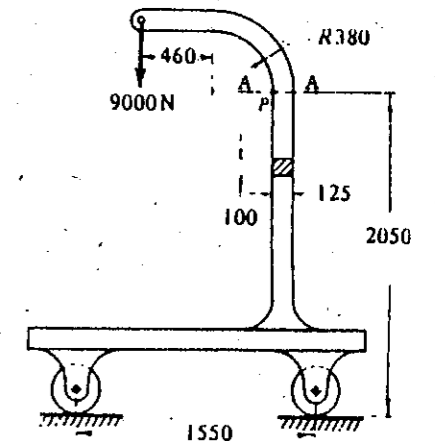
14. Şekil. 4-15'de görüldüğü üzere, mobil bir krenin yük taşıyan gövdesine ait ölçüler belirtilmiştir. Aşağıdaki maddelere ayrı ayrı cevap veriniz. (a) Maximum basma gerilmesinin tatbik noktası, (b) Maximum kesme gerilmesinin tatbik noktası, (c) A-A kesitindeki eğilme momenti, (d) A-A kesitindeki basma yükü, (e) maximum basma gerilmesi, (f) maximum kesme gerilmesi. Cev. (a) A-A kesiti üzerindeki P noktasında, (b) A-A kesiti üzerindeki P noktasında (c) $8120 \text{ N} \cdot \text{m}$, (d) 9000N, (e) $34,6 \text{ MPa}$, (f) $17,3 \text{ MPa}$



Şekil. 4-13



Şekil. 4-14



Şekil. 4-15

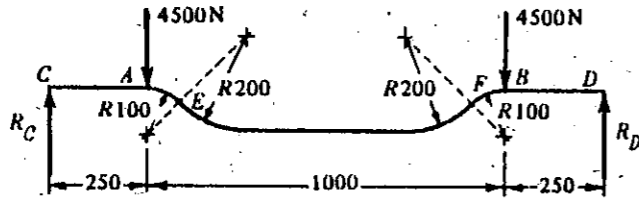
15. Şekil. 4-16'da bir krenin taşıyıcı kirişine ait merkez hattı görülmektedir. Kiriş C ve D noktalarında yataklanmışlardır. Kirişin 50mm çapındaki çubuktan mamul olduğunu kabul ederek, (a) C ve D noktasındaki reaksiyonları hesaplayınız. (b) Eğilme momentinin, A ve B noktaları arasında değişen kiriş eksenine nasıl dik olmaktadır? (c) Gerilmenin en fazla yoğun olduğu kesit veya kesitleri tayin ediniz. Maximum gerilme değeri nedir?

Cev. (a) C deki reaksiyon = 4.5kN, D de = 4.5kN, (b) A dan B ye her noktada eğilme momenti aynıdır. (c) A dan E ye, (d) 112MPa çekme.

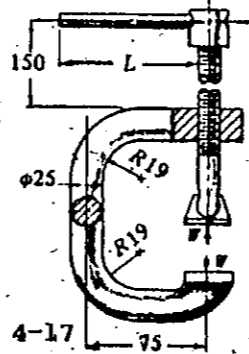
16. Şekil. 4-17'de görülen küçük bir işkencede vida ile tatbik edilen kuvvet $W = 4.5kN$ dur. (a) Müsaade edilebilecek maximum kesme gerilmesi 52MPa, Maximum çekme gerilmesi 104MPa ve müsaade edilecek maximum basma gerilmesi ise 104MPa. Bu değerler, işkence mukavemeti göz önüne alınarak dizayn kabul edileceğine göre ve (b) bu dizayn vidanın sıkıştırılmasından sonra yapılacağı kabul edilecektir.

Cev. (a) Dizayn yetersizdir. Zira maximum çekme gerilmesi 312MPa, müsaade edilecek çekme gerilmesi 104MPa. (Veya maximum kesme gerilmesi 312MPa ve müsaade edilebilen ise 52MPa)

- (b) 1. farklı kesit, I veya T kesiti kullanılabilir, 2. Eğrilik yarıçapı artırılmalıdır, 3. C-kenetinin çapının artırılması gerekir.



Şekil. 4-16

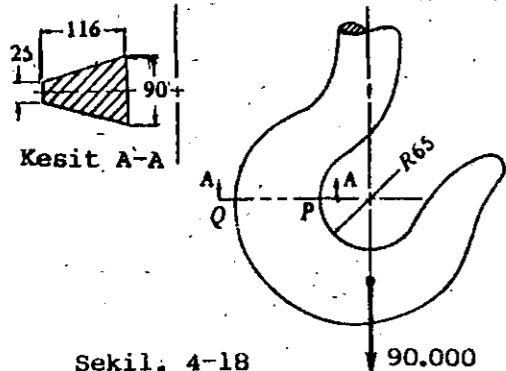


Şekil. 4-17

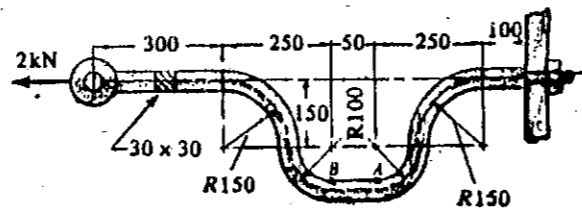
17. Kren kanca blokunun analizinin daha rahat sağlanabilmesi için, trapez kesitli olduğu kabul edilmiştir. Maximum kesme gerilmesi P noktasında oluşmaktadır. Şekil. 4-18. (a) Eğrilik merkezinin kütle merkez hattına olan mesafesini, (b) A-A kesitindeki eğilme momentini, (c) Eğrilik merkezinden tarafsız eksene olan mesafeyi, (d) alanı, (e) maximum çekme gerilmesini (P noktasında), (f) Q noktasındaki maximum gerilmeyi hesaplayınız.

Cev. (a) 111.7mm, (b) 10,103N m, (c) 1032mm, (d) 6.67m², (e) 119MN/m², (f) 63.1MN/m² (basma.)

18. Şekil. 4-19'da deveboyu şeklinde bir bağlantı parçası görülmektedir. Maximum kesme gerilmesi ve tatbik noktasını (noktalarını) tayin ediniz. Cev. 59MPa; A ve B noktaları.



Şekil. 4-18



Şekil. 4-19

Makine Parçalarındaki Eğilme ve Sehim

RİJİDLİK, bazı hallerde makine parçasının dizayn şeklini tayin eder. Eleman gerilmedeki aksaklığı önleyecek derecede mukavim olabilirdi, başarılı bir çalışma için yeterince rijid olmayabilir. Aşağıda, rijidliği, yer değiştirme, burulma açısı, bükülmeden dolayı ortaya çıkan ekstenel sapma, kesmeden dolayı ortaya çıkan sehim ve kolonlardaki burkulmadan bahsedilecektir.

YER DEĞİŞTİRME, Hooke kanuna göre F ekstenel yüküyle ortaya çıkar.

$$s = \left(\frac{\delta}{L}\right) (E) = \frac{F}{A}$$

$$\delta = \frac{FL}{AE}$$

Burada,

δ = yer değiştirme m

L = ekstenel yük tatbik edilmeden elemanın eksene boyu, m

A = enine kesit alanı, m²

E = elastisite modülü, N/m²

BURULMA AÇISI θ° , dolu dairesel kesit üzerindeki burulma yükünden dolayı ortaya çıkar.

$$\theta^\circ = \frac{584 TL}{GD^4}$$

Dairesel kesitli içi boş bir eleman için, burulma açısı,

$$\theta^\circ = \frac{584 TL}{G(D_o^4 - D_i^4)}$$

Burada,

θ° = burulma açısı, derece

T = Tork, Nm

D = Dolu elemanın çapı, m

D_o = içi boş elemanın dış çapı, m

D_i = içi boş elemanın iç çapı, m

L = Uygulanan ve karşı koyan torklar arasındaki elemanın eksene l boyu, m

G = Kayma modülü, N/m²

Katı dikdörtgen bir eleman için burulma açısı,

$$\theta^{\circ} = \frac{57,3 TL}{abc^3 G}$$

burada,

b = Dikdörtgenin uzun kenarı, m

c = Dikdörtgenin kısa kenarı, m

$a = b/c$ oranına bağlı bir katsayı,

$$b/c = 1.000 \ 1.500 \ 1.750 \ 2.000 \ 2.500 \ 3.000 \ 4.000 \ 6.000 \ 8.000 \ 10.000 \ \infty$$

$$a = 0,141 \ 0,196 \ 0,214 \ 0,229 \ 0,249 \ 0,263 \ 0,281 \ 0,299 \ 0,307 \ 0,313 \ 0,333$$

G = Kayma modülü,

= Elemanın boyu, m

ENİNE YÜKLÜ KİRİŞLERDE SEHİM, eğilmeden olmak üzere, elastik eğrinin denkleminin integrasyonu ile elde edilir,

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M}{EI}$$

burada,

M = Eğilme momenti, Nm

I = Atalet momenti, m⁴

E = Elastisite modülü, N/m²

y = Sehim, m

x = Sehimin hesaplanacağı kesitle, elemanın ucu arasındaki mesafe

Yük sayısının fazla olması halinde, bu ifadenin doğrudan analitik çözümünü çift integrasyonla oldukça sıkıcı olabilir. Aynı durum kesitleri değişik olan kirişler içinde geçerlidir. Daha kolay çözümler, moment alanı metodu, eş değer kiriş metodu, kademeli fonksiyonların kullanımı, kastigliano teoremi veya grafiksel integrasyon ile elde edilebilir.

Eğilmeden dolayı **MOMENT ALANI** metoduyla kirişteki sehimin tayininde, kirişin herhangi bir A noktasının düşey mesafesine, elastik eğrinin herhangi bir B noktasından çizilen teğeti A ve B noktaları arasındaki M/EI eğrisine ait alanın A noktasındaki ordinatına göre alınan momentine eşittir. (Şekil. 5-1'e bakınız.)

$$\Delta = A_1 \bar{x}_1 + A_2 \bar{x}_2 + \dots$$

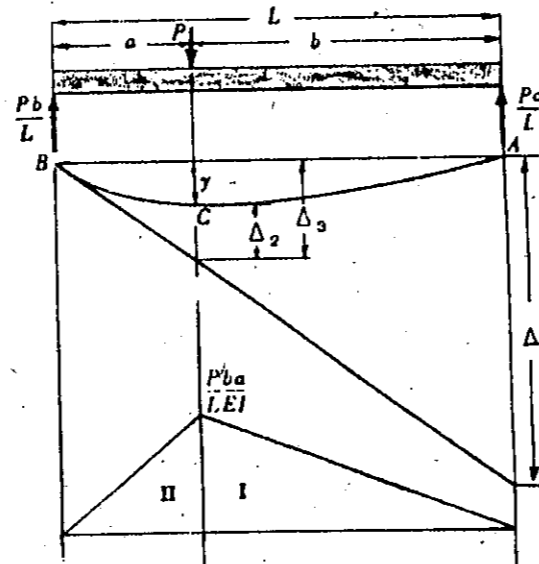
burada

$A_1 = M/EI$ diyagramının I bölümünün alanı

= A noktasında geçen ordinatla A_1 kütle merkezi arasındaki mesafe,

$A_2 = M/EI$ diyagramının II bölümünün alanı

$\bar{x}_2 = A$ noktasından geçen ordinatla A_2 kütle merkezi arasındaki mesafe.



Şekil. 5-1

Sol taraftaki mesnetten a mesafesindeki bir P yükü bulunan L boyundaki bir kiriş, b mesafesi sağ taraftaki mesnetten olmak üzere, yukarıdaki işlemi açıklamakta kullanılabilir. Şekil. 5-1'e bakarak, P yükü altında y sehimini hesaplayabilmek için, aşağıdaki maddelerin yerine getirilmesi gerekir.

1. Klasik eğriyi şematik olarak çiziniz.
2. Sol taraftaki mesnete yakın B noktasında, elastik eğriye bir teğet çiziniz.
3. M/EI diyagramını çiziniz.
4. Δ_1 I, II bölümün alanlarının momentlerini toplayarak bulunuz, ve II bölüm içinde sağ taraftaki mesneti kullanınız:

$$\Delta_1 = \left(\frac{Pb^2 a}{2LEI} \right) \left(\frac{2b}{3} \right) + \left(\frac{Pba^2}{2LEI} \right) \left(b + \frac{a}{3} \right) = \frac{Pb^3 a}{3LEI} + \frac{Pb^2 a^2}{2LEI} + \frac{Pba^3}{6LEI}$$

5. Δ_2 yi tayin ediniz. Bu, C noktasından geçen düşey eksene göre II bölümün momentine eşittir.

$$\Delta_2 = \left(\frac{Pba^2}{2LEI} \right) \left(\frac{a}{3} \right) = \frac{Pba^3}{6LEI}$$

6. Oranla Δ_3 değerini hesaplayınız.

$$\Delta_3 = \frac{a\Delta_1}{L} = \frac{Pb^3 a^2}{3L^2 EI} + \frac{Pb^2 a^3}{2L^2 EI} + \frac{Pba^4}{6L^2 EI}$$

7. Böylece, $y = \Delta_3 - \Delta_2 = \frac{Pb^3 a^2}{3L^2 EI} + \frac{Pb^2 a^3}{2L^2 EI} + \frac{Pba^4}{6L^2 EI} - \frac{Pba^3}{6LEI}$

Yukarıdaki gösterimlerde, I ve II alanlarının her ikisi de pozitif olduğu unutulmamalıdır. M/EI diyagramının herhangi bir parçası negatif olacak olursa, M/EI diyagramının o parçasının momentide negatif alınmalıdır.

EŞDEĞER KİRİŞ metodu, kirişin eğilmesinden dolayı ortaya çıkan enine sehimin tayini için, yük, kesmenin matematiksel benzerliğinden yararlanılırken, M/EI yük eğilme momenti diyagramları, eğim ve sehim diyagramları da ayrıca katkıda bulunacaklardır.

$$f(x) = w = \frac{dV}{dx} = \frac{d^2 M}{dx^2}, \quad f(x) = \frac{M}{EI} = \frac{d\alpha}{dx} = \frac{d^2 y}{dx^2}$$

Yukarıdaki ifadelerin benzerliklerinden dolayı, aşağıdaki tanımlar çözüm için yeterli olacaktır.

1. Eşdeğer kirişin "eğme" kuvveti, hakiki kirişin eğimine eşit olacaktır.
2. Eşdeğer kirişin eğilme momenti, hakiki kirişin sehimine eşit olacaktır.

Mamafih, ilk başta, (eşdeğer) kirişin sınır şartlarını sağlaması gerekli olacaktır. Orijinal kirişte eğimin sıfır olmadığı noktada, eş değer kirişteki kesme kuvveti ortaya çıkacaktır. Kesme olmayacak şekilde yükleme mevcutsa, kesme kuvveti eş değer kiriş yüklemesi içinde görülmelidir. Sehikle benzer şekilde, sehik sıfır değilse, moment bulunmalıdır. Yükleme moment olmayacak şekilde gerçekleştiriliyorsa, momentinde eş değer kirişin yüklenmesi içinde hesaba katılmasında yarar vardır.

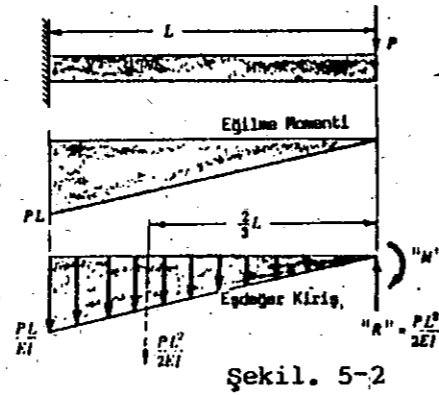
Yukarıdaki prosedürü izah edebilmek için, homojen kesitli bir ankastre kirişi ele alalım. Şekil. 5-2'de olduğu üzere yüklenmiş olsun. Aşağıdaki maddelerle kiriş uçundaki sehimi tayin edebiliriz.

- a. Eğilme momenti diyagramını çiziniz.
- b. Eş değer kirişi öyle yükleyiniz ki, herhangi bir kesitteki yükün şiddeti M/EI nin ordinatına eşit olsun.

- c. Sınır şartlarını sağlayabilmek için, "R" reaksiyonuyla gösterilen P yükü altında ki eşdeğer kirişin herhangi bir noktasında eğim veya kesme için belli bir değerde olmalıdır. Sehim veya moment için, reaksiyonda ortaya çıkmaları şartıyla kirişin sağ ucuna bir ("M") momentinin tatbik edilmesi gerekir.
- d. Eşdeğer kirişin, üçgen şeklinde yayılı yükün, söz konusu üçgenin alanına, eşit olduğu kabul edilir. $(PL^2/2EI)$ üçgenin ağırlık merkezinden etki etmektedir.
- e. Düşey yöndeki kuvvetlerin toplanmasıyla, kiriş uçundaki reaksiyon $PL^2/2EI$ dir.
- f. Eşdeğer kirişin uç tarafına göre moment alınacak olursa,

$$-\frac{PL^2}{2EI} \left(\frac{2L}{3}\right) + "M" = 0$$

veya "M" $= PL^3/3EI$ elde edilirki bu da kirişin sağ tarafındaki sehimden başka bir şey değildir.



Şekil. 5-2

Eğilmeden dolayı ortaya çıkan sehimde kullanılan STEP fonksiyonlarının kullanımı için iki integrasyon sabitinin değerlendirilmesi gerekir. Bu değerlendirilme herhangi bir sayıdaki yüklerle kesit, değişikliği için yapılmaktadır. Bilinen çift integrasyon metodunun tatbikinde, her kiriş kesiti için M/EI ifadesinin yazılmasında her kiriş için ayrı ayrı olmak üzere integrasyonun iki sabiti ele alınmalıdır.

Kirişin herhangi bir kesiti için geçerli olmak üzere, stop fonksiyonların kullanılmasıyla M/EI için matematiksel bir tek ifade yazılabilir. Sonradan çift integrasyonla, kirişin herhangi diğer noktaları için de değerler elde edilebilir.

Daha sonra kullanılacağı üzere, step fonksiyon, aşağıdaki notasyonla tanımlanır:

$$\left. \begin{aligned} H_a &= 0 \text{ eğer } x < a \text{ ise} \\ H_a &= 1 \text{ eğer } x > a \text{ ise} \end{aligned} \right\} H_a \text{ bir step fonksiyonudur.}$$

$$\left. \begin{aligned} H_b &= 0 \text{ eğer } x < b \text{ ise} \\ H_b &= 1 \text{ eğer } x > b \text{ ise} \end{aligned} \right\} H_b \text{ bir step fonksiyonudur.}$$

$b > a$ için, iki step fonksiyonun çarpımıyla,

$$H_a H_b = 0 \text{ eğer } x < b \text{ ise}$$

$$H_a H_b = 1 \text{ eğer } x > b \text{ ise}$$

Yukarıdaki step fonksiyonları Şekil. 5-3'de gösterilmiştir.



Şekil. 5-3

$f(x)$ fonksiyonuyla çarpım halinde bulunan bir step fonksiyonun integrasyonu için matematiksel prosedür aşağıdaki gibidir.

$$\int_0^x H_a f(x) dx = H_a \int_0^x f(x) dx$$

Örnek. 1. $f(x) = x^2$ olarak alalım.

$$\int_0^x H_a x^2 dx = H_a \int_0^x x^2 dx = \left[H_a \frac{x^3}{3} \right]_0^x + C = H_a \frac{x^3 - 0^3}{3} + C$$

burada, C = integrasyon sabitidir.

Örnek. 2. $b > a$, olduğu zaman

$$\int_0^x H_b H_a (x-a) dx = H_b \int_b^x (x-a) dx$$

$$= H_b \left[\frac{(x-a)^2}{2} \right]_b^x + C = H_b \frac{(x-a)^2 - (b-a)^2}{2} + C$$

Örnek. 3. Step fonksiyonlarca kesit değişikliklerinin kullanım metodları aşağıdaki şekilde gösterilebilir. Şekil. 5-4'de üç ayrı kesiti olan bir kiriş görülmektedir. Hepsinin de atalet momentleri farklıdır. R_L ve R_R sabit yatakları ve F_1 ve F_2 de uçlarda etkili yüklerdir. Herhangi bir kesit için geçerli moment ifadesi,

$$M = -F_1 x + R_L(x-a)H_a + R_R(x-b)H_b$$

Şimdi, $1/I_x$, herhangi bir kesit için atalet momentinin tersi, aşağıdaki gibi yazılabilir,

$$\frac{1}{I_x} = \frac{1}{I} \left[1 - H_a + \frac{H_a}{m} - \frac{H_b}{m} + \frac{H_b}{n} \right]$$

buradan,

$$IE \frac{d^2 y}{dx^2} = [-F_1 x + R_L(x-a)H_a + R_R(x-b)H_b] \left[1 + H_a \left(\frac{1}{m} - 1 \right) + H_b \left(-\frac{1}{m} + \frac{1}{n} \right) \right]$$

$$= -F_1 x + R_L(x-a)H_a + R_R(x-b)H_b - F_1 x H_a \left(\frac{1}{m} - 1 \right)$$

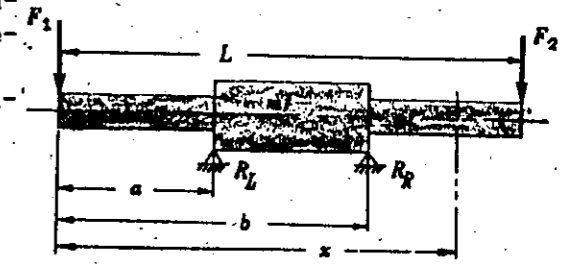
$$+ R_L(x-a)H_a H_a \left(\frac{1}{m} - 1 \right) + R_R(x-b)H_b H_a \left(\frac{1}{m} - 1 \right)$$

$$- F_1 x H_b \left(-\frac{1}{m} + \frac{1}{n} \right) + R_L(x-a)H_a H_b \left(-\frac{1}{m} + \frac{1}{n} \right)$$

$$+ R_R(x-b)H_b H_b \left(-\frac{1}{m} + \frac{1}{n} \right)$$

$H_a H_a = H_a$ ve $H_b H_b = H_b$ olmak üzere, çift integrasyon yukarıda izah edildiği gibi tamamlanabilir.

KESMEDEN DOLAYI SEHİM oldukça ehemiyetli olabilir, Örneğin, derinliğine göre kısa sayılacak elemanlar veya büyük çaplı içi boş elemanlar gibi. Böyle durumlarda kesmeden dolayı ortaya çıkan sehimin eğilmeden dolayı ortaya çıkan sehime eklenmesi gerekir. Bu bilhassa döner elemanların kiritik hızlarını tayinde, sehim hesabı yapılırken oldukça önemli olabilir.



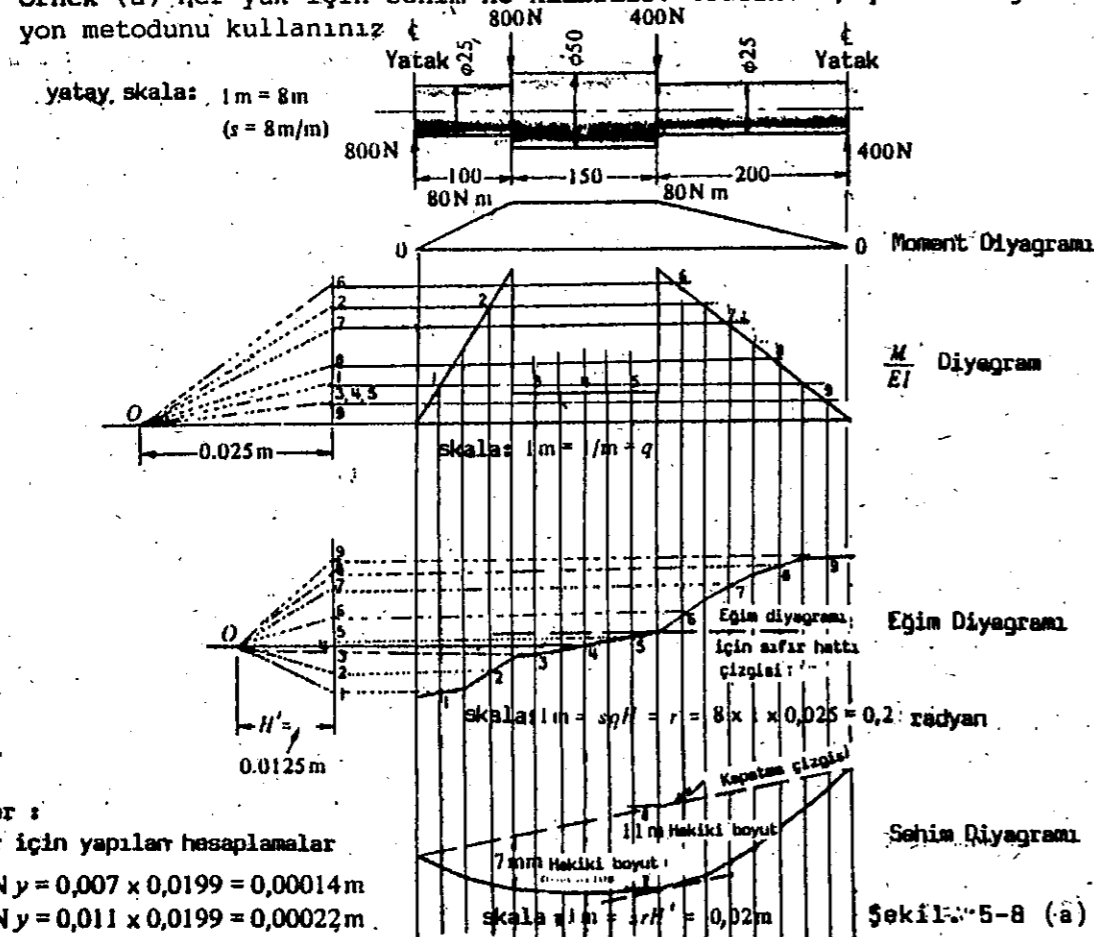
Şekil. 5-4

- 1 ve 2 noktalarından çizilen izdüşümlerle 1' ve 2' noktaları bulunur. 1' ve 2' noktaları herhangi bir AB doğrusu üzerinde yer alabilir. Bahis konusu AB doğrusunda O' den yatay doğrultuda bir H mesafesindedir. O'-1' ve O'-2' hatlarını çiziniz.
- O'-1' hattına O''-1'' paralelini çiziniz. Ayrıca O'-2' hattına da 1''-2'' paralel doğrusunu çiziniz. m-1'' in I alanıyla, p-2'' II alanıyla orantılı olduğu veya n-2'' nin I ve II alanlarının toplamına orantılı olduğu görülmektedir.
- İspat için benzer üçgenlerin özelliklerinden faydalanılır. (O'-A-1' ve O''-m-1'' üçgenlerini alarak,

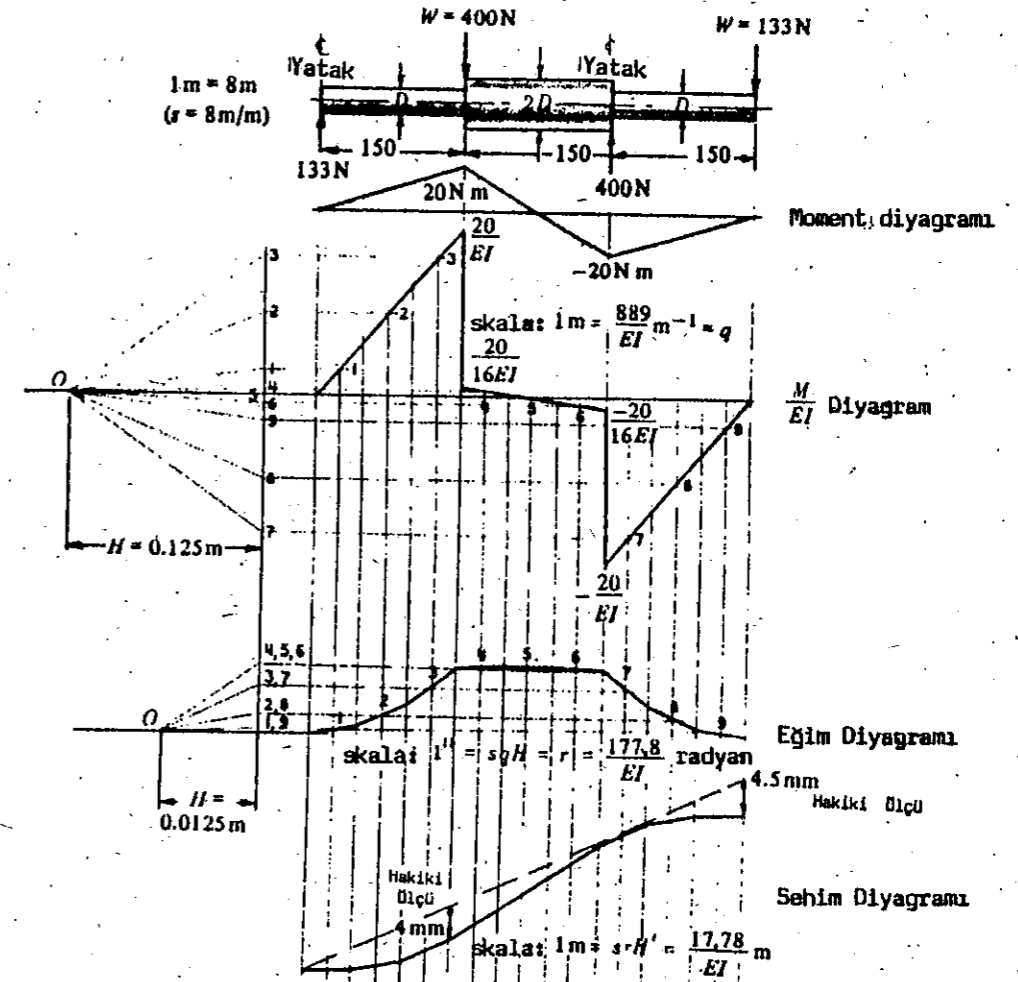
$$\frac{A-1'}{O'-A} = \frac{m-1''}{O''-m} \text{ veya } \frac{y_1}{H} = \frac{m-1''}{x_1} \text{ veya } m-1'' = \frac{x_1 y_1}{H}$$

veya $x_1 y_1 = H(m-1'')$. Böylece, düşey m-1'' mesafesi I alanıyla orantılı olur. Bahis konusu alan yaklaşık olarak $(x_1 y_1)$ kadardır. x_1 mesafesi küçükse, yapılan kabul hakiki alana çok yakın olur. Neticede, ne kadar fazla dilim seçilecek olursa alanın hesaplanması o kadar daha hassas olur.

- Benzer şekilde, $p-2'' = \frac{x_2 y_2}{H}$ veya $x_2 y_2 = H(p-2'')$ Dolayısıyla toplam açıklık n-2'' gösterilen iki alanın toplamı olmaktadır.
- Yukarıdaki işlem iki durum için gösterilecek olursa,
 - Uçlarda mesnetlenmiş, Şekil. 5-8(a), aşağıdaki, çaplar belirtilmiş,
 - Yük asılı halde kiriş, Şekil. 5-8(b), aşağıda çaplar belirtilmiştir.



Örnek (b). 400N luk yük ve 0,025mm lik sehimi taşıyacak D çapını hesaplayınız. Grafikselsel, çift integrasyon metodunu kullanınız. Çap kesitlerine ait atalet momenti I dir.



Şekil. 5-8(b)

MAKİNE PARÇALARINDAKİ aksenal yüklemelerden dolayı ortaya çıkabilen kolon tesiri çok sık görülür. Aksenal yük, çekme gerilmesi şeklinde ise, $s.S = P/A$ kullanılabilir. Aksenal yük basma yükü şeklinde ise, kolon ifadelerinin kullanılması gerekir.

Uniform kesitli, ince kolonlar için kritik yükdeki Euler ifadesi aşağıdaki şekilde olur.

$$F_{cr} = \frac{C\pi^2 EA}{(L/k)^2}$$

burada, F_{cr} = Belvermeye neden olan kritik yük, N

C = Sınır şartlarına göre seçilen bir katsayı (Şekil. 5-9'a değerler için bak).

E = Elastisite modülü, N/m²

A = Enine kesit alanı, m²

L = Kolon boyu, m

k = Minimum jirasyon yarıçapı $\sqrt{I/A}$, m

Eğilme eksenine göre, I minimum atalet momentidir.

Dairesel kesit için, $k = D/4$

Dikdörtgen kesit için, $k = h\sqrt{3}/6$, (h dikdörtgenin küçük boyutudur)

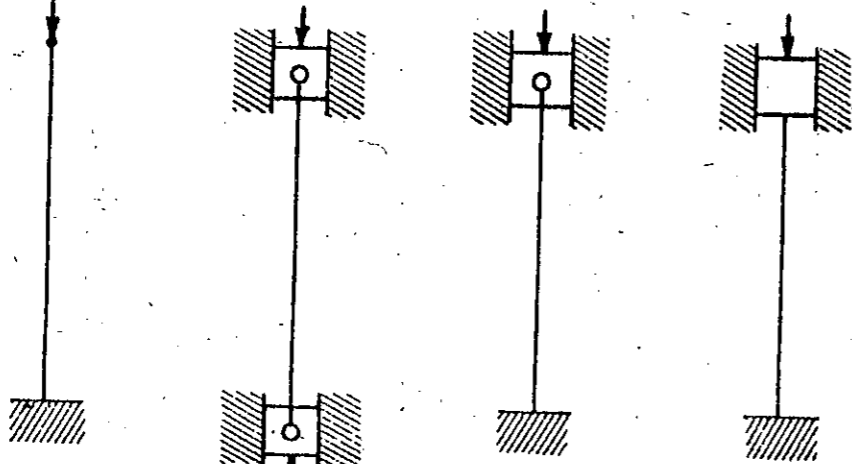
Uniform kesitli, normal boydaki kolonlarda kritik yük çeşitli amprik formüllerle bulunabilir. Bu amprik formüllerden birisi de J. B. Johnson'a aittir:

$$F_{cr} = s_y A \left(1 - \frac{s_y (L/k)^2}{4C\pi^2 E} \right)$$

burada

s_y = Kopma noktası, N/m². Diğer semboller Euler ifadesinde gösterilmiştir.

C katsayısının değeri sınır şartlarına bağlıdır. Şekil. 5-9 C nin teorik değerleri verileden daha büyük ise, uçların sabitliği değerlendirilirken çok dikkat etmek gerekir. Uç noktalarına ait sınır şartlarından çok emin olunmuyorsa, C katsayısının 2 civarında bir değer olabileceği bilinmelidir. Genelde, C için maximum bir değer üzere 1 in kabul edilebileceği söylenebilir.



Şekil. 5-9

Bir uç sabit ve diğer uç zortlanmaya maruz

$$C = \frac{1}{4}$$

Her iki hareket edebilir. Enine hareket edilemiyor. (Dönme, veya pimli veya mafsallı uçler)

$$C = 1$$

Bir uç sabit, diğer uç hareketli, enine hareket yok

$$C = 2$$

Her iki uç sabit, her iki uçtaki elastik eğriye teğet kolonun orijinal eksenine paraleldir

$$C = 4$$

Emniyetli yük, kritik yük değerinin emniyet sayısı ile bölünmesiyle elde edilir. Emniyet sayısı, N :

$$F \text{ emniyet yükü, } F = \frac{F_{cr}}{N} = \frac{C\pi^2 EA}{N(L/k)^2} \quad (\text{Euler denklemi})$$

$$h, \text{ Emniyet ifadesi } F = \frac{s_y A}{N} \left(1 - \frac{s_y (L/k)^2}{4C\pi^2 E} \right) \quad (\text{J. B. Johnson denklemi})$$

Euler veya J. B. Johnson ifadesinin tayininde kullanılan L/k , Euler ifadesindeki kritik yük, J. B. Johnsonun açıkladığı kritik yük ifadesi karşılaştırılarak L/k değeri rahatlıkla bulunabilir:

$$\frac{C\pi^2 EA}{(L/k)^2} = s_y A \left(1 - \frac{s_y (L/k)^2}{4C\pi^2 E} \right) \text{ buradan, } L/k = \sqrt{\frac{2C\pi^2 E}{s_y}}$$

L/k değeri çeşitli özelliklere göre aşağıdaki şekilde değerler alabilir.

C	E GPa	s_y MPa	$(L/k)^2$	(L/k)
1/4	207	550	1.849	43
		480	2.113	46
		415	2.465	50
		345	2.958	54
		275	3.697	61
1	207	550	7.394	86
		480	8.451	92
		415	9.860	99
		345	11.832	109
		275	14.789	121
2	207	550	14.789	121
		480	16.902	130
		415	19.719	140
		345	23.663	154
		275	29.579	172

Eğer $L/k > \sqrt{2C\pi^2 E/s_y}$, ile bulunuyorsa, $L/k = 0$ değerine kadar geçerli olabilecek J. B. Johnson ifadesini kullanınız.

Kolon tesirinin burulma ve eğilme gibi diğer türde etki altında kaldığı sürece eşdeğer kolon gerilmelerinden yararlanılabilir. Eşdeğer, gerilme, hakiki yükün kritik yük ile olan bağıntısı gibi, aynı şekilde kopma noktası gerilmesiyle bağımlı halde. Hakiki yük, F için eşdeğer kolon gerilmesi Euler ifadesinden çıkarılabilir. Bu da,

$$s_{eq} = \frac{F}{A} \left(\frac{s_y (L/k)^2}{C\pi^2 E} \right) = \frac{F}{A} \alpha \quad \text{şeklinde olup, } \alpha = \frac{s_y (L/k)^2}{C\pi^2 E} \quad \text{dir.}$$

Eşdeğer gerilmenin kopma noktası gerilmesine bağlı olduğu unutulmamalıdır. Bu arada kritik yükün kopma noktasından bağımsız olduğu görülmektedir. Belli oran ve boydaki kolonlarda malzeme değişikliği kritik yükü değiştirmede söylenirse de, eşdeğer gerilmede etkili olduğu bilinmektedir. Hakiki yükün, kritik yüke oranı da mamafih, eşdeğer gerilmenin kopma noktası gerilmesine oranında olduğu gibidir.

Hakiki yük, F için, eşdeğer kolon gerilmesi, J.B. Johnson ifadesinden çıkarıldığı şekliyle,

$$s_{eq} = \frac{F}{A} \left(\frac{1}{1 - \frac{s_y (L/k)^2}{4C\pi^2 E}} \right) = \frac{F}{A} \alpha \quad \alpha = \frac{1}{1 - \frac{s_y (L/k)^2}{4C\pi^2 E}}$$

Eşdeğer gerilme ifadelerinde, aşağıdaki bağıntı her zaman geçerliliğini korur, sembolleri yukarıda açıklandığı gibidir.

$$\frac{F_{cr}}{F} = \frac{s_y}{s_{eq}} = N$$

Çözümlü Problemler

1. Düzgün bir kirişte eğilmeden dolayı ortaya çıkan elastik şekil değiştirme enerjisi için uygun ifadeyi çıkarınız.

Çözüm :

İki düzlem arasındaki $d\alpha$ açısının değişimi, bir M eğilme momentine maruz bu iki düzlem arasındaki mesafenin dx olması halinde $d\alpha = M dx/EI$ dir. Kiriş üzerindeki şekil değiştirme enerjisi, boy dx olma üzere,

$$dU = \frac{M d\alpha}{2} = \frac{M^2 dx}{2EI} \text{ veya } U = \int \frac{M^2 dx}{2EI}$$

2. Eğrisel bir kirişte eğilmeden dolayı ortaya çıkan elastik şekil değiştirme enerjisi için uygun ifadeyi çıkarınız.

Çözüm :

$d\phi$ açısıyla ayrılmış iki düzlem arasındaki açı, değişimi $d\alpha$, eğrisel kiriş bir M momentine maruz olduğu sürece, $d\alpha = M d\phi/AeE$, olup e , kütle merkezi eksenine tarafsız eksen arasındaki mesafedir, ve her zaman kütle merkezi ekseninden eğrilik merkezine doğru ölçülürler. İki düzlem arasındaki kesitte ortaya çıkan şekil değiştirme enerjisi,

$$dU = \frac{M d\alpha}{2} = \frac{M^2 d\phi}{2AeE} \text{ veya } U = \int \frac{M^2 d\phi}{2AeE}$$

3. L boyundaki bir konsol kirişin uç tarafına tatbik edilen P kuvvetinden dolayı ortaya çıkan eğilmenin neden olduğu sehimin $PL^3/3EI$ olduğunu, (a) çift integrasyonla, (b) moment alan metoduyla, (c) Kastigliano teoremini kullanarak gösteriniz.

Çözüm :

(a) Çift integrasyon kullanılarak,

Elastik eğrinin denklemi,

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = M = -Px$$

x , mesnete doğru olan yükten ölçülmüştür. Bir kere integrasyonla,

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{-Px^2}{2} + C_1$$

elde edilir. $x=L$ de eğimin sıfır olduğu düşünülerek, $C_1 = PL^2/2$ ve

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{-Px^2}{2} + \frac{PL^2}{2}$$

olmaktadır. İkinci integrasyon,

$$Ely = \frac{-Px^3}{6} + \frac{PL^2 x}{2} + C_2$$

yi verir. Zira, $x=L$, de $y=0$ dir ve $C_2 = -PL^3/3$ ve

$$Ely = \frac{-Px^3}{6} + \frac{PL^2 x}{2} - \frac{PL^3}{3}$$

olmakta, ve $x=0$ için

$$y = \frac{-PL^3}{3EI} \text{ şeklindedir.}$$

- (b) Moment alanı metodu kullanılarak, Şekil. 5-10.

- (1) P yükünün gösterildiği kiriş resmini çiziniz.
- (2) Elastik eğriyi çiziniz, ve B noktasından eğriye teğet çiziniz.
- (3) M/EI diyagramını çiziniz.
- (4) Sonradan A ve B noktaları arasında M/EI alanının momentini alarak y sehimi elde edilir. Bu alanın moment kolu $2L/3$, Alan ise, $-PL^2/2EI$ dir sonra,

$$y = \left(\frac{2L}{3}\right) \left(\frac{-PL^2}{2EI}\right) = \frac{-PL^3}{3EI}$$

- (c) Kastigliano teoremi kullanılarak,

M eğilme momentine maruz olan düz bir kirişte depolanan şekil değiştirme enerjisi,

$$U = \int \frac{M^2 dx}{2EI}$$

zira, moment, $-Px$ dir. Bu takdirde,

$$U = \int_0^L \frac{(-Px)^2 dx}{2EI} = \frac{P^2 L^3}{6EI}$$

Sonrada sehim kısmi türevler alınarak bulunur, $\frac{\partial U}{\partial P} = y = \frac{\partial U}{\partial P} = \frac{2PL^3}{6EI} = \frac{PL^3}{3EI}$ + değerli sehim, sehimin yük yönünde olduğunu gösterir ki, bu problemde aşağıya doğrudur.

4. Basit yüklü bir kirişte, orta noktada etkili bir P yükünden dolayı ortaya çıkan sehimin $PL^3/48EI$ olduğunu gösteriniz. Çözümü (a) Moment alanı metoduyla, (b) eşdeğer kiriş metoduyla, (c) step fonksiyonları kullanarak, (d) Kastigliano teoremini kullanarak gerçekleştiriniz.

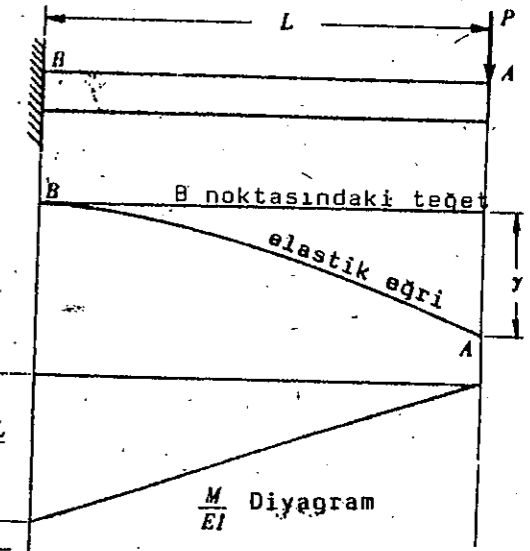
Çözüm :

- (a) Şekil. 5-11'de görüldüğü üzere elastik eğriyi ve M/EI diyagramını çiziniz. Orta nokta olan A dan elastik eğriye bir teğet çizinizki bu problemde söz konusu noktada maximum sehim oluşmaktadır. Yükün tatbik noktasında eğimin sıfır olacağını kabul edecek olursak, problemi biraz basitleştirmiş oluruz.

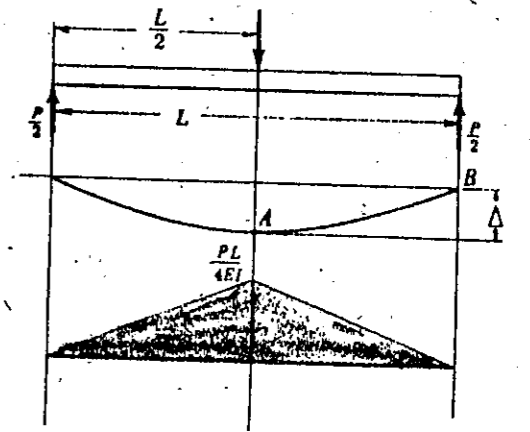
Sonradan A ve B noktaları arasında, B noktasına göre, M/EI diyagramının alanının momentini alarak Δ sehimi tayin edilir. A ve B noktaları arasındaki M/EI diyagramının alanı,

$$\frac{1}{2} \left(\frac{PL}{4EI}\right) L = \frac{PL^2}{16EI}$$

olup, üçgen alanının kütle merkezine ait moment kolu, B noktasından $(2/3)(L/2) = L/3$ dür.



Şekil. 5-10



Şekil. 5-11

sonra,

$$\Delta = \left(\frac{PL^2}{16EI} \right) \left(\frac{L}{3} \right) = \frac{PL^3}{48EI} \text{ bulunur.}$$

(b) Eşdeğer kiriş metodunu kullanarak, Şekil. 5-12'de görüldüğü gibi yükü öyle yerleştirinizki herhangi bir kesitteki yük etkisi M/EI diyagramının ordinatına eşit olsun. A ve B alanlarından dolayı ortaya çıkan eşdeğer kirişteki yüklerin bu alanların kütle merkezlerinden etkideğini düşünelim. Bu yükler,

$$A = B = \frac{1}{2} \left(\frac{PL}{4EI} \right) \frac{L}{2} = \frac{PL^2}{16EI}$$

Şimdi sağ ve sol taraftaki reaksiyon kuvvetleri tayin edilebilir. Bu şartlar altında, yüklemdeki simetriden dolayı eşit olacaklardır. Düşey yöndeki kuvvetlerin toplamalarının sıfır olmasından bulunabilirler.

$$R_L = R_R = \frac{PL^2}{16EI}$$

Orijinal kirişin herhangi bir noktasındaki sehim, eşdeğer kirişe ait aynı kesitteki eğilme momentine eşittir. Eşdeğer kirişin eğilme momenti veya orijinal kirişin sehimi, orta noktasında,

$$M_{L/2} = \left(\frac{PL^2}{16EI} \right) \left(\frac{L}{2} \right) - \left(\frac{PL^2}{16EI} \right) \left(\frac{L}{2} - \frac{L}{3} \right) = \frac{PL^3}{48EI} \text{ olarak bulunur.}$$

(c) Kiriş uniform kesitli alındığından, step fonksiyonun kullanımı bu durumda basitleşmiştir. Moment ifadesini aşağıdaki şekilde yazabiliriz,

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = M = \frac{Px}{2} - P \left(x - \frac{L}{2} \right) H_{L/2}$$

burada, step fonksiyon: $H_{L/2} = 0$ için $x < L/2$, $H_{L/2} = 1$ için $x > L/2$ dir.

Birinci integrasyonla,

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{Px^2}{4} - \frac{P(x - L/2)^2}{2} H_{L/2} + C_1$$

elde edilir ki, neticede,

$$\int_0^x P(x - L/2) H_{L/2} dx = PH_{L/2} \int_{L/2}^x (x - L/2) dx = \frac{P(x - L/2)^2}{2} H_{L/2}$$

bulunur. C_1 tayin için sınır şartı, $x = L/2$ iken $dy/dx = 0$ olup bu takdirde $C_1 = -PL^2/16$ dir ve ifade neticede,

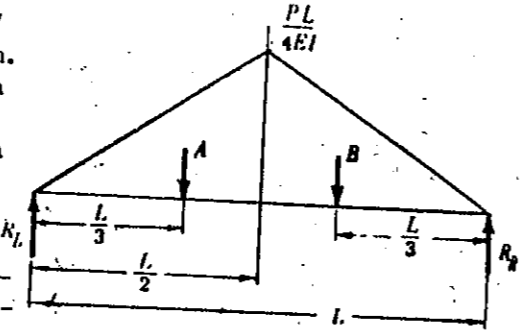
$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{Px^2}{4} - \frac{P(x - L/2)^2}{2} H_{L/2} - \frac{PL^2}{16}$$

şeklini alır. İkinci integrasyonla ise,

$$EI y = \frac{Px^3}{12} - \frac{P(x - L/2)^3}{6} H_{L/2} - \frac{PL^2}{16} x + C_2$$

elde edilir. C_2 yi tayin için sınır şartı; $x = 0$ iken $y = 0$ olur. Böylece $C_2 = 0$ iken x için $L/2$ konarak, $x = L/2$ noktasındaki sehim,

$$EI y = \frac{PL^3}{96} - \frac{PL^3}{32} = \frac{-PL^3}{48} \text{ ve } y = \frac{-PL^3}{48EI}$$



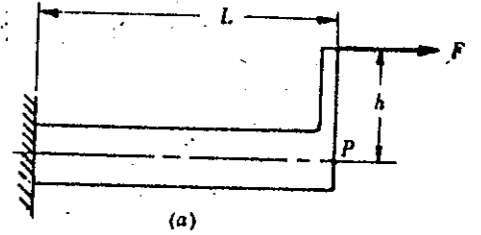
Şekil. 5-12

(d) Kastigliano teoremi kullanarak, zorlanma enerjisi ifadesi,

$$U = \int \frac{M^2 dx}{2EI} = \int_0^{L/2} \frac{M^2 dx}{2EI} + \int_{L/2}^L \frac{M^2 dx}{2EI} = \int_0^{L/2} \frac{(Px/2)^2 dx}{2EI} + \int_{L/2}^L \frac{[Px/2 - P(x - L/2)]^2 dx}{2EI}$$

şeklinde yazılabilir. Buradan da, $U = \frac{P^2 L^3}{96EI}$ ve P yükündeki sehim ise $\frac{\partial U}{\partial P} = \frac{PL^3}{48EI}$

5. Şekil. 5-13'de görüldüğü gibi yatay bir F kuvvetinin etkisi altında kalan bir ankasüre kirişte, eğilmeden dolayı ortaya çıkan sehimi hesaplayınız. Düşey elemanın deforasyonunun ihmal ediniz.

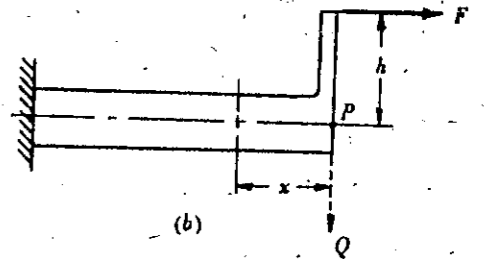


Çözüm :

Bu tipteki bir problem kastigliano teoremiyle çözülebilirki bu takdirde, sehim aranan noktadaki Q düşey yükünü süperpoze etmek gerekir, Şekil. 5-13(b) Böylece şekil değiştirme enerjisi,

$$U = \int_0^L \frac{(Fh + Qx)^2 dx}{2EI} = \frac{F^2 h^2 L + FhQL^2 + Q^2 L^3/3}{2EI}$$

Düşey yöndeki sehim, $\delta_v = \frac{\partial U}{\partial Q} = \frac{FhL^2 + 2QL^3/3}{2EI}$ Şekil. 5-13



Şimdi, $Q = 0$ alarak, P noktasındaki düşey yöndeki sehimi bulabiliriz, bu da;

$$\delta_v = \frac{FhL^2}{2EI}$$

6. Bir mil A ve C noktalarında sürtünmesiz iki yatakla taşınmaktadır. Şekil. 5-14'de görüldüğü gibi 140N luk yükler B ve F noktalarında ayrı ayrı etkimektedirler. Milin B ve C arasındaki çapı $2D$ iken, A ve B arasındaki çapı ise D olarak verilmektedir. C ve F arasındaki çap D dir. Kritik hız hesabıyla gereken irtibat sağlanarak, milin B ve F noktalarındaki sehimin tayini istenmektedir. Moment alanı metodunu kullanınız. Sehimin sadece eğilmeden dolayı olduğunu kabul ediniz. (Daha ileri sehimi analizi için Miller Bölümüne bakınız.)

Çözüm :

- (1) Sıfır sehime sahip A ve C noktalarından geçen elastik eğriyi çizin ve A noktasındaki teğeti çizin.
- (2) $2D$ çaplı kesitin atalet momentinin 16 katı olduğunu kabul ederek, M/EI diyagramını çizin. I , milin küçük çaplı kısımlarına aittir.
- (3) A ve F noktaları arasındaki M/EI diyagramının alanının momentini alarak, Δ_1 i hesaplayınız.

$$\Delta_1 = \frac{21}{EI} \left(\frac{0,15}{2} \right) \left(\frac{2 \times 0,15}{3} \right) + \frac{21}{16EI} (0,15)(0,15 + 0,075) + \frac{21}{EI} \left(\frac{0,15}{2} \right) \left(0,3 + \frac{1}{3} \times 0,15 \right) = \frac{0,75305}{EI}$$

- (4) A ve C noktaları arasındaki M/EI diyagramının alanının momentini alarak, Δ_2 yi hesaplayınız.

$$\Delta_2 = \frac{21}{16EI} (0,15) \left(\frac{0,15}{2} \right) + \frac{21}{EI} \left(\frac{0,15}{2} \right) \left(0,15 + \frac{1}{3} \times 0,15 \right) = \frac{0,32976}{EI}$$

- (5) Δ_3 , oranla bulunur,

$$\Delta_3 = \frac{0,45}{3} \Delta_2 = \frac{0,4946}{EI}$$

sonra,

$$y_1 = \Delta_1 - \Delta_3 = \frac{0,2584}{EI}$$

- (6) Δ_5 , oranla bulunur,

$$\Delta_5 = \frac{\Delta_3}{3} = \frac{0,16487}{EI}$$

- (7) Δ_4 , ise,

$$\Delta_4 = \left(\frac{21}{EI} \right) \left(\frac{0,15}{2} \right) \left(\frac{0,15}{3} \right) = \frac{0,07875}{EI}$$

şeklinde bulunur. sonra,

$$y_2 = \Delta_5 - \Delta_4 = \frac{0,08612}{EI}$$

7. 6 no'lu problemi Kastigliano teoremi ni kullanarak çözünüz.

Çözüm :

Eğilmeden dolayı ortaya çıkan toplam zorlanma enerjisi U

$$U = \int \frac{M^2 dx}{2EI} = U_1 + U_2 + U_3$$

burada, $U_1 = x=0$ ilâ $x=0,15$ arasındaki enerji

$U_2 = x=0,15$ ilâ $x=0,30$ arasındaki enerji

$U_3 = x=0,30$ ilâ $x=0,45$ arasındaki enerji olmak üzere,

$$U_1 = \int_0^{0,15} \frac{(R_L x)^2 dx}{2EI} = \left[\frac{R_L^2 x^3}{6EI} \right]_0^{0,15} = \frac{0,15^3 R_L^2}{6EI} = \frac{0,15^3 (P_1 + P_2)^2}{6EI}$$

elde edilir. Şimdi U_3 ü hesaplamaya çalışalım,

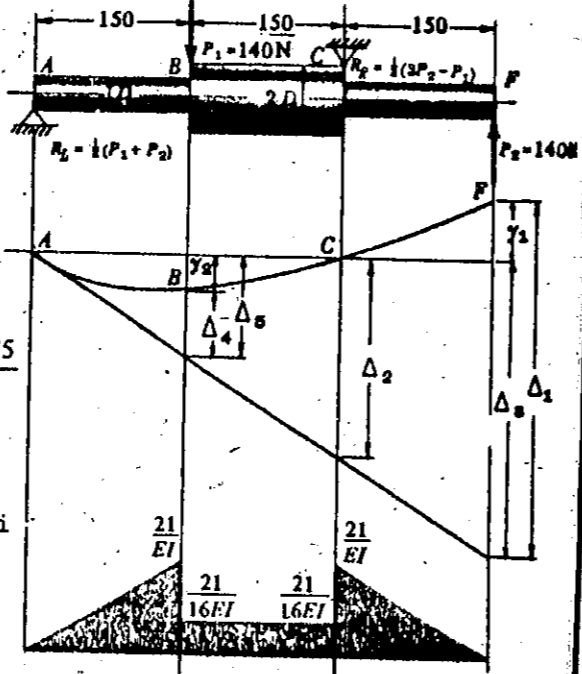
$$U_3 = \int_{0,30}^{0,45} \frac{P_2^2 (0,45 - x)^2 dx}{2EI} = \frac{0,15^3 P_2^2}{6EI}$$

I, D çaplı bölümün atalet momenti ise, $x=0,15$ ilâ $x=0,30$ arasındaki, 2D çaplı bölgedeki atalet momenti, $16I$ dir. Orta konumda şekil değiştirme enerjisi ise,

$$U_2 = \int_{0,15}^{0,30} \frac{[R_L x - P_1(x - 0,15)]^2 dx}{2E(16I)}$$

integrasyon ve sonrada R_L için $\frac{1}{2}(P_1 + P_2)$ yi ifadede yerine koyarak,

$$U_2 = \frac{0,15^3}{384EI} [P_1^2 + 4P_1 P_2 + 7P_2^2]$$



Şekil. 5-13

Toplam şekil değiştirme enerjisi, $U = U_1 + U_2 + U_3$

$$U = \frac{0,15^3}{384EI} [17P_1^2 + 36P_1 P_2 + 87P_2^2]$$

P_1 yükü altında, sehim,

$$\frac{\partial U}{\partial P_1} = \frac{0,15^3}{384EI} [34P_1 + 36P_2] = \frac{0,0861}{EI}$$

P_2 yükü altında, sehim,

$$\frac{\partial U}{\partial P_2} = \frac{0,15^3}{384EI} [36P_2 + 174P_1] = \frac{0,2584}{EI}$$

8. (a) Moment alanı metodunu kullanarak, uniform yayılı yüklü, L boyundaki bir kirişte, maximum eğilme sehiminin (Şekil. 5-15) $5wL^4/384EI$ olduğunu gösteriniz. Kirişteki yayılı yük, w N/m şeklindedir. (b) (a) şikkını Kastigliano teoremini kullanarak çözünüz.

Çözüm :

(a) Moment alanı metodunu kullanarak,

- Şekil. 5-15(b)'de olduğu üzere elastik eğriyi çiziniz. Elastik eğrinin M noktasında yatay teğeti çiziniz. M ve B noktaları arasındaki moment diyagramının alanının momentini y_1 sehimini verir. Bunun için ifadenin EI ile bölünmesi gerekir.
- Şekil. 5-15(c)'de görüldüğü gibi moment diyagramını çiziniz.
- Değişiklik için, moment diyagramını parçalar halinde çizelim. Bu işlem bazı durumlarda, alanların tayini ve alanların kütle merkezlerini bulmada kolaylık sağlayabilir.
- Bu problemde, I ve II kısımlarının momentleriyle ilgilenmekteyiz.

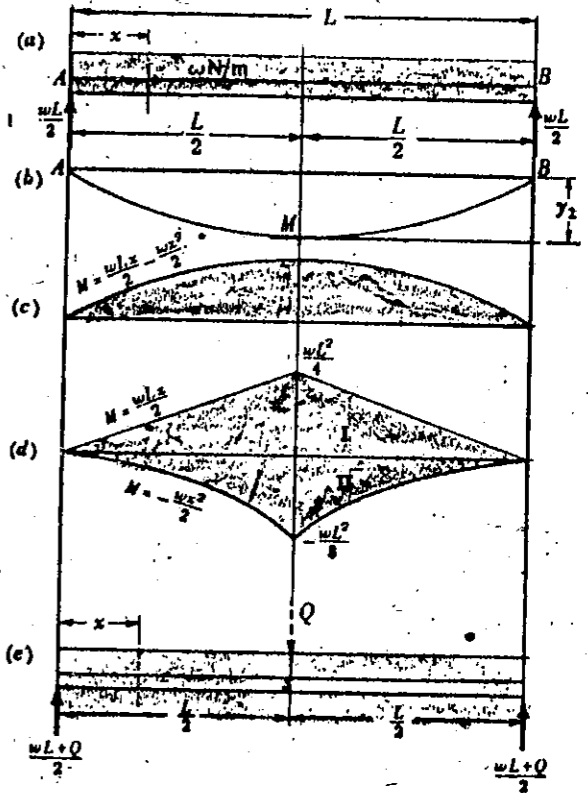
$$I. \text{ bölgenin alanı} = \left(\frac{wL^2}{4} \right) \left(\frac{L}{4} \right) = \frac{wL^3}{16}$$

$$II \text{ bölgenin alanı} = \left(\frac{wL^2}{8} \right) \left(\frac{L}{2} \right) \left(\frac{1}{3} \right) = \frac{wL^3}{48}$$

I. Bölgenin kütle merkezinin B noktasına olan uzaklığı $(2/3)(L/2) = L/3$.

II. Bölgenin kütle merkezinin B noktasına olan uzaklığı $(3/4)(L/2) = 3L/8$.

$$\text{sonrada, } Ely = \left(\frac{wL^3}{16} \right) \left(\frac{L}{3} \right) - \left(\frac{wL^3}{48} \right) \left(\frac{3L}{8} \right) = \frac{5wL^4}{384} \quad y = \frac{5wL^4}{384EI}$$



Şekil. 5-15

(b) Kastigliano teoremini kullanarak,

1. Şekil. 5-15(e)'de görüldüğü gibi, Q yükünün tayin edileceği noktada etkili olduğunu düşünelim.

2. Eğilme şekil değiştirme enerjisi $\int \frac{M^2 dx}{2EI}$ dir. Kirişin sol tarafı için şekil değiştirme enerjisi,

$$U_1 = \int_0^{L/2} \frac{[\frac{1}{2}(wL+Q)x - \frac{1}{2}wx^2]^2 dx}{2EI}$$

Sol taraftaki şekil değiştirme enerjisi sağ taraftakinin aynısı olduğuna göre, toplam şekil değiştirme enerjisi, $U = 2U_1$

$$U = 2 \int_0^{L/2} \frac{[\frac{1}{2}(wL+Q)x - \frac{1}{2}wx^2]^2 dx}{2EI} = \frac{1}{EI} \left[\left(\frac{wL+Q}{2} \right)^2 \frac{L^3}{24} - \frac{(wL+Q)wL^4}{128} + \frac{w^2L^5}{640} \right]$$

$$y = \frac{\partial U}{\partial Q} = \frac{1}{EI} \left[(wL+Q) \frac{L^3}{48} - \frac{wL^4}{128} + 0 \right]$$

olduğu zaman, $Q = 0$,

$$y = \frac{1}{EI} \left[\frac{wL^4}{48} - \frac{wL^4}{128} \right] = \frac{5wL^4}{384EI}$$

veya, W toplam yük ise, $wL, y = \frac{5WL^3}{384EI}$ olarak bulunur.

9. Şekil. 5-16'da görülen 50mm çapında ki çelik malzeme, 100mm eğrilik yarı çapında bükülmüştür ve şekildeki gibi yüklenmiştir. Bu şartlar altında A noktasındaki yatay sehimi hesaplayınız. Sadece eğilme hesaba katılacaktır.

Çözüm :

Herhangi bir ϕ açısında, ağırlık, eksenine göre, eğilme momenti $M = P(0.125 \sin \phi)$ dir. Eğilmeden dolayı şekil değiştirme enerjisinin,

$$U = \int_0^\pi \frac{M^2 d\phi}{2AeE} = \int_0^\pi \frac{(0.125P \sin \phi)^2 d\phi}{2AeE} = \frac{\pi P^2}{256AeE}$$

P yükü doğrultusunda, sehim,

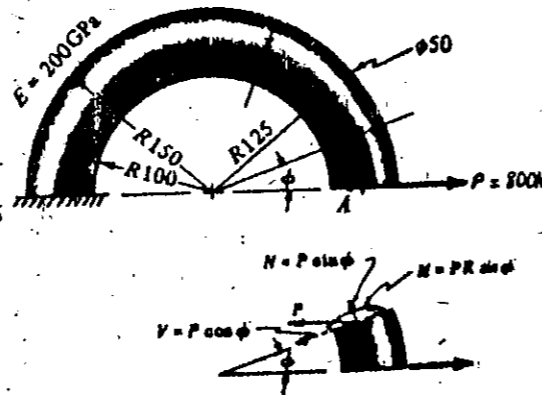
$$\frac{\partial U}{\partial P} = \frac{\pi P}{128AeE} \text{ olduğundan,}$$

e Dairesel kesit için, tarafsız eksenle, kütle merkezi eksen arasındaki mesafedir.

$$e = R - \frac{(\sqrt{r_o} + \sqrt{r_i})^2}{4} = 0.125 - \frac{(\sqrt{0.15} + \sqrt{0.10})^2}{4} = 0.001262m \text{ olur.}$$

P yükü doğrultusunda, sehim,

$$\frac{\partial U}{\partial P} = \frac{\pi P}{128AeE} = \frac{\pi(800)}{128(\frac{\pi}{4} \times 0.05^2)(0.001262)(200 \times 10^9)} = 0.0396 \text{ mm}$$



Şekil. 5-16

10. 9. Problemdeki sehimi, (a) Kesme ve (b) eğilme, kesme ve normal yük bileşenlerine göre tekrar hesaplayınız. $G = 80GPa$

Çözüm :

(a) Herhangi bir kesitte, enine kesme kuvveti V nin değeri, $V = P \cos \phi$ şekil değiştirme enerjisi ise,

$$U = \int_0^\pi \frac{KV^2 R d\phi}{2AG} \text{ (dairesel kesit için } K = \frac{4}{3} \text{)}$$

$$= \int_0^\pi \frac{4(P \cos \phi)^2 (0.125) d\phi}{3(2)(\frac{\pi}{4} \times 0.05^2)(80 \times 10^9)} = \frac{5.305 P^2}{10^{10}} \int_0^\pi (\cos \phi)^2 d\phi = \frac{5.305 P^2}{10^{10}} \left[\frac{\sin 2\phi}{4} + \frac{\phi}{2} \right]_0^\pi$$

$$= 5.305 \times 10^{-10} \left(\frac{\pi}{2} \right) P^2$$

Kuvvet yönündeki kesme kuvvetinden dolayı sehim,

$$\frac{\partial U}{\partial P} = \frac{\partial}{\partial P} (8.33 \times 10^{-10} P^2) = 1.67 \times 10^{-9} \times 800 = 0.00133 \text{ mm}$$

Eğilmeden dolayı sehimin, 0.0396mm olduğu hatırlanmalıdır.

(b) Herhangi bir kesitte, eksenel uzama sağlayan, P yükünün normal bileşeni $N = P \sin \phi$ dir. N normal kuvvetinden dolayı, kesitin dönmesine $M = PR \sin \phi$ momenti karşı koymaktadır. Eğilme halinde, normal yük bileşeninden dolayı ortaya çıkan şekil değiştirme enerjisi,

$$U = \int_0^\pi \left[\frac{N^2 R}{2AE} - \frac{MN}{AE} \right] d\phi = \left[\int_0^\pi \frac{(P \sin \phi)^2 d\phi}{2} - \int_0^\pi (P \sin \phi)(P \sin \phi) d\phi \right] \frac{0.125}{4(0.05^2)(200 \times 10^9)}$$

$$= 3.183 \times 10^{-10} \left[P^2 \int_0^\pi \frac{(\sin \phi)^2 d\phi}{2} - P^2 \int_0^\pi (\sin \phi)^2 d\phi \right]$$

$$= -2.50 \times 10^{-10} P^2$$

$$\frac{\partial U}{\partial P} = -5.00 \times 10^{-10} P = -4 \times 10^{-7} \text{ m}$$

böylece, Eğilme, kesme ve normal kuvvetin ortak tesirlerinden dolayı ortaya çıkan net sehim, $\delta = 3.96 \times 10^{-2} + 1.33 \times 10^{-3} + (-4 \times 10^{-4})$ veya 0.045mm dir.

11. Şekil. 5-17'de görülen iskeletteki yük boyunca ortaya çıkacak, yatay yer değiştirme ne kadar olur? Bütün kesitler için atalet momenti aynıdır. Sehimin sadece eğilmeden dolayı olduğunu kabul edelim.

Çözüm :

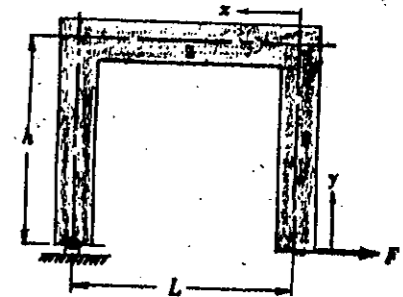
Kastigliano teoremini kullanarak, iskeletin şekil değiştirme enerjisi, üç elemandaki enerjilerin toplamıdır. 1 ve 3 no'lu elemanlar için enerji aynı değerdedir.

$$U_{1,3} = 2 \int_0^h \frac{M^2 dy}{2EI} = 2 \int_0^h \frac{(Fy)^2 dy}{2EI} = 2 \left(\frac{F^2 h^3}{6EI} \right)$$

$$U_2 = \int_0^L \frac{(Fh)^2 dx}{2EI} = \frac{F^2 h^2 L}{2EI} \text{ (2 no'lu eleman için)}$$

$$\text{Toplam enerji} = 2 \left(\frac{F^2 h^3}{6EI} \right) + \frac{F^2 h^2 L}{2EI}$$

$$\frac{\partial U}{\partial F} = \frac{2Fh^3}{3EI} + \frac{Fh^2 L}{EI} = \Delta L \text{ yönünde}$$



Şekil. 5-17.

12. Şekil. 5-18'de görülen bir makine iskeleti için alt ucuna tatbik edilen yatay F kuvvetinden dolayı ortaya çıkan yatay ve düşey sehimi tayin ediniz. Eğilme eksenel yükleri hesaba katılacaktır.

Çözüm :

iskeletin çeşitli parçalarında, eksenel yükten ve eğilmekten dolayı ortaya çıkan şekil değiştirme enerjisi,

$$U_1 = \int_0^h \frac{(Fy)^2}{2EI} dy + \int_0^h \frac{Q^2 dy}{2AE}$$

$$U_2 = \int_0^L \frac{(Qx + Fh)^2}{2EI} dx + \int_0^L \frac{F^2 dx}{2AE}$$

$$U_3 = \int_0^h \frac{(QL + Fy)^2}{2EI} dy + \int_0^h \frac{Q^2 dy}{2AE}$$

Toplam şekil değiştirme enerjisi, $U = U_1 + U_2 + U_3$.

$$U = \left(\frac{1}{6EI} h^3 + \frac{Q^2 h}{2AE} \right) + \left(\frac{Q^2 L^3}{6EI} + \frac{QL^2 Fh}{2EI} + \frac{F^2 h^2 L}{2EI} + \frac{F^2 L}{2AE} \right) + \left(\frac{Q^2 L^2 h}{2EI} + \frac{QLFh^2}{2EI} + \frac{F^2 h^3}{6EI} + \frac{Q^2 h}{2AE} \right)$$

F 'e göre U nun kısmi türevleri alınarak, düşey yöndeki sehimi tayin edilir. Q sıfırdır. $\frac{\partial U}{\partial F} = \delta_x = \frac{Fh^2}{EI} \left(\frac{2h}{3} + L \right) + \frac{FL}{AE}$

Q 'ya göre U nun kısmi türevi alınacak olursa, düşey yöndeki sehimi elde edilir. Q sıfıra eşit kılınır.

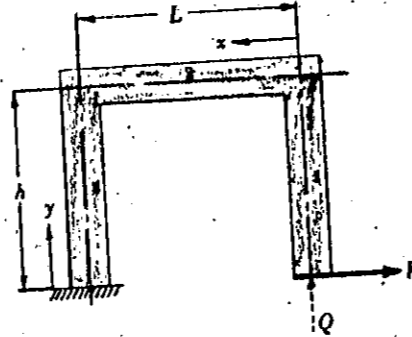
$$\frac{\partial U}{\partial Q} = \delta_y = \frac{FLh}{2EI} (L + h)$$

13. $\frac{dy}{dx} = C_1 + \frac{KV}{AG}$ formundaki kesit değişikliği için ve çeşitli yüklerle donatılmış bir kirişte, kesme sehimi ifadesini çıkarınız.

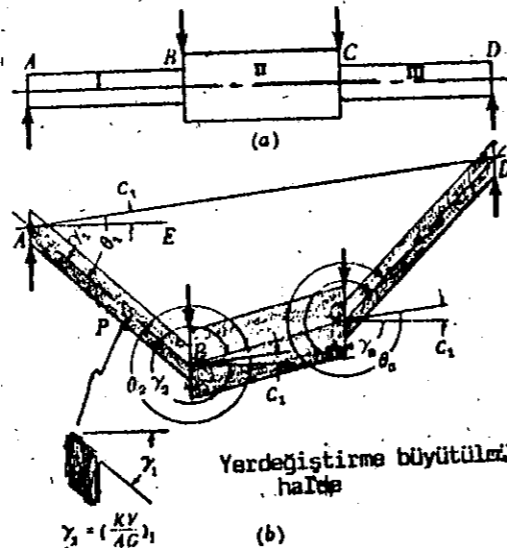
Çözüm :

- Şekilde görüldüğü gibi, A, B, C ve D noktalarına kuvvetler etkimektedir. Şekil. 5-19(a). Toplu yükler şekilde görüldüğü üzeredir. Aşağıda görüleceği gibi, işlem aynı şekilde değişken yükler için genişletilebilir.

- Kesmeden dolayı ortaya çıkan sehimi, hareketsiz yüzeyin sehimini de hesaba katarak bulunur. Bu enine kesit boyunca ortaya çıkan warpce in gereksinimini elimine eder. Tarafsız eksendeki enine kesitte bulunan differansiyel elemanları hareketsiz yüzeye göre dik yönde hareket ederler. Sonra, bu elemanları ihtiva eden bütün düzlemler, hareketsiz yüzeyde paralel halde kalırlar. zira bunlar orijinal kirişin hareketsiz yüzeyine diktirler.



Şekil. 5-18



Şekil. 5-15

- Şekil. 5-19(b)de görüldüğü gibi, elemanın parçaları, birbirlerine göre, kesmeden dolayı belverme ortaya çıkacaktır.
- A ve D noktalarındaki sehimin önüneceği biliniyor, sıfır sehimi hattı AD çizilebilir.
- Referans hattı için, A noktasındaki kesite dik olmak üzere AE hattını çiziniz.
- AD sıfır sehimi hattıyla AE referans hattı arasındaki açı C_1 dir.
- Sıfır sehimi hattıyla elemanın merkez hattı arasındaki açı θ dir. $\theta_1 = C_1 + \gamma_1$, $\theta_2 = C_1 + \gamma_2$, $\theta_3 = C_1 + \gamma_3$. Bütün açıların küçük olduğu düşünülürse, $\tan \theta_1 = C_1 + \tan \gamma_1$, $\tan \theta_2 = C_1 + \tan \gamma_2$, $\tan \theta_3 = C_1 + \tan \gamma_3$
- Sıfır sehimi hattına göre, merkez hattının eğimi, Q nun tanjantıdır. $\tan \theta_1 = (dy/dx)_I$, $\tan \theta_2 = (dy/dx)_{II}$, $\tan \theta_3 = (dy/dx)_{III}$
- Kesme gerilmesi, kesme zorlanmasıyla orantılı olduğundan,

$$\tau_s = \frac{KV}{A} = (\tan \gamma)G \quad \text{veya} \quad \tan \gamma = \frac{KV}{AG}$$

Yukarıda görülen K belirli kesitler için katsayı olarak tanımlanır ve dairesel kesitler için $K=4/3$ ve dikdörtgen kesit için ise $K=3/2$ dir. Değişik kesitler için,

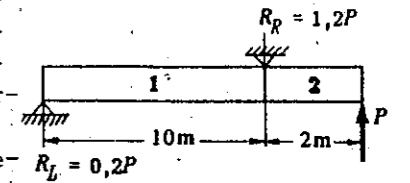
$$\tan \gamma_1 = \left(\frac{KV}{AG} \right)_I, \quad \tan \gamma_2 = \left(\frac{KV}{AG} \right)_{II}, \quad \tan \gamma_3 = \left(\frac{KV}{AG} \right)_{III}$$

- (9) ve (8) maddelerden elde edilen değerleri, (7). maddede yerine koyacak olursak,

$$I. \text{ Böl. } \left(\frac{dy}{dx} \right)_I = C_1 + \left(\frac{KV}{AG} \right)_I, \quad II. \text{ Böl. } \left(\frac{dy}{dx} \right)_{II} = C_1 + \left(\frac{KV}{AG} \right)_{II}, \quad III. \text{ Böl. } \left(\frac{dy}{dx} \right)_{III} = C_1 + \left(\frac{KV}{AG} \right)_{III}$$

- (10) maddedeki ifadeleri kullanarak, konvensiyonel kesme diyagramını çiziniz. Kesme kuvveti (+) ise ifadeye olduğu şekilde yerine koyunuz. Eğer kesme kuvveti (-) ise ifadeye olduğu şekilde yerine koyunuz. Artı, sehimin aşağıya doğru ve eksi, sehimin yukarıya doğru olduğunu gösterir.

- Şekil. 5-20 için, tatbik edilen P yükü doğrultusunda olmak üzere, kesmeden dolayı ortaya çıkan sehimi hesaplayınız. Hesaplama larınızı, (a) Kastiglianonun şekil değiştirme enerjisi teoremini kullanarak yapınız. Sabit mesnetler arasında kesmeden dolayı sehimin sıfır olduğunu unutmayınız.



Şekil. 5-20

- Elemanda biriktirilen toplam şekil değiştirme enerjisi, 1 ve 2 bölümlerindeki enerjilerin toplamıdır. Bu da,

$$U = U_1 + U_2 = \int_0^{10} \frac{KV^2}{2AG} dx + \int_{10}^{12} \frac{KV^2}{2AG} dx = \int_0^{10} \frac{K(0,2P)^2}{2AG} dx + \int_{10}^{12} \frac{K(-P)^2}{2AG} dx = \frac{1,2KP^2}{AG}$$

$$P \text{ yükündeki düşey sehimi, } \frac{\partial U}{\partial P} = \frac{2,4KP}{AG}$$

- P deki sehimi ayrıca, $\frac{dy}{dx} = \frac{KV}{AG} + C_1$ in integrasyonu ile elde edilebilir.

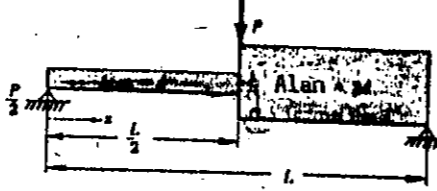
İki reaksiyon kuvveti arasındaki V nin değerinin $+0,2P$ olduğu gözlenmiştir. P yükü ile sağ taraftaki reaksiyon kuvveti arasında V nin değeri $-P$ dir. Step fonksiyon kullanılarak, V nin değeri, $V = 0,2P - 1,2PH_{10}$ ifade edilir. Burada, $x < 10$ için $H_{10} = 0$ ve

$$\frac{dy}{dx} = \frac{K(0,2P - 1,2PH_{10})}{AG} + C_1 = \frac{KP}{AG} \int_{10}^{12} (-1,2H_{10} + C_1) dx = \frac{KP}{AG} [0,2x - 1,2H_{10}(x-10) + C_1x + C_2]$$

Sınır şartından, $x=0$ iken $y=0, C_2=0$.
Sınır şartından, $x=L$ iken $y=0$ ve $C_1 = -0,2, 0 = \frac{KP}{AG}(2+10C_1)$
Genel kesme sehimi ifadesi, $y = \frac{KP}{AG}[0,2x - 1,2H_{10}(x-10) - 0,2x]$.

Kesme sehimi, $x=12$ m de $y = \frac{2,4KP}{AG}$

15. Şekil. 5-21'de görülen elemana tatbik edilen bir P yükü altında kesmeden dolayı ortaya çıkan sehimi hesaplayınız. Elemanın orta noktasından itibaren A kesiti $2A$ haline gelmektedir. Hesaplamalarınız, (a) Şekil değiştirme enerjisi metodunu, (b) Sehimi ifadesini ve, (c) (b) maddesini step fonksiyon kullanarak yapınız.



Şekil. 5-21

Çözüm :

(a) Kesmeden dolayı ortaya çıkan şekil değiştirme enerjisi,

$$U = \int_0^{L/2} \frac{K(P/2)^2 dx}{2AG} + \int_{L/2}^L \frac{K(-P/2)^2 dx}{2(2A)G} = \frac{KP^2}{8AG} \left(\frac{L}{2}\right) + \frac{KP^2}{16AG} \left(\frac{L}{2}\right)$$

P yükü altında, kesme sehimi ise, $y = \frac{\partial U}{\partial P} = \frac{KPL}{8AG} + \frac{KPL}{16AG} = \frac{3KPL}{16AG}$

(b) Enine kesme ifadesini kullanarak,

1. $0 < x < \frac{L}{2}$ için $\frac{dy}{dx} = C_1 + \frac{KV}{AG}$ Kesme kuvveti, $V = \frac{P}{2}$.

sonra $\frac{dy}{dx} = C_1 + \frac{K(P/2)}{AG}$, y 'i integre ederek, (1) $y = \left(C_1 + \frac{KP}{2AG}\right)x + C_2$ yi buluruz.

2. $\frac{L}{2} < x < L$, için $\frac{dy}{dx} = C_1 + \frac{KV}{(2A)G}$ Kesme kuvveti, $V = -\frac{P}{2}$.

Sonra $\frac{dy}{dx} = C_1 + \frac{K(-P/2)}{(2A)G}$ yi integre ederek, (2) $y = \left(C_1 - \frac{KP}{4AG}\right)x + C_3$ yi buluruz.

3. Sınır şartları,

a. $x=0, y=0$; böylece (1) no'lu ifadeden $0 = (C_1 + KP/2AG) \cdot 0 + C_2$ veya $C_2 = 0$.

b. $x=L, y=0$; böylece (2) no'lu ifadeden, $0 = (C_1 - KP/4AG)L + C_3$.

c. $x=L/2$, (1) no'lu ifadeden $y = (2)$ no'lu ifadeden $y = (1)$
 $(C_1 + KP/2AG)L/2 + 0 = (C_1 - KP/4AG)L/2 + 0 = (C_1 - KP/4AG)L/2 + C_3$.

$C_3 = \frac{3KPL}{8AG}$ C_1 ve C_3 için çözüm yapılacak olursa, $C_3, C_1 = -\frac{KP}{8AG}$ ve $x=L/2$ deki sehimi, (1) no'lu ifadeden bulunabilir. Sabitleride yerlerine koyarak,

$$y = \left(-\frac{KP}{8AG} + \frac{KP}{2AG}\right) \frac{L}{2} + 0 = \frac{3KPL}{16AG}$$
 elde edilmiş olur.

(c) Step fonksiyonu kullanarak,

Eğim için ifade, $\frac{dy}{dx} = \frac{KV}{AG} + C_1$, $\frac{dy}{dx} = \frac{K}{AG} \left(\frac{P}{2} - \frac{3KP}{4AG} H_{L/2} + C_1\right)$ den, $x < L/2$ için $H_{L/2} = 0$ ve $x > L/2$ için $H_{L/2} = 1$ ile step fonksiyonla, integre ederek,

$$y = \frac{KP}{2AG} \left[x - \frac{3}{2} H_{L/2} \left(x - \frac{L}{2} \right) \right] + C_1 x + C_2$$

$x=0, y=0$ iken, $C_2=0$ olmakta, $x=L, y=0$ iken $C_1 = -KP/8AG$. $x=L/2$ de sehimi,

$$y = \frac{KP}{2AG} \left(\frac{L}{2} - 0\right) - \frac{KP}{8AG} \left(\frac{L}{2}\right) + 0 = \frac{3KPL}{16AG}$$

16. Gösterildiği gibi yüklenmiş içi boş bir milde eğilmeden dolayı sehimi ile, enine kesmeden dolayı yükteki sehimi hesaplayınız. Yükteki toplam sehimi ne kadardır. Şekil. 5-22'ye bakınız.

Çözüm :

(a) Enine kesmeden dolayı ortaya çıkan sehimi,

$$0 < x < a$$

$$\frac{dy}{dx} = C_1 + \frac{KV}{AG} = C_1 + \frac{K(3600)}{AG}$$

İntegre ederek,

$$(1) y = C_1 x + \frac{K(3600)}{AG} x + C_2$$

Sınır şartları ise:

1. $x=0$ iken, $y=0$

2. $x=L$ iken, $y=0$

3. $x=a$ iken, (1) den olan $y = (2)$ den olan y

$$a < x < L$$

$$\frac{dy}{dx} = C_1 + \frac{KV}{AG} = C_1 + \frac{K(-1800)}{AG}$$

İntegre ederek,

$$(2) y = C_1 x - \frac{K(1800)}{AG} x + C_3$$

buradan, $C_1 = 0, C_2 = 0, C_3 = \frac{1800KL}{AG}$

Sonra, (1) no'lu ifadede $C_1 = C_2 = 0$ ko-nularak ve $x=50$ mm'deki sehimi için çözüm aranır,

$$y = 0 + \frac{2KPu}{3AG} + 0 = \frac{2K}{3AG} (5400)(0,050)$$

K ortalama gerilmeye ilave edilen bir faktör olup, tarafsız eksen üzerinde maksimum kesme gerilmesini tayin etmeden kul-

lanılır. Şimdi, $K \left(\frac{V}{A}\right) = \frac{VQ}{Ib}$ veya $K = \frac{QA}{Ib}$

Burada, $y = \frac{180K}{AG}$

Q = tarafsız eksenin üstündeki alanın momentidir.

$$Q = \left(\frac{\pi D_o^2}{8}\right) \frac{2}{3} \frac{D_o}{\pi} - \left(\frac{\pi D_i^2}{8}\right) \frac{2}{3} \frac{D_i}{\pi}$$

$$A = \frac{\pi(D_o^2 - D_i^2)}{4}$$
 Enine kesitin alanı

$$I = \frac{\pi(D_o^4 - D_i^4)}{64}$$
 Enine kesitin atalet momenti

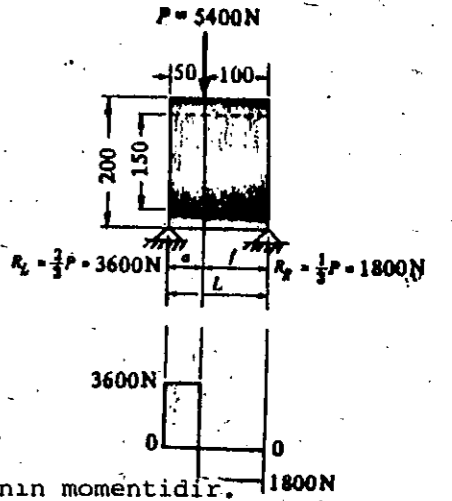
$$b = D_o - D_i; D_o = \text{dış çap, } 0,20\text{m, } D_i = \text{iç çap, } 0,15\text{m}$$

Bu değerleri $K = \frac{QA}{Ib}$, de yerine koyacak olursak, $K = 1,97$ bulunur.

$$\text{sonra, } y = \frac{180K}{AG} = \frac{(180)(1,97)}{\pi(0,2^2 - 0,15^2)(80 \times 10^9)} = 3,23 \times 10^{-7} \text{ m}$$

(b) Görüldüğü üzere yüklü kiriş için eğilmeden dolayı ortaya çıkan sehimi,

$$y = \frac{Pa^2 b^2}{3EIL} = \frac{5400(0,05^2)(0,10)^2}{3 \times 200 \times 10^9 \times \frac{\pi}{64} (0,2^4 - 0,15^4) \times 0,15} = 2,79 \times 10^{-8} \text{ m}$$



Şekil. 5-22

(c) Yükün tatbik noktasında kesme sehminin eğilme sehmine oranı,
 $\frac{3,23 \times 10^{-7}}{2,79 \times 10^{-8}} = 11,6$

(d) Yükün tatbik noktasında toplam sehim
 $2,79 \times 10^{-8} + 3,23 \times 10^{-7} = 3,51 \times 10^{-7} \text{ m} = 0,351 \mu\text{m}$

(e) Görüldüğü üzere eğilme gerilmesi oldukça küçüktür:
 $s = \frac{Mc}{I} = \frac{(3600)(0,05)(0,1)}{\frac{\pi}{64}(0,2^4 - 0,15^4)} = 335 \text{ kN/m}^2$

(f) Kastigliano teoremini kullanarak enine kesme sehmi:

$$U = \int \frac{KV^2 dx}{2AG} = \int_0^a \frac{K(2P/3)^2 dx}{2AG} + \int_a^L \frac{K(-P/3)^2 dx}{2AG} = \frac{KP^2}{AG} \left[\frac{2}{9}a + \frac{1}{18}(L-a) \right]$$

$$\text{Yükteki sehim } y = \frac{\partial U}{\partial P} = \frac{KP}{AG} \left[\frac{4a}{9} + \frac{1}{9}(L-a) \right] = \frac{180K}{AG}$$

Bulunan bu sehim değerinin (a)da bulunan sehim değerinin aynı olduğu görülmektedir.

17. 100N/m yükündeki bir kirişte, mesnetler arasındaki orta noktada ortaya çıkan sehimi hesaplayınız. Şekil. 5-23'e bakınız. Çözüme aşağıdaki üç metodu kullanarak ulaşınız.

- (a) Kastigliano teoremi,
 (b) Enine kesme ifadesi,
 (c) Step fonksiyon.

Çözüm :

(a) Kastigliano teoremi kullanılarak.

$$U = \int \frac{KV^2 dx}{2AG} = \int_0^{12} \frac{K(1125 + \frac{1}{2}Q - 100x)^2 dx}{2AG} + \int_{12}^{24} \frac{K(1125 - \frac{1}{2}Q - 100x)^2 dx}{2AG} + \int_{24}^{30} \frac{K(3000 - 100x)^2 dx}{2AG}$$

QN yükünün sehmin arandığı noktaya tatbik edilmektedir. İntegrasyonla,

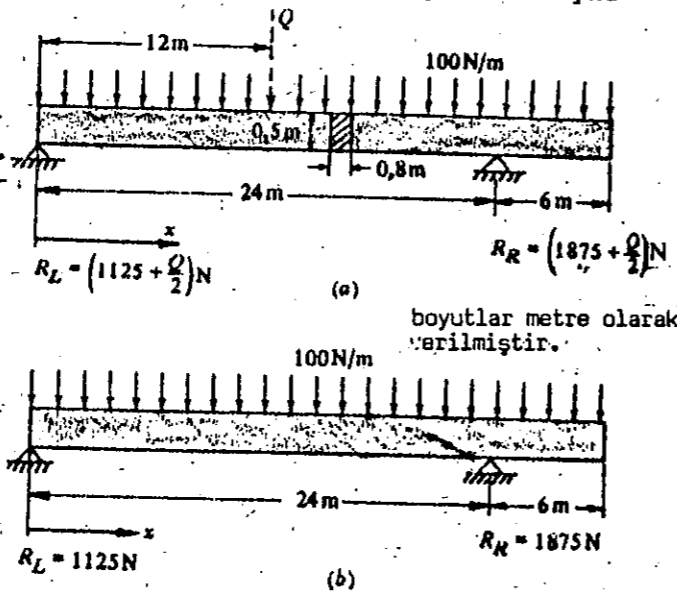
$$U = \frac{-K}{600AG} [(4Q - 75)^3 - (1125 + \frac{1}{2}Q)^3 - (4Q + 1275)^3 + (75 + \frac{1}{2}Q)^3 - (600)^3]$$

$$y = \frac{\partial U}{\partial Q} = \frac{-K}{400AG} [(4Q - 75)^2 - (1125 + \frac{1}{2}Q)^2 - (4Q + 1275)^2 + (75 + \frac{1}{2}Q)^2]$$

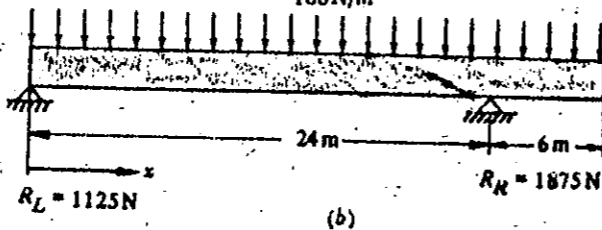
Q=0, iken, Q daki sehim, $y = 7200K/AG$:

(0,5x08)m ölçüsündeki dikdörtgen kesit için,

$$y = \frac{7200K}{AG} = \frac{7200(3/2)}{0,4(80 \times 10^9)} = 0,375 \times 10^{-6} \text{ m}$$



Şekil. 5-23



Şekil. 5-23

(b) Enine kesme ifadesini kullanarak, Şekil. 5-23(b)'e bakınız.

$$\begin{array}{|l} 0 \leq x \leq 24 \\ \frac{dy}{dx} = C_1 + \frac{KV}{AG} = C_1 + \frac{K(1125 - 100x)}{AG} \end{array} \quad \begin{array}{|l} 24 \leq x \leq 30 \\ \frac{dy}{dx} = C_1 + \frac{KV}{AG} = C_1 + \frac{K(1125 - 100x + 1875)}{AG} \end{array}$$

İntegre ederek,

$$y = C_1x + \frac{K}{AG}(1125x - 50x^2) + C_2 \quad y = C_1x + \frac{K}{AG}(3000x - 50x^2) + C_3$$

Sınır şartları: $x=0, y=0$; $x=24 \text{ m}, y=0$ her iki sehim ifadeleri için

Sınır şartlarının iki sehim ifadesine konulmasıyla, $C_1 = 75K/AG$, $C_2 = 0, C_3 = -45,000K/AG$. $x=12 \text{ m}$ metredeki sehim aşağıdaki ifadeden bulunabilir.
 $y = C_1x + \frac{K}{AG}(1125x - 50x^2) + C_2 = \frac{75K}{AG}(12) + \frac{K}{AG}[1125(12) - 50(12)^2] + 0 = \frac{7200K}{AG}$

(c) Step fonksiyonun kullanılmasıyla,

Kesme kuvveti için gerekli ifade. H_{24} step fonksiyonu kullanarak, $H_{24} = 0$ olur, $x < 24 \text{ m}$ ve $x > 24 \text{ m}$ için $H_{24} = 1$ olmakta iken $V = 1125 - 100x + 1875H_{24}$.

$$\text{Kesme sehmi ifadesi } \frac{dy}{dx} = \frac{K}{AG}V + C_1 = \frac{K}{AG}(1125 - 100x + 1875H_{24}) + C_1$$

$$\text{İntegre ederek, } y = \frac{K}{AG}[1125x - 50x^2 + 1875(x-24)H_{24}] + C_1x + C_2$$

Sınır şartlarından ($x=0, y=0$) ve ($x=24 \text{ m}, y=0$), dan $C_1 = 75K/AG$, $C_2 = 0$ bulunur. Böylece $x=12 \text{ m}$ deki sehim,

$$y = \frac{K}{AG}[1125(12) - 50(12)^2 + 0] + \frac{75K}{AG}(12) + 0 = \frac{7200K}{AG}$$

18. Şekil. 5-24'de görülen kiriş $P_1 = 140 \text{ N}$ ve $P_2 = 140 \text{ N}$ luk yüklerle yüklenmiştir. P_1 ve P_2 nin tatbik noktalarındaki sehimleri hesaplayınız. $dy/dx = C_1 + KV/AG$ kesme sehmi ifadesini kullanınız.

Çözüm :

$$\begin{array}{|l} 0 \leq x \leq 0,15 \\ \frac{dy}{dx} = C_1 + \frac{K(140)}{AG} \end{array} \quad \begin{array}{|l} 0,15 \leq x \leq 0,30 \\ \frac{dy}{dx} = C_1 + \frac{K(0)}{4AG} \end{array} \quad \begin{array}{|l} 0,30 \leq x \leq 0,45 \\ \frac{dy}{dx} = C_1 + \frac{K(-140)}{AG} \end{array}$$

İntegre ederek,

$$(1) y = C_1x + \frac{140K}{AG}x + C_2$$

İntegre ederek,

$$(2) y = C_1x + 0 + C_3$$

İntegre ederek,

$$(3) y = C_1x - \frac{140K}{AG}x + C_4$$

Sınır şartları:

$$x=0, y=0$$

$$x=0,15, (1) \text{ nolu ifadedeki } y = (2) \text{ nolu ifadedeki } y = (1)$$

$$x=0,30 (2) \text{ no lu ifadedeki } y = (1)$$

$$y = (3) \text{ no'lu ifadedeki } y = 0$$

$$\text{Sınır şartlarını (1), (2) ve (3) no'lu ifadelerle yerleştirilerek,}$$

$$C_1 = -\frac{70K}{AG}, C_2 = 0, C_3 = \frac{21K}{AG}, C_4 = \frac{63K}{AG}$$

$$\text{Böylece, (1) no'lu ifadeden,}$$

$$P_1 \text{ deki sehim, } y = -\frac{70K}{AG}x + \frac{140K}{AG}x + 0 = \frac{70K}{AG}x$$

$$y = -\frac{70K}{AG}x + \frac{140K}{AG}x + 0 = \frac{70K}{AG}x$$

$$y = -\frac{70K}{AG}x + \frac{140K}{AG}x + 0 = \frac{70K}{AG}x$$

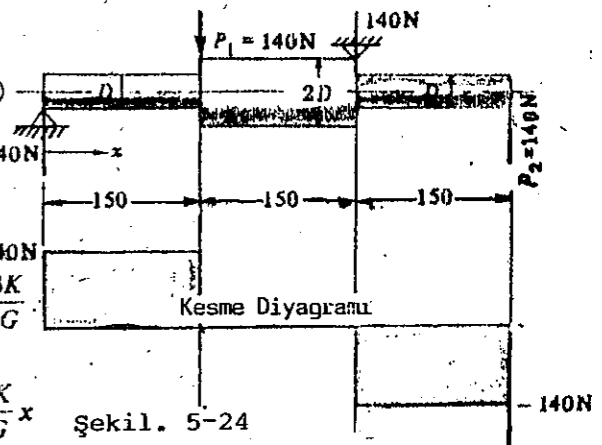
$$y = -\frac{70K}{AG}x + \frac{140K}{AG}x + 0 = \frac{70K}{AG}x$$

$$y = -\frac{70K}{AG}x + \frac{140K}{AG}x + 0 = \frac{70K}{AG}x$$

$$y = -\frac{70K}{AG}x + \frac{140K}{AG}x + 0 = \frac{70K}{AG}x$$

$$y = -\frac{70K}{AG}x + \frac{140K}{AG}x + 0 = \frac{70K}{AG}x$$

$$y = -\frac{70K}{AG}x + \frac{140K}{AG}x + 0 = \frac{70K}{AG}x$$



Şekil. 5-24

ve $x=0,15m$ için,

$$y = + \frac{10,5K}{AG} \quad (\text{Artı işareti sehmin artı yönde olduğunu gösterir, aşağıya doğru})$$

P_2 , de kesmeden dolayı ortaya çıkan sehim, (3) no'lu ifadeden,

$$y = - \frac{70K}{AG}x - \frac{140K}{AG}x + \frac{63K}{AG} = \frac{210K}{AG}x + \frac{63K}{AG}$$

ve $x=0,45$, $y = -31,5K/AG$ (Eksi işareti sehmin yukarıya doğru olduğunu göstermektedir.)

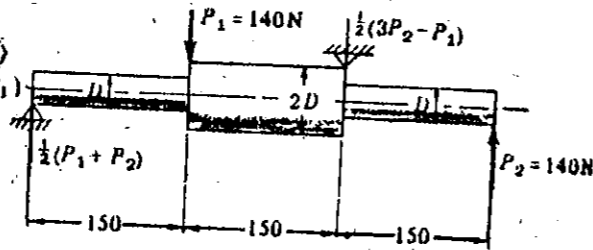
19. Şekil. 5-25'de görülen kiriş sistemi için bir önceki için bir önceki problemde olduğu gibi istenenleri hesaplayınız. Kastigliano teoremini kullanmayınız.

Çözüm:

Sol taraftaki reaksiyon $\frac{1}{2}(P_1 + P_2)$ ve sağdaki reaksiyon ise, $\frac{1}{2}(3P_2 - P_1)$ dir.

Zorlanma enerjisi,

$$U = \int_0^{0,15} \frac{K[\frac{1}{2}(P_1 + P_2)]^2 dx}{2AG} + \int_{0,15}^{0,30} \frac{K[\frac{1}{2}(P_1 + P_2) - P_1]^2 dx}{2(4A)G} + \int_{0,30}^{0,45} \frac{K(-P_2)^2 dx}{2AG}$$



Şekil. 5-25

İntegre ederek, $U = \frac{K(P_1 + P_2)^2(0,15)}{8AG} + \frac{K(P_2 - P_1)^2(0,15)}{32AG} + \frac{K(P_2)^2(0,15)}{2AG}$

P_1 deki kesme sehimi, $y = \frac{\partial U}{\partial P_1} = \frac{0,15K}{4AG}(P_1 + P_2) - \frac{0,15K}{16AG}(P_2 - P_1)$

ve $P_2 = P_1 = 140N$ için, $y = + \frac{10,5K}{AG}$ (Artı işareti sehmin P_2 ile aynı yönde olduğunu gösterir, bu da yukarıya doğrudur.)

P_2 deki kesme sehimi, $y = \frac{\partial U}{\partial P_2} = \frac{0,15K}{4AG}(P_1 + P_2) + \frac{0,15K}{16AG}(P_2 - P_1) + \frac{0,15K}{AG}P_2$

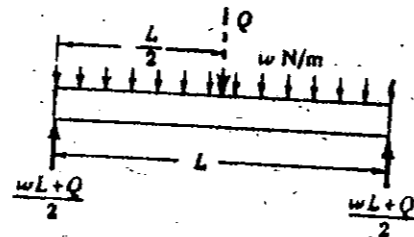
ve $P_1 = P_2 = 140N$, $y = + \frac{31,5K}{AG}$ (Artı işareti sehmin P_2 ile aynı yönde olduğunu gösterir. Bu da aşağıya doğrudur.)

20. Uniform kesitli bir kirişte orta noktada ortaya çıkacak kesmenin doğurduğu sehimi hesaplayınız. Kiriş unifor yüküdür. Uç noktalarında mesnetlenmiştir. Kastigliano teoremini kullanarak, çözüme ulaşınız.

Çözüm : Q yükünü sehmin arandığı noktadan etkidiğini kabul edelim. Şekil değiş-tirme enerjisi

$$U = \int_0^{L/2} \frac{K}{2AG} \left(\frac{wL}{2} + \frac{Q}{2} - wx \right)^2 dx + \int_{L/2}^L \frac{K}{2AG} \left(\frac{wL}{2} - \frac{Q}{2} - wx \right)^2 dx$$

$$= - \frac{K}{6AGw} \left[\left(\frac{Q}{2} \right)^3 - \left(\frac{wL}{2} + \frac{Q}{2} \right)^3 + \left(- \frac{wL}{2} - \frac{Q}{2} \right)^3 - \left(- \frac{Q}{2} \right)^3 \right]$$

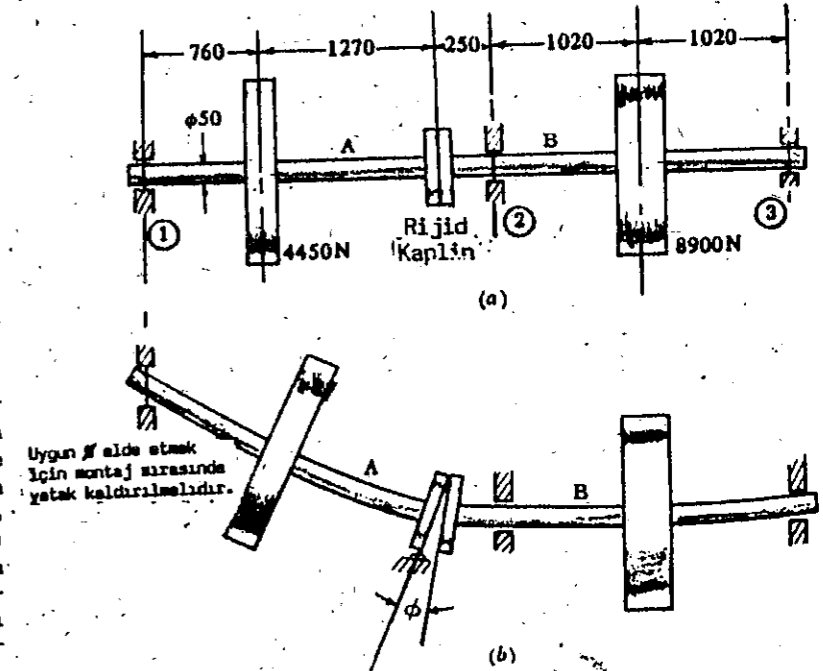


Şekil. 5-26

$$y = \frac{\partial U}{\partial Q} = - \frac{K}{6AGw} \left[\frac{3Q^2}{8} - \frac{3}{2} \left(\frac{wL}{2} + \frac{Q}{2} \right)^2 - \frac{3}{2} \left(- \frac{wL}{2} - \frac{Q}{2} \right)^2 + \frac{3}{2} \left(- \frac{Q}{2} \right)^2 \right]$$

ve $Q=0$ için, $y = KwL^2/8AG$ dir.

21. İki ayrı rotorun mil üzerinde olmak şartıyla 3 yatakla yataklandığı, ve birbirleriyle Şekil. 5-27(a) da görüldüğü gibi uygun bir kaplinle, irtibatlandırıldığı bilinmektedir. Montajın tamamlanmasından sonra, B milindeki merkez yatakdaki eğilme momentinin hemen hemen sıfır olması istenmektedir. Montaj için işlem Şekil. 5-27(b)de gösterilmiştir. A mili (1) no'lu yatakla geçici olarak kaplince taşınmaktadır. Kaplinin yüzleri arasında bir ϕ açısı olacak şekilde (1) no'lu yatak yukarıya doğru ayarlanabilecektir. Kaplinin parçaları civatayla bağlanıp, geçici yatak çıkarılır. ϕ açısını hesaplayınız.



Şekil. 5-27

Çözüm :

- (a) Şekil. 5-28'de rotorlar serbest cisim olarak kabul edilerek şematik olarak gösterilmiştir. M_c eğilme momenti, kaplinin civatayla tespitinden sonra kaplinde ortaya çıkmaktadır. F kuvveti kaplinin bir parçasının diğerine tatbik ettiği kuvvettir.

(b) A milinin sol ucuna göre alınan moment,

$$M_c + 2,03F = (4450)(0,760)$$

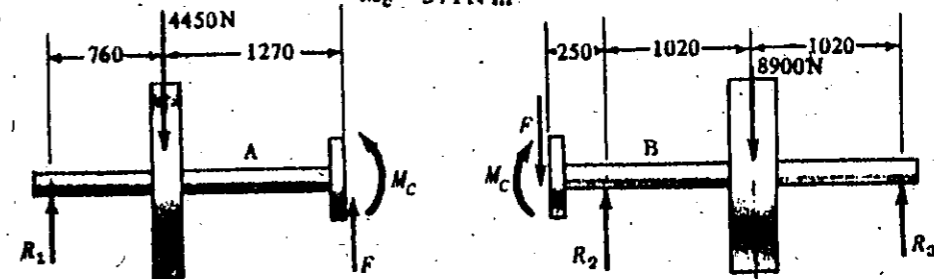
B milindeki (2) no'lu yataкта ortaya çıkan eğilme momenti sıfır olacağından,

$$M_c - 0,250F = 0.$$

(c) Yukarıdaki bu iki ifadeyi birlikte çözerek,

$$F = 1483N$$

$$M_c = 371N\ m$$

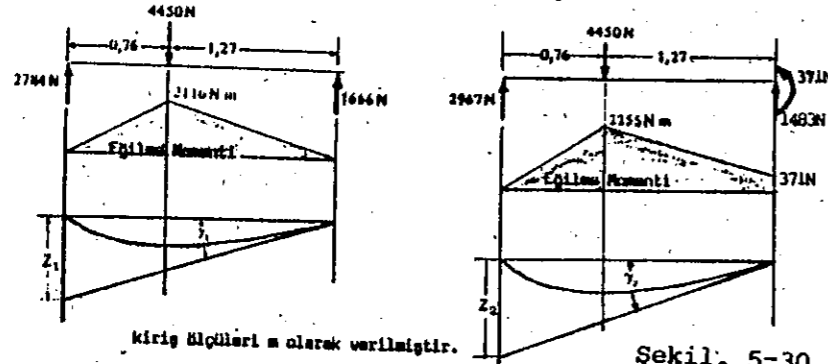


Şekil. 5-28

- (d) Şimdi kaplin parçalarının civatayla tespit edilmelerinden önceki ve sonraki elastik eğrinin durumunu inceleyebiliriz. Aşağıdaki Şekil. 5-29'da yük, eğilme momenti ve sehim diyagramları bahis konusu milde, civatayla tespitden önceki hal için çizilmiştir. Kaplin ucundaki sehime ait değer $\gamma_1/2,03$ dır, Moment alanı metoduyla,

$$Z_1 EI = 2116 \times \frac{1,27}{2} \left(0,76 + \frac{1,27}{3} \right) + 2116 \times \frac{0,76}{2} \left(\frac{2}{3} \times 0,76 \right) = 1997$$

Böylece, açı $\gamma_1 \approx \frac{Z_1}{2,03} = \frac{984}{EI}$ radyan (tan $\gamma_1 \approx \gamma_1$ dır, zira açı küçüktür.)



Şekil. 5-29

Şekil. 5-30'da, mildeki yüklemeye, eğilme momenti ve sehim diyagramları civatayla tespitten sonra çizilmiştir. Moment alanı metoduyla hesaplamadan sonra, $Z_2 EI = 2507$; sonra $\gamma_2 = \frac{2507}{2,03EI}$ radyan

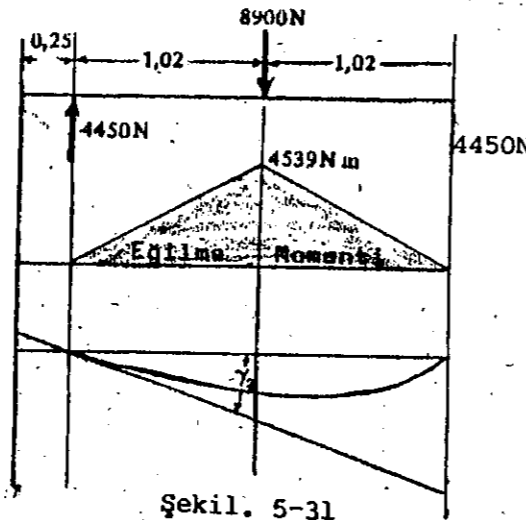
- (e) Yarıparçasının A miline bağlı halde kaplinin döndürülmesi gereken açı,

$$\gamma_2 - \gamma_1 = \left(\frac{1235 - 984}{EI} \right) \cdot \frac{180}{\pi} \text{ derece}$$

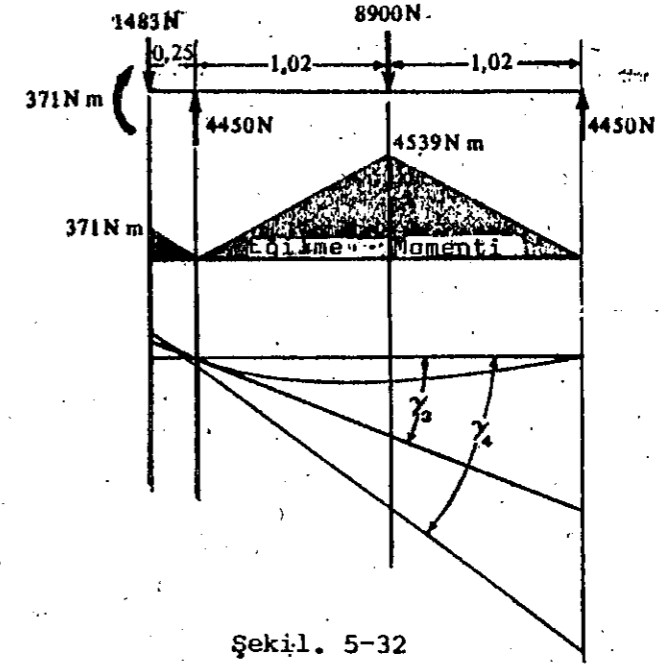
Zira, $E = 200GN/m^2$, çelik için ve $I = \frac{\pi}{64} (0,05^4)$, $\gamma_2 - \gamma_1 = 0,234$ derece

- (f) Şimdi B miline ait elastik eğriyi, civatayla tespitten önce ve sonraki hal için inceleyebiliriz. Şekil. 5-31'de civatayla tespit edilmeden önceki durum görülmektedir. Sol taraftaki yatağın sol tarafındaki mil parçası düzgün doğru şeklinde olup yatağın merkez hattıyla γ_3 açısını yapmaktadır.

Civatayla tespit edilmeden sonra, Şekil. 5-32'deki durum ortaya çıkmaktadır. Sol taraftaki yatağın solundaki mil parçası şimdi eğrisel bir hal almıştır, ve sol uçtaki çizili teğet, yatak merkez hattıyla γ_4 açısını yapmaktadır. Yataklar arasındaki eğilme momenti diyagramı değişmediğinden, sol uçtaki teğet olan γ_3 açısını yapmaktadır. Kaplinin yarısının çevrileceği açı $(\gamma_4 - \gamma_3)$ olmaktadır.



Şekil. 5-31



Şekil. 5-32

Fakat, $EI(\gamma_4 - \gamma_3)$ = soldaki yatakla sol taraftaki mil ucu arasındaki eğilme momenti diyagramı alanı, böylece,

$$\gamma_4 - \gamma_3 = \frac{(371/2)(0,25)}{EI} \left(\frac{180}{\pi} \right) = 0,043^\circ$$

- (g) Sonra, Netice olarak, civatayla tespitten önce kaplin parçaları arasındaki açı,

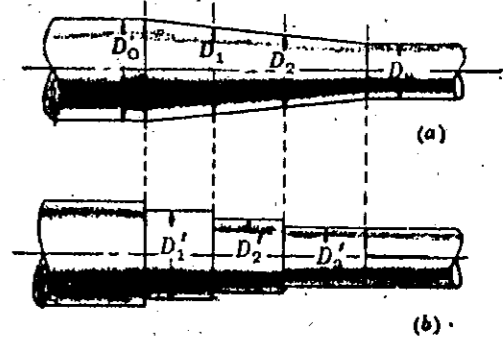
$$\phi = 0,234 + 0,043 = 0,277^\circ$$

22. Şekil. 5-33(a)da görülen konik mil, eşdeğer şekilde kademeli kesitlere ayrılmıştır. (Şekil. 5-33(b)de görüldüğü taralı alanla gösterilen malzeme ihmal edilebilir.

$$(D_1')^4 = \frac{D_0^4 + D_1^4}{2}$$

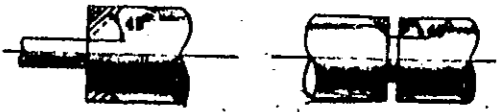
$$(D_2')^4 = \frac{D_1^4 + D_2^4}{2}$$

$$(D_3')^4 = \frac{D_2^4 + D_3^4}{2}$$



Şekil. 5-33

23. Fatura ve kanalların mevcudiyeti halinde, malzemenin tamamı mili daha mukavim tutmaya yeterli olamaz. Kaba bir kaide olsada, Şekil. 5-34'de görüldüğü gibi taralı alanla gösterilen malzeme ihmal edilebilir.



Şekil. 5-34

24. Dikdörtgen kesitli bir çelik çubuk 100mm boyunda ve (50 x 70)mm boyutundadır. Kullanılan malzemenin kopma gerilmesi değeri $345MN/m^2$ dir. Uçlara aksenal yükler tatbik edilmektedir. (a) L/k oranını (b) aynı değer için Euler veya J.B. Johnson formülünü kullanınız, (c) kritik yükü, uçlar sabittir, (d) $N=3$ emniyet faktörü için emniyetli aksenal yükü, (e) eşdeğer basma gerilmesini hesaplayınız.

Çözüm :

$$(a) \frac{L}{k} = \frac{L}{\sqrt{I(\min)/A}} = \frac{1,0}{\sqrt{(bh^3/12)/bh}} = 69,3 \text{ için } h = 0,05$$

(b) L/k değeri için altta J. B. Johnson formülü ve üstte ise Euler formülü kullanılmaktadır.

$$\frac{L}{k} = \sqrt{\frac{2C\pi^2 E}{s_y}} = \sqrt{\frac{2(1)\pi^2(200 \times 10^9)}{345 \times 10^6}} = 107$$

Böylece, uçlar rijid kabul edilmek şartıyla, C değeri 1 olarak alınmış ve J. B. Johnson formülü kullanılmıştır.

(c) Kritik yük ise,

$$F_{cr} = s_y A \left[1 - \frac{s_y(L/k)^2}{4C\pi^2 E} \right] = 345 \times 10^6 (0,05)(0,075) \left[1 - \frac{345(10^6)(69,3^2)}{4(1)\pi^2(200 \times 10^9)} \right] = 1,02 \text{ kN}$$

(d) Emniyetli aksenal yük, $F = F_{cr}/N = \frac{1,02}{3} = 0,341 \text{ MN}$

(e) Eşdeğer basma gerilmesi, $s_{eq} = \frac{F}{A} \left[\frac{1}{1 - \frac{s_y(L/k)^2}{4C\pi^2 E}} \right] = 115 \text{ MN/m}^2$

Yukarıdaki gerilme aynı zamanda aşağıdaki şekilde de bulunabilir.

$$\frac{s_y}{s_{eq}} = N, \quad \frac{345 \times 10^6}{115} = 3, \text{ veya } s_{eq} = 115 \text{ MN/m}^2$$

Ayrıca F/A kullanılarak $\frac{0,341 \times 10^6}{0,05 \times 0,075} = 91 \text{ MN/m}^2$ değeri gerilme için elde edilirki, kolon tesiri mevcut olduğundan dolayı hiçbir mana ifade etmez.

25. Bir hava silindirindeki piston cubuğu 27kN luk aksenal yükü taşıyabilecek şekilde dizayn edilecektir. Çubuk uzağı zaman, boyu 0,5m olacaktır. Çubuğun bir ucu aşağı yukarı rijid denebilecek şekilde pistonun bir ucuna tespit edilmişken, diğer ucuda kılavuz içine gömülü bir elemana bağlanmış haldedir. C için 1 değeri alınacaktır. Malzemenin kopma gerilmesi değeri 275 MN/m^2 olmak şartıyla, emniyet faktörünü 2,5 alarak, çubuk ölçüsünü tayin ediniz.

Çözüm :

(a) Başlangıçta Euler veya J. B. Johnson formülünün kullanılabilineceği bilinemez. Zira çap bilinmemektedir. Bundan dolayı deneme ve sınama metodu kullanılacaktır. Önce Euler ifadesini kullanıp, sonunda kontrol yapalım, ifadeyi eşdeğer gerilme formunda kullanarak,

Müsaade edilebilen gerilme, $s_{eq} = s_y/N = 275/2,5 = 110 \text{ MN/m}^2$

$$s_{eq} = \frac{F}{A} \left[\frac{s_y(L/k)^2}{C\pi^2 E} \right] \text{ veya } 110 \times 10^6 = \frac{27,000}{\frac{1}{4}\pi D^2} \left[\frac{275 \times 10^6 (0,5/4D)^2}{(1)\pi^2 (200 \times 10^9)} \right]$$

Bu ifadeden, $D = 0,0204$ bulunur. Şimdi $D = 21 \text{ mm}$ yi deneyelim.

(b) L/k oranına bakalım. $\frac{L}{k} = \frac{L}{\frac{1}{4}D} = \frac{0,5}{\frac{1}{4}(0,021)} = 95,2$

$C=1$ için, $E=200 \text{ GN/m}^2$ ve kopma gerilmesi 275 MN/m^2 Euler ifadesi L/k nin 120'den büyük değerleri için kullanılacağı aşikardır. Dolayısıyla J.B. Johnson ifadesinin kullanılamamasının doğru olacağı görülmektedir.

(c) J.B. Johnson ifadesini kullanarak, $D=0,0213 \text{ m}$ bulunur. Neticede $D=22 \text{ mm}$ alınabilir. Son bir kontrol için L/k oranını bulalım,

$$\frac{L}{k} = \frac{L}{\frac{1}{4}D} = \frac{0,5}{\frac{1}{4}(0,022)} = 90,9$$

26. 5mm hatveli, 25mm kare kesitli, diş çekili bir civatada somunla flanş arası 380mm dir. Aksenal yük 22,250N ve civadaki somunla flanş arasındaki tork 110Nm dir. $C=1$ alarak civatadaki dişleri ihmal ederek, kopma gerilmesini 2345 MN/m^2 alıp, çelik için emniyet faktörünü hesaplayınız. (Sürekli yükleme halini düşününüz.)

Çözüm :

(a) 25mm kare dişli civatada, kök çapı 20 dir. $\frac{L}{k} = \frac{380}{\frac{1}{4}(20)} = 76$

(b) L/k nin değeri bize, Euler veya J. B. Johnson ifadesinden hangisini kullanacağımızı gösterecektir.

$$\frac{L}{k} = \sqrt{\frac{2C\pi^2 E}{s_y}} = \sqrt{\frac{2(1)\pi^2(200 \times 10^9)}{345 \times 10^6}} = 107$$

Böylece, J. B. Johnson ifadesi $L/k = 76$ olmak üzere kullanılacaktır.

(c) Eşdeğer basma gerilmesi,

$$s_{eq} = \frac{F}{A} \left[\frac{1}{1 - \frac{s_y(L/k)^2}{4C\pi^2 E}} \right] = \frac{22,250}{\frac{1}{4}\pi(0,02)^2} \left[\frac{1}{1 - \frac{345 \times 10^6 \times 76^2}{4(1)\pi^2(200 \times 10^9)}} \right] = 94,7 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

(d) Burulmadan dolayı ortaya çıkan kesme gerilmesi,

$$s_s = \frac{Tc}{J} = \frac{110(0,01)}{(\pi/32)(0,02^4)} = 70 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

(e) Maximum kesme gerilmesi, $\tau(\max) = \sqrt{(s_{eq}/2)^2 + s_s^2} = \sqrt{(94,7/2)^2 + 70^2} = 84,5 \text{ MN/m}^2$

(f) Kesmedeki kopma gerilmesi yaklaşık olarak, $0,5s_y = 0,5(345) = 172,5 \text{ MN/m}^2$

Emniyet faktörü ise $172,5/84,5 = 2,04$.

27. 26. problemdeki şartlar geçerlidir. Sadece yük sıfırdan maximuma kadar artmaktadır. K_f katsayısını, aksenal yükleme halinde 2,8 olarak alınız. K'_y ise burulma halinde 2,0 dir. (Kabul edilir). Ters eğilme için malzemedeki dayanma limiti 220 MN/m^2 dir. (Bölüm 6'ya bkz.)

Çözüm :

(a) 26. Problemden, maximum eşdeğer kolon basma gerilmesi $94,7 \text{ MN/m}^2$ ve maximum burulma gerilmesi ise 70 MN/m^2 dir.

(b) Değişken yük hali için eşdeğer normal gerilmenin maximum değeri $94,7 \text{ MN/m}^2$ ve ortalama değeri ise $47,35 \text{ MN/m}^2$ ve değişken gerilmede $47,35 \text{ MN/m}^2$ olmaktadır.

$$s_e = s_m + \frac{s_y K_f s_v}{s_n ABC} = 47,35 + \frac{345 \times 2,8 \times 47,35}{220 \times 0,7 \times 0,85 \times 1} = 397 \text{ MN/m}^2$$

$A = 0,7$ (aksenal yükleme), $B = 0,85$ (boyut etkisi), $C = 1$ (hakiki gerilme konsantrasyon katsayısı kullanıldığı için).

(c) 70 MN/m^2 lik değişken yük 35 MN/m^2 lik ortalama gerilme ve 35 MN/m^2 lik değişken gerilmeden dolayı eşdeğer kesme gerilmesi,

$$s_{es} = s_{ms} + \frac{s_y K'_y s_{vs}}{s_n ABC} = 35 + \frac{345 \times 0,6 \times 2,0 \times 35}{220 \times 0,6 \times 0,85 \times 1} = 164 \text{ MN/m}^2 \text{ olur.}$$

(d) Değişken yükten dolayı ortaya çıkan eşdeğer kesme gerilmesi,

$$\tau_e = \sqrt{(s_e/2)^2 + (s_{es})^2} = \sqrt{(397/2)^2 + 164^2} = 258 \text{ MN/m}^2$$

(c) Emniyetli dizayn gerilmesi τ_e , τ_e statik gerilme olarak ele alınmaktadır.

$$\frac{s_{ys}}{N} = \frac{0,5(345)}{N} = 258 \text{ MN/m}^2$$

Buradan, $N=0,67$ olarak bulunur. N için uygun değer, emniyetli bir dizayn için 1,5 seçilebilir veya düşünülen dizayn yeterli değildir denir.

Bu problemde 2 eşdeğer gerilmenin bulunduğunu unutmayalım. Bunlardan birinin basma gerilmesinden, diğerinin ise, değişken yüklemekten ortaya çıkmaktadır.

28. Euler formülü için eşdeğer kolon gerilmesi bağıntısını çıkarınız.

Çözüm :

$$F_{cr} = \frac{C\pi^2 EA}{(L/k)^2}, \quad \frac{F_{cr}}{NA} = \frac{C\pi^2 E}{N(L/k)^2}, \quad \frac{F}{A} = \frac{C\pi^2 E}{N(L/k)^2}$$

N , emniyet faktörü, A alan, ve emniyetli yük ise, $F = F_{cr}/N$.

Son ifadeye $N = \frac{s_y}{s_{eq}}$ değerini yerine koyarak, $s_{eq} = \frac{F}{A} \left[\frac{s_y(L/k)^2}{C\pi^2 E} \right]$ için çözüm yapınız.

29. J. B. Johnson formülü için eşdeğer kolon gerilmesi bağıntısını çıkarınız.

Çözüm :

$$F_{cr} = s_y A \left[1 - \frac{s_y(L/k)^2}{4C\pi^2 E} \right], \quad \frac{F_{cr}}{NA} = \frac{s_y}{N} \left[1 - \frac{s_y(L/k)^2}{4C\pi^2 E} \right], \quad \frac{F}{A} = \frac{s_y}{N} \left[1 - \frac{s_y(L/k)^2}{4C\pi^2 E} \right]$$

N , emniyet faktörü, A alan ve emniyetli yük ise, $F = F_{cr}/N$

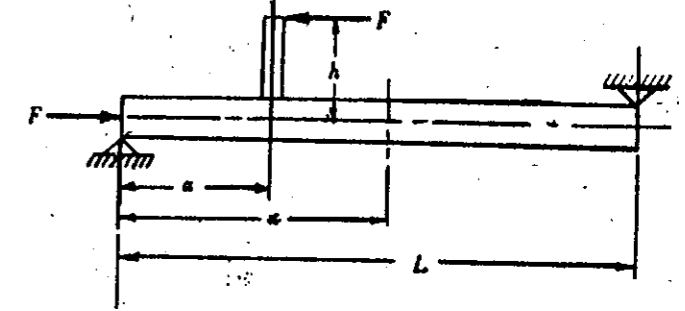
Son ifadeye, $N = \frac{s_y}{s_{eq}}$ değerini yerine koyarak, $s_{eq} = \frac{F}{A} \left[\frac{1}{1 - \frac{s_y(L/k)^2}{4C\pi^2 E}} \right]$ için çözüm yapınız.

Tamamlayıcı Problemler

30. L , uzunluğundaki bir konsol kirişte, uç noktadaki eğilmeden dolayı ortaya çıkan sehimin, uniform yayılı yük wN olmak şartıyla $wL^4/8EI$ olduğunu gösteriniz. (a) Moment alan metodunu ve (b) Kastigliano teoremini kullanınız.

31. Step fonksiyonu kullanarak, $EI(d^2y/dx^2)$ denklemini kurunuz. Sonra, L , boyundaki bir konsol kirişte, P yükü serbest uçtan a birim, sabit uçtan b birim kadar uzakta olduğunu kabul ederek, çift integrasyonla maximum sehimin, $\frac{Pb^2}{6EI}(2b+3a)$ olduğunu gösteriniz.

32. L , uzunluğundaki bir yatay elemanın tarafsız ekseninden h kadar yukarıda sola doğru etkiyen bir F kuvveti bulunmaktadır. F kuvvetinin tatbik edildiği kesit baştaki mesnetten $x=a$ kadar bir mesafede olup mesnette de sağa doğru etkiyen bir F kuvveti daha bulunmaktadır. (Şekil.5-35).



Şekil. 5-35

(a) Eş kiriş metodunu kullanarak, (b) Step fonksiyon ve çift integrasyon metodunu kullanarak eğilmeden dolayı ortaya çıkan düşey sehimi hesaplayınız. Cevap. $y = \frac{Fha}{3EI}(L-a)(L-2a)$

33. 50mm çapındaki bir çelik mil 76cm aralıktaki iki yatakla taşınmaktadır. Mil 1800d/dk da dönmekte ve yataklar arasındaki mesafenin tam ortasında bir kasnak taşımaktadır. Kasnakta milin kritik hızının %50'si kadar bir hızda dönmesi istenirse, kasnağın ağırlığı ne olacaktır? Sehim hesabı için eşdeğer kiriş metodunu kullanınız. Cev. $y=0,069\text{mm}$ (Kritik hız için 8. Bölüme bkz.), Kasnağın ağırlığı=463N

34. Sabit çaplı bir mil uçlardan yataklanmıştır. Mesnetler arasındaki mesafe 500mm olup, soldaki yatağın sağ tarafına, 100mm de olmak üzere 22kg lık bir kütle yerleştirilmiştir. Milin 1800d/dk da döneceği ve kiritik hız için 2500d/dk nın yeterli olacağı söylenmektedir. Minimum kritik hızın 2500d/dk olması için minimum mil çapı ne kadar olabilir? Cev. Yükteki sehim = $0,23/EI$ ve minimum mil çapı = 20mm.

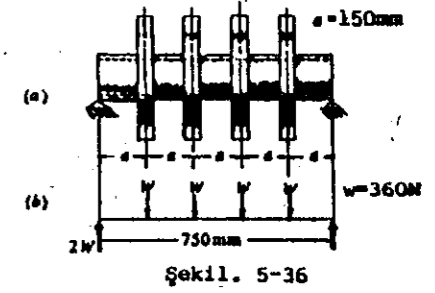
35. Uçlardan yataklanmış çelik bir mil, üç ayrı kesitten oluşmaktadır. Birinci bölüm sabit çaplı olup 0,5m boyundadır. İkinci kısmın çapı birinci kısmın çapının iki katı kadar olup boyu 0,6m dir. Üçüncü kesitte 0,3m boyunda olup çapı, birinci kesitinkinin aynıdır. Çap değişikliği olan noktalarda 900N luk yükler bulunmaktadır. Her yükün etkisi altında sehimin $(9,8 \times 10^{-10})/D^4$ olduğunu gösteriniz. D_1 birinci ve üçüncü kesitin çapıdır.

36. Çelik bir mil 600mm lik aralıktaki iki yatakla taşınmaktadır. Sol taraftaki yataktan 250mm mesafede 450N, sağ taraftaki yataktan 200mm mesafede 900N luk yükler etkili olmaktadır. Mil çapı sabittir. 900N luk yük altında sehimin $2,4 \times 10^{-11}/I$ ve 450N luk yük altında sehimin $2,5 \times 10^{-11}/I$ olduğunu gösteriniz.

37. 100mm çapındaki bir çelik mil 1,5m aralıklı iki yatakla taşınmakta olup, sol yataktan 0,45m mesafede 13,5kN luk bir disk taşımaktadır. Milde 50mm lik delik sağdaki yataktan diskin merkez hattına kadar uzanmaktadır. Diskteki sehimi hesaplayınız. $y=0,714\text{mm}$.

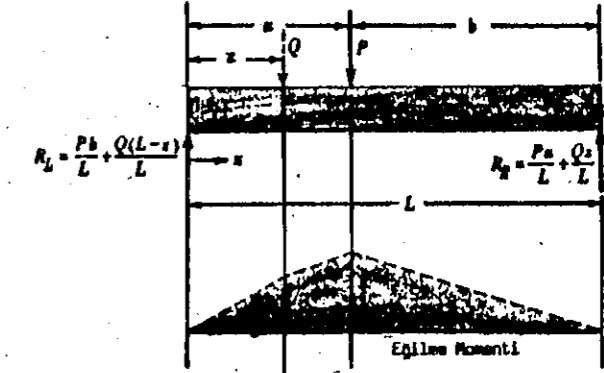
38. Sabit kesitli bir milin çapı 50mm dir. Mil aralarında 760mm bulunan iki yatakla taşınmaktadır. Mil, her biri 1,8kN gelen iki kütle taşımaktadır. Birinci kütle sol taraftaki yataktan 230mm sağ tarafa yerleştirilmiş ve ikinci kütle ise, sağ taraftaki yataktan sol tarafa doğru 230mm de yerleştirilmiş haldedir. Milin kritik hızıyla her kütle neden olduğu sehimi hesaplayınız. Cev. $y=0,352\text{mm}$, kritik hız = 1590d/dk. (8. Bölüme bkz.)
39. Bir motora ait mil aralarında 600mm lik mesafe bulunan iki yatakla taşınmaktadır. Sol taraftaki yataktan 200mm de mil çapı 50mm, milin geri kalan kısmı ise 75mm lik çaptadır. 250mm sol yataktan 4,5kN luk yük, ve yine 9kN luk diğer yük ise sol yataktan 380mm mesafede etkili olmaktadır. Her yükün neden olduğu sehimi hesaplayınız. Cev. $y=0,277\text{mm}$, 4,5kN için, $y=0,154\text{mm}$ 9kN için.
40. 100mm çapındaki bir çelik mil aralarında 1220mm lik mesafe bulunan iki yatakla taşınmaktadır. Orta noktada 1360kg kütlede bir dişli bulunmaktadır. Sol taraftaki yataktan dişliye doğru 460mm kadar 50mm çapında bir delik, mile açılmıştır. Bu noktadan sonra delik çapı 38mm ye düşürülmüştür ve bu çap mil boyunca devam etmektedir. Dişlinin altındaki sehimi üç ayrı metodla hesaplayınız. Ayrıca milin kritik hızını da tayin ediniz. Cev. $y=0,53\text{mm}$, kritik hız = 1300d/dk (8. Bölüme bkz.)
41. 76cm uzunluğundaki çelik bir mil uçlarındaki yataklarla taşınmaktadır. Sol taraftaki yataktan sağa doğru 30cm mesafeye kadar mil çapı 5cm dir. Geri kalan kısımların çapı 3,8cm dir. 1800N gelen yüklerden birisi kesit değişikliğinin gerçekleştiği noktada, diğeri ise daha küçük çaplı bölgenin orta noktasında etkili olmaktadır. Eşdeğer kiriş metodunu kullanarak, her yükün neden olduğu sehimi hesaplayınız. Cev. $y=1,14\text{mm}$, soldaki yükte, $y=1,08\text{mm}$ sağdaki yükte.
42. Çelik bir mil 1140mm lik aralıkta bulunan iki yatakla taşınıyor. Mil çapı uçlardan 380mm de $0,75D$ ve ortadaki 380mm lik parçada ise çap D dir. Çap değişikliklerinde 1800N luk yüklerin etkili olduğu söyleniyor. Yüklerin tatbik noktalarında statik sehimlerin $0,0254\text{mm}$ yi geçmemesi istendiğine göre, milden maksimum sehim ne kadar olacaktır. Bütün hesaplarınızda mil ağırlığını ihmal ediniz. Cev. $D = 168\text{mm}$, $y(\text{max})=0,021\text{mm}$, milin ortasında.
43. İki yatağın arasındaki mesafe $0,75\text{m}$ olmak şartıyla bir çelik milde sol taraftaki yataktan 250mm mesafede çap 75mm, sonraki 200mm de çap 62,5mm ve geri kalan 300mm lik bölgede çap 50mm olarak verilmiştir. 3,18kN luk bir yük sol taraftaki yataktan 250mm içerideki noktaya tatbik edilmektedir. Bu yükün etkisi altında statik sehim ne kadar olacaktır. Milin kritik hızını hesaplayınız. Cev. $y=0,153\text{mm}$. Kritik hız = 2420d/dk olacaktır. (8. Bölüme bkz.)
44. 50mm çapında ve 1,5m boyundaki bir mil uçundaki bir makaradan 1100Nm luk bir tork kazanmaktadır. Milin ortasındaki bir dişli 680Nm aktarıırken diğer uçtaki bir diğer dişli ise dengeyi sağlamaktadır. Kama yuvalarının etkisini ihmal ederek bu şartlar altında mildeki maksimum toplam burulma sehimini hesaplayınız. $G = 77\text{GN/m}^2$ Cev. $1,38^\circ$.
45. Uniform yüklü bir kirişte, toplam boy L olduğu sürece kesmeden dolayı ortaya çıkan sehim ifadesini çıkarınız. Yükleme $w\text{N/m}$ şeklindedir. Cev. $y = \frac{Kw}{2AG}(Lx - x^2)$, $y(\text{max}) = \frac{KwL^2}{8AG}$ $x = \frac{L}{2}$

46. İçi boş bir milde, dış çap 150mm ve iç çap ise 140mm dir. Mil boyu 750mm dir. Mil uçlardan yataklanmış olup, 150mm aralıklarla eşit ağırlıklı rotorları taşımaktadır. Şekil. 5-36(a). Motorların her biri 360N gelmektedir. Bunda milin ağırlığının $1/4$ ü de dahildir. Şekil. 5-36(b)deki gibi yükleme halinde (a) dıştaki iki rotorun neden olduğu sehimi ve içteki iki rotorun neden olduğu sehimi hesaplayınız. (b) dıştaki iki rotor ve içteki iki rotorun neden olduğu kesmenin yol açtığı sehimi hesaplayınız.



Şekil. 5-36

47. Şekil. 5-37'de görüldüğü gibi uniform kesitli bir kiriş basitçe yataklanmış ve üzerine P kuvveti etkilenebilir, böyle bir kiriş için, Kastiglino teoremini kullanarak, eğilmeden dolayı ortaya çıkan sehim için genel ifade çıkarınız. Önce sol taraftaki yataktan z mesafesinde bir Q kuvvetinin tatbik edildiğini farz edelim. z mesafesi değişkendir. Sadece şekil değişim enerjisini tayin ederken z in sabit olduğu kabul edilir. z değeri eğilme momenti diyagramı için $0 \leq z \leq a$ şeklindedir.



Cev.

$$y = \frac{Pbz}{6EI} [L^3 - b^3 - z^3]$$

Şekil. 5-37

Bu ifade $0 \leq z \leq a$ şartı için geçerlidir. Aynı şekilde, yükün sağ tarafında sehim ifadeleri çıkarılabilir.

KOLON PROBLEMLERİ

48. Emniyet faktörü 4 olmak şartıyla 0,5m uzunluğundaki ve 25mm 50mm ölçüsündeki bir çubukta müsaade edilebilen basma yükü ne kadardır? Malzemenin kopma gerilmesi 275MN/m^2 ve $C = 1$ dir. Cev. $L/k = 69,3$ için, J. B. Johnson formülü geçerlidir. $F = 71,6\text{kN}$.
49. Yukarıdaki problemde $C = 1/4$ olarak, tekrar çözünüz. Cev. $L/k = 69,3$ için Euler denklemi geçerlidir. $F = 28,4\text{kN}$.
50. 25mm çaplı kare kesitli dişli bir civatanın boyu 1m dir. Eksenel yük 9000N olmak şartıyla, malzeme çelik olduğu sürece kopma gerilmesi 275MN/m^2 dir. Gerekli çubuk çapını tayin ediniz. Emniyet faktörünü 4 ve $C = 1$ alınız. Cev. Euler denklemi geçerlidir. $D = 30,2\text{mm}$. Çapı 35mm alınız.
51. 25mm çaplı kare kesitli dişli bir civatanın boyu 1m dir. Eksenel yük 9000N ve civatadaki torkun 110N olduğu biliniyor. $C = 1$ alınarak, dişleri ve gerilme birikimini ihmal ederek emniyet faktörünü hesaplayınız. Kopma gerilmesi 345MN/m^2 dir. diş kök çapı 25mm dir. Cev. Euler ifadesi geçerlidir. Eşdeğer kolon gerilmesi = 200MN/m^2 , burulma gerilmesi 70MN/m^2 , maksimum kesme gerilmesi = 122MN/m^2 , $1/2(345)\text{MN/m}^2$ lik kesme gerilmesi değerindeki kopma gerilmesi için emniyet faktörü 1,41 dir.

Değişken Yüklerle Yüklenmiş Makine Parçalarının Dizaynı

HERHANGİ BİR MAKİNE PARÇASININ DİZAYNINDA, mukavemet ele alınması gereken tedbirlerden birincisidir. Makine dizaynında en çok kullanılan yöntemler başta kinematik düzenleme, kuvvet analizi, malzemelerin seçimi ve parçaların eşleştirilmesi şeklinde toplanabilir. Parçaların eşlendirilmeleri aşağıdakilerden biri veya tamamından oluşabilir. Bunlar sırasıyla, mukavemet, rijidlik, kritik hızlar, görünüm, korozyon oranı, imalat türü, döküm şekli, stabilite, vb.

BİR MAKİNE PARÇASINDAKİ MUKAVEMETE, gerilme birikimi, yorulma veya değişken yükleme, şok, yüzey işleme ve parçanın boyutlarının etkisi vardır.

GERİLME BİRİKİMİ, delikler, kesitteki ani değişimler, yivler ve yüzeydeki arızalardan dolayı bozulabilir. Şekil. 6-1'de tipik bir gerilme artışına örnek görülmektedir. d çapına haiz delik gerilme elemanında yer almıştır. Deliğin kenarında oluşan maximum gerilme K_f gerilme birikim faktörü ile nominal gerilmenin çarpımı gibi düşünülebilir.

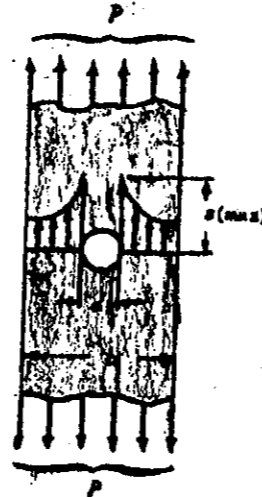
$$s(\max) = K_f \frac{P}{A}$$

burada,

P = toplam eksenel yük, N

A = delik ihtiva eden kesitin net alanı, m^2

K_f = teorik gerilme konsantrasyon.faktörü (veya geometrik faktör)



Şekil. 6-1

Birçok durumlarda K_f nin hesaplanması oldukça zordur. Fotoelastiklik analizi ve parçanın plastik modeli gibi deneysel tekniklerle çoğu zaman tayin edildiği görülmüştür. Sürekli yükler altında, belli bir noktaya kadar, kırılğan malzemeler gerilme artışından etkilenmezler. Dökme demirde olduğu gibi, sürekli yük altında, gerilme artışının kırılğan malzemeler üzerindeki etkisi fotoelastik analizin gösterdiği üzere çok ciddi olabilir. Zira, küçük veya az da olsa plastik akma söz konusu değildir. Tekrarlanmış yükler altında, ve sünek malzemelerde bile mukavim dayanımı gerilme konsantrasyonundan ötürü azalabilir.

ÇENTİK HASSASİYETİ, q , bir malzemenin yorulma mukavemeti faktörünü veya K_f hakiki gerilme konsantrasyon faktörünü tayin için kullanılır. K_f , çeşitli yükler altında teorik gerilme konsantrasyon faktörünün bir fonksiyonu olarak bulunur. q ve K_f değerleri R. E. Peterson'un "gerilme konsantrasyon faktörleri" adlı eserinden ve bu konuyla ilgilenen diğer literatürden bulunabilir.

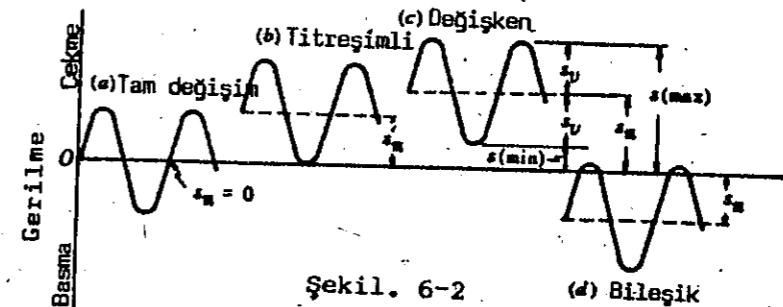
$$q = \frac{K_f - 1}{K_f - 1} \quad \text{veya} \quad K_f = 1 + q(K_f - 1)$$

burada

- q = Deneysel çentik hassasiyeti değeri, gerilme konsantrasyonundan dolayı, ortaya çıkar. Değerleri 0 ile 1,0 arasında değişmektedir.
- K_f = Gerilme konsantrasyon faktörünün teorik değeri, Ortalama değeri 1,0 ilâ 3,0 arasında değişir. 3,0 dan büyük değerlerinde kullanıldığı görülmüştür.
- K_f = Malzemenin yorulma mukavemetindeki azalmanın tayininde, hakiki gerilme konsantrasyonu faktörü.

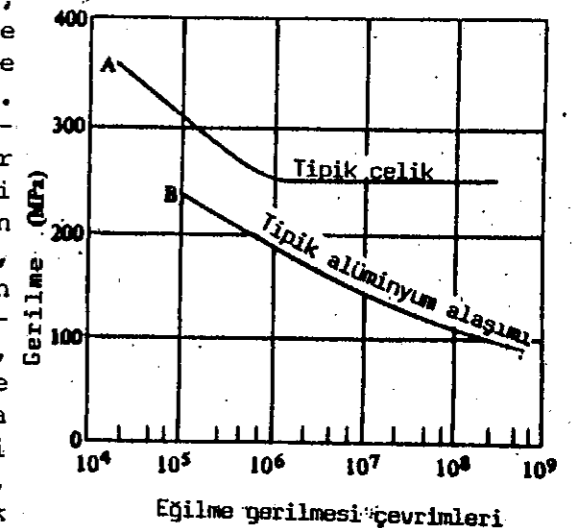
DEĞİŞKEN GERİLMELER (a) Tam değişken, (b) titreşimli, (c) değişken ve (d) bileşik gibi sınıflandırılabilir. (Şekil. 6-2) Değişken gerilmede maximum gerilme en büyük cebirsel değer ve minimum gerilme ise en düşük değer olarak bilinir. Ortalama gerilme, maximum ve minimum gerilmenin ortalamasıdır. Değişken gerilme ise, ortalama gerilmenin altında veya üstünde olmak üzere gerilmedeki artan veya azalmadır.

$$s_m = \frac{1}{2} [s(\max) + s(\min)], \quad s_v = \frac{1}{2} [s(\max) - s(\min)]$$



Şekil. 6-2

Malzemenin MUKAVEMET SINIRI çoğu zaman, teste tabi olacak numunenin eğilmeye maruz kalacak şekilde yüklenmesi ve döndürülmesiyle tayin edilebilir. Şekil. 6-3'de demir ve demir olmayan malzemelerin mukavemet sınırı için tipik eğriler verilmiştir. Bilhassa bu test numunesi için, mukavemet sınırı (A) oldukça kesin olarak belirtilmiştir. (250 MPa), fakat, (B) de gösterilen alüminyum numunenin dayanıklılık limiti pek iyi açıklanmamıştır. 250MPa'lık mukavemet sınırı değeri, çelik numune için tam değişken yükleme içindirki dış zarf eşit olmak şartıyla çekme ve basma gerilmelerinin etkisi altındadır. Karışıklılığı önlemek için, "Mukavemet sınırı" sadece tam değişken eğilme için, "DAYANIKLILIK MUKAVEMETİ" ise malzemenin yorulma mukavemeti söz

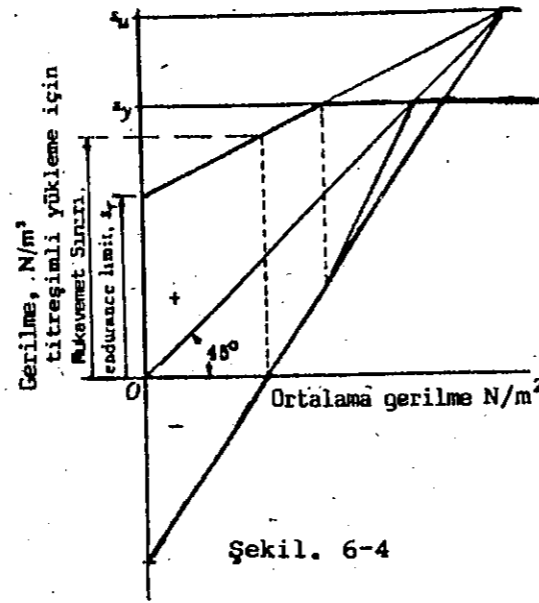


Şekil. 6-3

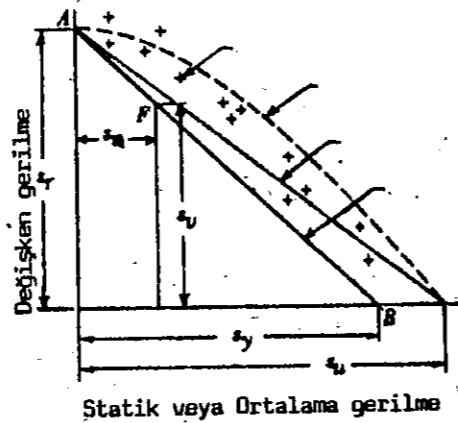
konusu olduğu zaman, diğer yüklemeler için kullanılacaktır. Dayanıklılık mukavemet değerleri, diğer tipteki yüklemelere ait mukavemet sınırından farklı olacaktır. Aynı zamanda burulma veya aksenal yüklerin etkisi altında olmak şartıyla değişken yüklere tabi numuneler içinde farklı görülebilir. Dayanıklılık mukavemetinin ortalama gerilmeyle birlikte bir eğri grubu değişik yükler altında modifiye olmuş Goodman diyagramıyla gösterilebilir. Tecrübe edilmiş her malzemenin ayrı bir Goodman diyagramı olacaktır. Mamafih, hiçbir test data bulunmaması halinde, tam değişken yüklemeye altındaki mukavemet sınırının, malzemenin kopma mukavemetinin yarısı kadar olduğu kabul edilerek, çeşitli sünek malzemeler için Goodman diyagramları çizilebilir. Yakın zamanda yapılan çalışmalarda, dayanma mukavemeti verileri Şekil. 6-5'de görülen formda çizilebilmektedir. Bu eğri takımı modifiye olmuş Goodman hattıyla konservatif Soderberg hattı arasındaki bağıntıyı göstermektedir. Aşağıdaki tartışmalarımızdaki dizaynlarda da Soderberg hattını kullanacağız. Uygun emniyet faktörünü (N) dayanma mukavemeti ve kopma mukavemeti için kullanacak olursak, Şekil. 6-6'da olduğu üzere CD yi AB Soderberg hattına, AB , paralel olacak şekilde çizebiliriz. Böylece, CD , emniyetli gerilme hattı olarak tanımlanabilir. Bu eğri takımının geometrisinden faydalanarak,

$$\frac{1}{N} = \frac{s_m}{s_y} + \frac{s_v}{s_r}$$

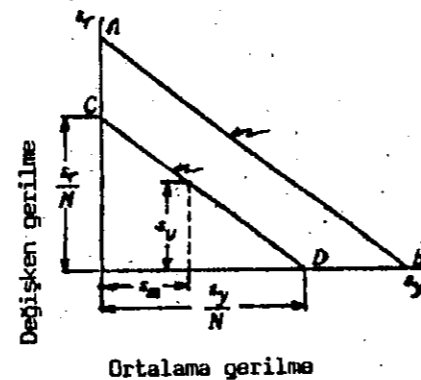
olduğu gösterilebilir. Bunu dizayn ifadesinde yerleştirmek için mukavemet sınırı, s_r , tam değişken eğilmenin etkisi altında, boyut tesiri, yüzey tesiri ve burulma veya aksenal yüklemeye eğilme yerine bir tür değişken yüklemeye olmak şartıyla, azaltılabilir. Hesaplanmış değişken gerilme, sünek malzemeler için, hakiki gerilme konsantrasyon faktörü, K_f , tarafından artırılabilir. Kırılmalan malzemeler için, teorik gerilme konsantrasyon faktörü, K_t , ortalama gerilmeye ve K_f da değişken gerilmeye



Şekil. 6-4



Şekil. 6-5



Şekil. 6-6

$$\frac{1}{N} = \frac{s_m}{s_y} + \frac{K_f s_v}{s_r ABC} \quad \text{çekme veya basma halinde sünek malzemeler için,}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{s_m}{s_y} K_t + \frac{s_v K_f}{s_r ABC} \quad \text{Kırılmalan malzemeler için}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{s_{ms}}{s_{ys}} + \frac{K_f s_{vs}}{s_r ABC} \quad \text{Kesmede sünek malzemeler için}$$

Burada,

s_y = Çekme veya Basmada kopma gerilmesi ve Ortalama gerilme gibi aynı işarete sahip olmalıdırlar.

s_m = Ortalama normal gerilme, N/m^2 .

s_{ms} = Ortalama kesme gerilmesi, N/m^2 .

s_v = Değişken normal gerilme, N/m^2 .

s_{vs} = Değişken kesme gerilmesi, N/m^2 .

s_r = Tam değişken eğilmede malzemenin dayanıklılık limiti, N/m^2 .

K_t = Teorik gerilme konsantrasyon faktörü.

K_f = Hakiki gerilme konsantrasyonu, malzemenin çentik özelliğine bağlı olarak,

A = Tam değişken eğilmeden farklı olmak şartıyla, bir tür yüklemeye için düzeltme faktörü.

$A = 0,7$ tam değişken aksenal yüklemeye için,

$A = 0,6$ tam değişken, burulma yükleri için,

B = Boyut düzeltme faktörü, standart test numunesi nominal çapa haizdir. $0,3''$ ($7,62\text{mm}$).

$B = 0,85$ ölçüleri $12,5$ ilâ 50mm arasında değişen parçalar için.

C = Yüzey düzeltme faktörü, test numunesi parlatılmış haldedir.

İşlenmiş yüzeyler ve sıcak haddelenmiş yüzeyler için bazı ortalama C değerleri

s_u MPa	C, M/c İşlenmiş yüzey	C, sıcak hadde, yüzey
400	0,91	0,74
500	0,89	0,65
600	0,87	0,59
700	0,85	0,54
800	0,83	0,49
900	0,81	0,45
1000	0,79	0,40
1200	0,75	0,34
1400	0,71	0,29

N = Emniyet faktörü; malzeme özelliklerindeki değişimleri, belirsiz yüklemeyi, kabullerdeki hassasiyeti, işçilik, mümkün olabilecek ömür kaybı, durmanın yol açtığı maliyetleri veya bakım, test datasının bulunmaması veya daha önceden bilinmiş olmasını, vb. içerir. Alelade bir dizayn için N -değerleri, $1,25$ ilâ $3,0$ arasında değişecektir. Bu değerler şartların çok iyi tanımlanmış olması veya belirsizlik halinde de geçerlidir. Belirsizlik oldukça yüksek ise, N için $3,0$ dan büyük değerlerde kullanılabilir. N in seçimi iyi bir karara bağlıdır.

EŞDEĞER MAXİMUM KESME GERİLMESİ, $\tau_{es}(\max)$ değişken normal ve değişken kesme gerilmesi bulunması halinde, birleşik gerilmeler teorisini kullanarak eşdeğer normal gerilme,

$$s_{er} = s_m + \left(\frac{s_y}{s_r} \right) \frac{K_f s_v}{ABC}$$

Eşdeğer kesme gerilmesi, s_{es} ,

$$s_{es} = s_{ms} + \left(\frac{s_{ys}}{s_r} \right) \frac{K_f s_{vs}}{ABC}$$

Not: Sünek malzemeler için, bu ifadede A için 0,6 yi kullanınız ve $s_{ys} = (0,6)(s_y)$ yi kullanınız.

Sonra, eşdeğer maximum kesme gerilmesi, $\tau_{es}(\max)$ sünek malzemelerle dizaynda,

$$\tau_{es}(\max) = \sqrt{(\frac{1}{2}s_{en})^2 + (s_{es})^2}$$

Bu dizayn, ifadesi gibi kullanılmak için s_{ys}/N e eşit kılınabilir.

$$s_{ys}/N = \sqrt{(\frac{1}{2}s_{en})^2 + (s_{es})^2}$$

Not: $s_{ys} = 0,5 s_y$ yi bu ifade için kullanınız.

Eşdeğer maximum normal gerilme, kırılğan malzeme kullanılması halinde,

$$s_{en}(\max) = \frac{1}{2}s_{en} + \sqrt{(\frac{1}{2}s_{en})^2 + (s_{es})^2}$$

Dizayn ifadesinde kullanılacağı zaman, s_y/N e eşit kılınır.

$$s_y/N = \frac{1}{2}s_{en} + \sqrt{(\frac{1}{2}s_{en})^2 + (s_{es})^2}$$

Kesmedeki kopma gerilmesinin değeri, s_{ys} , yukarıdaki eşdeğer kesme gerilmesinde kullanılabilmek için, s_{es} , ifade, çekmede, kopmanın 0,6 katı kadar alınabilir. Bu deneysel burulma kesme testleriyle yakın bir ilişki içindedir. Mamafih, kesmedeki, s_{ys} , kopma gerilmesinin değeri, çekmedeki, kopma gerilmesinin 0,5 katı kadar alınır. Bu ifade, yorulmada maximum kesme teorisine dayanılarak çıkarılır.

Çözümlü Problemler

1. Çelik bir bağlama çubuğu AISI 8650 malzemesinden mamüldür. Çelik 815°C sulanmış ve 540°C de temperlenmiştir. Mil 180kN luk bir aksenal yükün etkisi altındadır. Çubuk için gerekli çapı hesaplayınız. Emniyet faktörü $N_f = 2$ olarak alınacaktır. Flombaj tesiri olmadığı kabul edilecektir.

Çözüm :

Bu malzemenin özellikleri: $s_u = 1,07 \text{GN/m}^2$, $s_y = 910 \text{MN/m}^2$, mukavemet sınırının tam değişken eğilme halinde, kopma gerilmesinin yarısı kadar olduğunu kabul ediniz.

$$s_r = \frac{1}{2}(1,07) = 0,535 \text{MN/m}^2$$

Ortalama gerilme $s_m = 0$.

$$\text{Değişken gerilme } s_v = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d^2} = \frac{4(180,000)}{\pi d^2}$$

Mukavemet sınır faktörü, aksenal yükleme halinde, $A = 0,7$.

Mukavemet sınır faktörü, boyutlar için, $d > 12,5 \text{mm}$ kabul ederek, $B = 0,85$.

İşlenmiş yüzey için mukavemet sınırını kullanarak, $C = 0,8$.

Gerilme konsantrasyonu olmadığını düşünerek, $K_f = 1$.

Bunları dizayn ifadesinde yerine koyarak,

$$\frac{1}{N} = \frac{s_m}{s_y} + \frac{K_f s_v}{s_r ABC} \quad \frac{1}{2} = 0 + \frac{(1)(4)(180,000)}{\pi d^2 (0,535 \times 10^6)(0,7)(0,85)(0,8)}$$

ve, $d = 42,4 \text{mm}$, $d = 50 \text{mm}$ yi kullanınız.

2. Sıcak haddelenmiş 070M26 çeliğinden mamul çelik çubuk -110N ilâ 440Nm lik burulma yükünün etkisi altındadır. Emniyet faktörü, $N = 1,75$ alarak, gerekli çubuk çapını hesaplayınız. Çözüm:

Testlerle bu malzemeye ait özellikler şöyle bulunmuştur: $s_u = 460 \text{MN/m}^2$, $s_v = 310 \text{MN/m}^2$. Tam değişken eğilme için mukavemet sınırı, $s_r = \frac{1}{2}(460) = 230 \text{MN/m}^2$. Kesmedeki kopma gerilmesinin, çekmedeki kopma gerilmesinin 0,6 katı kadar olduğunu kabul ediniz: $s_{ys} = (0,6)(310) = 186 \text{MN/m}^2$. Gerilme konsantrasyonu olmaması halinde, $K_f = 1$ alınız.

Burulma yükleri için mukavemet sınır düzeltme faktörü, $A = 0,6$, $d > 12,5 \text{mm}$ olmak şartıyla, $B = 0,85$ dir. Sıcak haddelenmiş malzeme için, $s_u = 460 \text{MN/m}^2$, olmak şartıyla $C = 0,68$ alınabilir.

Ortalama ve değişken gerilmeler, ortalama ve değişken torklara bağlıdır. Ortalama tork,

$$T_m = \frac{1}{2}[T(\max) + T(\min)] = \frac{1}{2}[440 + (-110)] = 165 \text{Nm}$$

Değişken tork ise,

$$T_v = \frac{1}{2}[T(\max) - T(\min)] = \frac{1}{2}[440 - (-110)] = 275 \text{Nm}$$

sonra, dış yüzeydeki herhangi bir nokta için,

$$s_{ms} = \frac{T_m c}{J} = \frac{16T_m}{\pi d^3} = \frac{(16)(165)}{\pi d^3} = \frac{2640}{\pi d^3}, \quad s_{vs} = \frac{T_v c}{J} = \frac{16T_v}{\pi d^3} = \frac{(16)(275)}{\pi d^3} = \frac{4400}{\pi d^3}$$

Bunları dizayn ifadesinde yerine koyarak,

$$\frac{1}{N} = \frac{s_{ms}}{s_y} + \frac{K_f s_{vs}}{s_r ABC} \quad \frac{1}{1,75} = \frac{2640}{\pi d^3 (186 \times 10^6)} + \frac{(1)(4400)}{\pi d^3 (230 \times 10^6)(0,6)(0,85)(0,68)}$$

ve $d = 33,8 \text{mm}$, d için 35 veya 40mm değerleri alınabilir.

4. Şekil. 6-7'de görülen bir konsol kiriş soğuk çekilmiş '26' karbonlu çelikten mamüldür. Konsol kiriş dairesel kesitlidir. Kirişin $-F$ ilâ $3F$ kuvvet etkisi altında olduğu bilinmektedir. Emniyet faktörünü $N = 2$ alarak, bu elemanın dayanabileceği maximum yükü tayin ediniz. Fotoelastik model teorik gerilme konsantrasyon faktörünün $K_t = 1,42$ olduğunu göstermektedir. Bu malzemede çentik hassasiyeti 3mm lik yarıçap için $q = 0,9$ dur. Sadece kesit değişikliği olan kesitleri analiz yapınız.

Çözüm:

Soğuk çekilmiş bu malzemeden alınan numunelerin gösterdiği özellikler,

$$s_u = 550 \text{MN/m}^2$$

$$s_y = 470 \text{MN/m}^2$$

$$s_r = 275 \text{MN/m}^2$$

$$K_t = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0,9(1,42 - 1) = 1,38$$

$A = 1$, eleman eğilmeye yüklü haldedir.

$B = 0,85$, düzeltme faktörü, boyut etkisi için,

$C = 0,89$ yüzey etkisi için, düzeltme faktörü.

Kesit değişikliği olan noktalardaki eğilme momenti $-0,125F$ ile $+0,375F$ arasında değerler alır. Eğilme momenti cinsinden A noktasındaki eğilme gerilmesi

$$s_b = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32M}{\pi (0,013)^3} = 4,64 \times 10^6 M$$

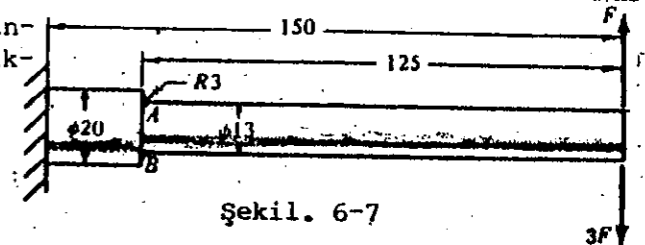
sonra

$$s(\min) = 4,64 \times 10^6 (0,125F) = 0,58 \times 10^6 F$$

$$s(\max) = 4,64 \times 10^6 (0,375F) = 1,74 \times 10^6 F$$

$$s_m = \frac{1}{2}[10^6 |1,74 + (-0,58)| F] = 0,58 \times 10^6 F$$

$$s_v = \frac{1}{2}[10^6 |1,74 - (-0,58)| F] = 1,17 \times 10^6 F$$



bunları, $\frac{1}{N} = \frac{s_m}{s_y} + \frac{K_f s_v}{s_{r,ABC}}$, ifadesinde yerine koyarak,

$$\frac{1}{2} = \frac{0,58 \times 10^6 F}{470 \times 10^6} + \frac{(1,38)(1,17 \times 10^6 F)}{(275 \times 10^6)(0,85)(0,89)}$$

alakamızı çekecek olursa, B noktasındaki gerilme analiziyle,

$$s(\min) = -1,74 \times 10^6 F \quad s_m = \frac{1}{2} [10^6 |0,58 + (-1,74)| F] = 0,58 \times 10^6 F$$

$$s(\max) = 1,58 \times 10^6 F \quad s_v = \frac{1}{2} [10^6 |0,58 - (-1,74)| F] = 1,17 \times 10^6 F$$

bunları, $\frac{1}{N} = \frac{s_m}{s_y} + \frac{K_f s_v}{s_{r,ABC}}$ yerine koyarak, bunlara, negatif işaretli

ortalama gerilmeye bağlı olarak s_y ye eksi işaret verileceği unutulmalıdır.

$$\frac{1}{2} = \frac{-0,58 \times 10^6 F}{-470 \times 10^6} + \frac{(1,38)(1,17 \times 10^6 F)}{(275 \times 10^6)(0,85)(0,89)}$$

4. Soğuk çekilmiş dairesel kesitli bir çelik 565 ilâ 1130N m lik değişken eğilme momentine tabi iken, aksenal yükünde 4500 ile 13500N arasında değer aldığı bilinmektedir. Maximum eğilme momenti, aksenal yükün maximum olduğu noktada ortaya çıkmaktadır. Emniyet faktörü, $N = 2$ alarak, çubuk çapını hesaplayınız. Gerilme konsantrasyonu ve kolon tesirini ihmal ediniz. Dizayn maximum kesme gerilmesine göre yapılandır. $s_u = 550\text{MPa}$, $s_y = 470\text{MPa}$.

Çözüm :

$$\begin{aligned} s_u &= 550\text{MN/m}^2 & B &= 0,85 \text{ boyut etkisinden dolayı, düzeltme faktörü,} \\ s_y &= 470\text{MN/m}^2 & C &= 0,89 \text{ Yüzey etkisinden dolayı, düzeltme faktörü,} \\ s_r &= 275\text{MN/m}^2 & A &= 1,00 \text{ Eğilme için.} \\ K_f &= 1 \text{ gerilme konantrasyonu için,} & A &= 0,70 \text{ Aksenal yük için.} \end{aligned}$$

Eşdeğer normal gerilmeyi hesaplayınız.

(a) Eğilmeden dolayı, Ortalama ve değişken momentler,

$$M_m = \frac{1}{2}(1130 + 565) = 847,5\text{N m} \quad \text{ve} \quad M_v = \frac{1}{2}(1130 - 565) = 282,5\text{N m}$$

Sonra eğilmeden dolayı,

$$s_m = \frac{Mc}{I} = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{(32)(847,5)}{\pi d^3}, \quad s_v = \frac{Mc}{I} = \frac{(32)(282,5)}{\pi d^3}$$

$$\text{ve} \quad s_{en} = s_m + \frac{s_y K_f s_v}{s_{r,ABC}} = \frac{(32)(847,5)}{\pi d^3} + \frac{(470 \times 10^6)(1)(32)(282,5)}{\pi d^3 (275 \times 10^6)(1)(0,85)(0,88)} = \frac{15,135}{d^3}$$

(b) Aksenal yükten dolayı, ortalama ve değişken kuvvetler,

$$F_m = \frac{1}{2}(13,500 + 4500) = 9000\text{N} \quad \text{ve} \quad F_v = \frac{1}{2}(13,500 - 4500) = 4500\text{N}$$

sonra, aksenal yükten dolayı,

$$s_{en} = \frac{(9000)(4)}{\pi d^2} + \frac{470 \times 10^6 (4)(4500)}{\pi d^2 (275 \times 10^6)(0,70)(0,85)(0,89)} = \frac{29,950}{d^2}$$

(c) Toplam eşdeğer normal gerilme, s_{en} (toplam) = $\frac{15,135}{d^3} + \frac{29,950}{d^2}$

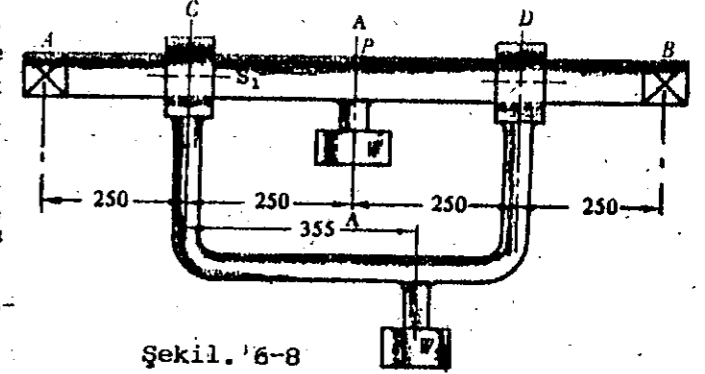
(d) Toplam eşdeğer normal gerilmeyi s_y/N e eşit kılarak,

$$\frac{15,135}{d^3} + \frac{29,950}{d^2} = \frac{s_y}{N} = \frac{470 \times 10^6}{2}$$

Buradan, deneme ve sınama ile $d = 41\text{mm}$ bulunur.

S_1 mili saat ibresi yönünde 1200d/dk da dönmektedir. 36N luk konsantre dengelenmemiş bir W yükü, Şekil. 6-8'de görüldüğü üzere, A ve B mes-

tam ortada 50mm çaplı bir disk şeklindedir. C ve D noktalarında ise 6,75kN luk bir başka yük adı geçen noktalardaki yataklarla taşınmaktadır. Mil malzemesinin kopma gerilmesi 412MN/m^2 ve akmagerilmesi ise 310MN/m^2 dir. A-A kesitindeki mil çapını tayin ediniz. A-A bölümü için emniyet faktörü, $N=2$ dir. Sadece P noktasını ele alınız.



Şekil. 6-8

Çözüm :

- (1) Mukavemet sınırını $= s_u/2 = 206\text{MN/m}^2$, gerilme konsantrasyon faktörünü, $K_f = 1$ mukavemet sınırı düzeltme faktörünü, boyutlar için, $A = 0,85$ ve $C = 0,9$ kabul ediniz.
- (2) Döner yükten dolayı eğilme momentinin -724N m ilâ 742N m arasında değiştiğini gösteriniz.
- (3) Sabit düşey yükten dolayı eğilme momentinin 844N m olduğunu gösteriniz.
- (4) Birleşik eğilme momenti: 120N m ilâ 1568N m arasında değişmektedir.
- (5) P noktasını dışta, iki mesnet arasında tam ortada kabul edecek olursak, 1568N m luk moment negatif veya basma gerilmesine neden olacaktır. Ayrıca 120N m luk moment ise pozitif veya çekme gerilmesine neden olacaktır.
- (6) Maximum, minimum, ortalama ve değişken eğilme gerilmeleri,

$$s(\max) = \frac{-(32)(1568)}{\pi d^3} = \frac{-15,970}{d^3}, \quad s_m = \frac{-15,970 + 1220}{2d^3} = \frac{-7375}{d^3}$$

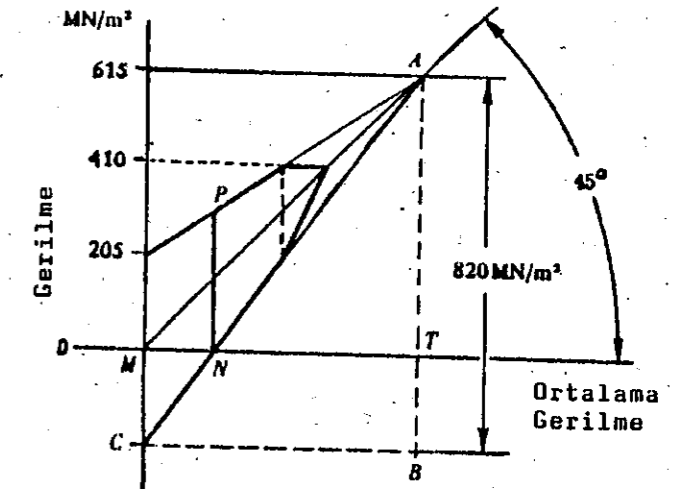
$$s(\min) = \frac{+(32)(120)}{\pi d^3} = \frac{+1220}{d^3}, \quad s_v = \frac{1220 + 15,970}{2d^3} = \frac{8595}{d^3}$$

- (7) Sonra $\frac{1}{N} = \frac{s_m}{s_y} + \frac{K_f s_v}{s_{r,ABC}}$, $\frac{1}{2} = \frac{-7375}{310 \times 10^6 d^3} + \frac{(1)(8595)}{(210 \times 10^6)(1)(0,85)(0,90)d^3}$, ve $d = 54\text{mm}$ $d = 60\text{mm}$ yi kullanınız.

6. Bir ağırlıklı çeliğin kopma gerilmesi 615MN/m^2 akma gerilmesi 410MN/m^2 ve mukavemet sınırı tam değişken eğilme halinde 205MN/m^2 olarak verilmektedir. Modifiye olmuş Goodman diyagramını çizin. Titreşimli yükleme için, mukavemet gerilmesinin şiddetini bulunuz.

Çözüm :

Şekil. 6-9'da görüldüğü gibi Goodman diyagramını çizin. NP mukavemet değerini göstermektedir. Değerler, öl-



Şekil. 6-9

çölerek veya aşağıdaki şekilde hesaplamalarla bulunabilir.

Benzer üçgenlerden, ACB ve ANT , $NT/615=615/820$ veya $NT=461\text{MN/m}^2$ bulunur. sonra, $IMV=154\text{MN/m}^2$ ve $NP=308\text{MN/m}^2$. zira, MA ortalama gerilme hattıdır.

7. Sıcak haddelenmiş bir çelik mil burulmaya neden yükün etkisi altındadır. Bu yük saat ibresi yönünde 330N m ve saat ibresinin tersi yönünde 110N m luk eğilme momenti doğurduğu gibi, kritik kesitlerdeki değerler ise 440N m ilâ -220N m değişmektedir. Mil uniform kesitli olup, kritik kesitte kama yuvası bulunmamaktadır. Gerekli mil çapını hesaplayınız. Malzemenin kopma gerilmesi 550MN/m^2 ve akma gerilmesi 410MN/m^2 dir. Emniyet faktörü $N = 1,5$ alınacaktır. Mukavemet sınırını kopma gerilmesinin yarısı kadar alınız.

Çözüm :

- (a) Eğilmeden dolayı ortaya çıkan eşdeğer normal gerilmeyi tayin ediniz.

$$s(\max) = \frac{(32)(440)}{\pi d^3} \quad s_m = \frac{[(32)(440)] + [-(32)(220)]}{2\pi d^3} = \frac{1,120 \times 10^3}{d^3}$$

$$s(\min) = \frac{-(32)(220)}{\pi d^3} \quad s_v = \frac{[(32)(440)] - [-(32)(220)]}{2\pi d^3} = \frac{3,360 \times 10^3}{d^3}$$

Eşdeğer normal gerilme, $[A = 1, B = 0,85, C = 0,62, K_t = 1]$

$$s_{en} = \frac{1,12 \times 10^3}{d^3} + \left[\frac{410}{275} \right] \left[\frac{3,36 \times 10^3}{d^3(1)(0,85)(0,62)} \right] = \frac{1,0626 \times 10^4}{d^3}$$

- (b) Eşdeğer kesme gerilmesini hesaplayınız.

$$s_s(\max) = \frac{(16)(330)}{\pi d^3} \quad s_{ms} = \frac{(16)(110)}{\pi d^3} = \frac{5,602 \times 10^2}{d^3}$$

$$s_s(\min) = \frac{-(16)(110)}{\pi d^3} \quad s_v = \frac{(16)(220)}{\pi d^3} = \frac{11,204 \times 10^2}{d^3}$$

Eşdeğer kesme gerilmesi $[A = 0,6, B = 0,85, C = 0,62, s_{ys} = 0,6s_y]$

$$s_{es} = \frac{560,2}{d^3} + \left[\frac{(0,6)(410)}{275} \right] \left[\frac{1120,4}{d^3(0,6)(0,85)(0,62)} \right] = \frac{3,7299 \times 10^3}{d^3}$$

- (c) Eşdeğer kesme gerilmesini s_{ys}/N e eşit kılınız. Burada, $s_{ys} = (0,5)s_y = (0,5)(410) = 205\text{MN/m}^2$

$$\tau_{es}(\max) = \frac{1}{d^3} \sqrt{\left(\frac{1,063 \times 10^4}{2} \right)^2 + (3,73 \times 10^3)^2} = \frac{205 \times 10^6}{1,5} \text{ veya } d = 36,2\text{mm}$$

Not : $s_{ys} = 0,6s_y$ bağıntısını torsiyonel kesme için kullanırken, $s_{ys} = 0,5s_y$ bağıntısını da birleşik kesme gerilmesi için kullanılmıştır.

8. İki yatakla taşınan bir milin orta noktasında bir makara kamalanmış haldedir. Makarada eğilme momenti -170N m ilâ 510N m arasında değişirken, mildeki burulma momenti 55N m ilâ 165N m arasında değerler almaktadır. Yük değişiminin frekansı mil hızı kadardır. Mil soğuk haddelenmiş çelikten mamül olup, kopma gerilmesi 538MPa, akma gerilmesi 400MPa dir. Sonsuz ömür hali için, gerekli çapı hesaplayınız. Kama yuvasında eğilmeden dolayı gerilme konsantrasyonu faktörü 1,6 ve burulmada ise 1,3 dür. Dizayn faktörünü, $N = 1,5$ olarak alınız.

Çözüm:

1. Eşdeğer normal gerilmeyi hesaplayınız. s_{en}

(a) Eğilmeden dolayı, $s(\max) = \frac{(32)(510)}{\pi d^3} = \frac{5195}{d^3}$ ve $s(\min) = \frac{-(32)(170)}{\pi d^3} = -\frac{1732}{d^3}$

(b) Eğilmeden dolayı, $s_m = \frac{5195 + (-1732)}{2d^3} = \frac{1732}{d^3}$ ve $s_v = \frac{5195 - (-1732)}{2d^3} = \frac{3464}{d^3}$

(c) $s_r = s_u/2 = 538/2 = 269\text{MPa}$, $A = 1$, $B = 0,85$, $C = 0,88$. kabul ediniz.

eşdeğer normal gerilme,

$$s_{en} = s_m + \left(\frac{s_y}{s_r} \right) \frac{K_f s_v}{ABC} = \frac{1732}{d^3} + \left(\frac{400}{269} \right) \frac{(1,6)(3464)}{(0,85)(0,88)d^3} = \frac{1,275 \times 10^4}{d^3}$$

II. Eşdeğer kesme gerilmesini hesaplayınız,

- (a) Maximum ve minimum kesme gerilmeleri, s_{es} .

$$s_s(\max) = \frac{(16)(165)}{\pi d^3} = \frac{840}{d^3}, \quad s_s(\min) = \frac{(16)(55)}{\pi d^3} = \frac{280}{d^3}$$

- (b) Ortalama ve değişken kesme gerilmeleri,

$$s_{ms} = \frac{840 + 280}{2d^3} = \frac{1120}{d^3}, \quad s_{vs} = \frac{840 - 280}{2d^3} = \frac{560}{d^3}$$

- (c) Burulma için, $s_{ys} = 0,6s_y = 0,6(400) = 240\text{MPa}$, $A = 0,6$, $B = 0,85$, $C = 0,88$ eşdeğer kesme gerilmesi,

$$s_{es} = s_{ms} + \left(\frac{s_{ys}}{s_r} \right) \frac{K_f s_{vs}}{ABC} = \frac{1120}{d^3} + \left(\frac{240}{269} \right) \frac{(1,3)(560)}{(0,6)(0,85)(0,88)d^3} = \frac{2567}{d^3}$$

III. Eşdeğer maximum kesme gerilmesini s_{ys}/N e eşit kılarak,

$$\tau_{es}(\max) = \sqrt{\left(\frac{s_{en}}{2} \right)^2 + (s_{es})^2} = \frac{s_{ys}}{N}, \quad \frac{1}{d^3} \sqrt{\left(\frac{12,750}{2} \right)^2 + (2567)^2} = \frac{(0,5)(400 \times 10^6)}{1,5}$$

$$d^3 = 5,154 \times 10^{-5}, \quad d = 37,2\text{mm} \text{ bulunur.}$$

9. Kopma gerilmesi 175MPa olan, dökme demirden mamul bir mil tamamıyla tam değişken olan burulma yükünün etkisi altındadır. Mil 50mm çapında olup, üzerinde yarıçapı 12,5mm lik bindirme ilave bulunan 75mm çapındaki mülle birleştirilmiş haldedir. Emniyet faktörü 2 dir. Mile tatbik edilecek maximum tork ne kadardır. (1) Soderberg ifadesi, (2) $s_r = Tc/J$ ifadesini kullanarak çözümü gerçekleştiriniz.

Çözüm :

- (a) Ortalama kesme gerilmesi = 0. Değişken kesme gerilmesi ise,

$$s_{vs} = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16T}{\pi(0,05^3)} = \frac{1,28 \times 10^5 T}{\pi}, \quad T \text{ maximum torkdur, N m.}$$

- (b) Eşdeğer kesme gerilmesi, yüzeydeki bir partikülde olmak üzere,

$$s_{es} = s_{ms} K_t + K_f s_{vs} \frac{s_{ys}}{s_r ABC}$$

burada, $s_{ms} =$ Ortalama kesme gerilmesi = 0.

$K_t =$ Teorik gerilme konsantrasyon faktörü, verilen çap için 1,17 dir Belirgin şekilde burulma için fotoelastik testlerinden bulunabilir.

$K_f =$ Yorulmadaki hakiki konsantrasyon etkisi,

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0(1,17 - 1) = 1.$$

Çentik hassasiyeti, q nun değeri, dökme demir için, literatürde verilmemiştir. Test numunelerinde yapılan testlerde çekme gerilmesi 138MPa, ve $\frac{1}{26}$, çekme gerilmesi yaklaşık olarak 295MPa dir. Çentik hassasiyet faktörü, q sıfır alınacaktır. (Yorulma çentik hassasiyetinin etkisi çok küçükken, değişken yükleme halinde çentik etkisi çok yüksek olmaktadır.)

$$s_{vs} = \text{Değişken kesme gerilmesi} = \left(\frac{1,28 \times 10^5}{\pi} T \right) \text{ Pa.}$$

s_{ys} = Dökme demir için kesmede kopma mukavemeti. Bu değer çoğu zaman dökme demirde çekme için kopma değerine eşit alınır, Çekme halinde kopma mukavemeti değeri çekme gerilmesi değerinin %60'ı kadar alınır. Böylece,

$$s_{ys} = s_y = 0.6(175) = 105 \text{ Mpa}$$

s_r = Dökme demir için eğilmede mukavemet sınırı. Bu değer çeliklere nazaran daha geniş çapta görülür. Tecrübeler göstermiştir ki mukavemet sınırı, kopma mukavemetinin 0.33 ila 0.6 sı arasında değer almaktadır. Ayrıca tecrübelerle göre mukavemet sınırı burulmada, eğilmede mukavemet sınırının ila 1.25 i arasında değer almaktadır. Eğilmede, mukavemet kopma mukavemetinin 0.4'ü kadar alınabilir. Böylece, eğilmede mukavemet sınırı, $0.4(0.75) = 70 \text{ Mpa}$
 $A = 0.75^6$ (Alt değer üstünde)
 $B = \text{Boyut etkisi, Çeliklerde olduğu gibi } 0.85 \text{ olarak alınır.}$

$C = \text{Yüzey kalitesi} = 1$

Bunların eşdeğer kesme gerilmesi ifadesinde yerleştirerek,

$$s_{es} = 0(1.17) + 1.28 \times 10^5 \left(\frac{T}{\pi} \right) \frac{(1)(105 \times 10^6)}{(70 \times 10^6)(0.75)(0.85)(1)} = (9.587 \times 10^4 T) \text{ Pa}$$

değeri bulunur.

c) Eşdeğer normal gerilmede sıfırdır. Birleşik gerilme ifadesinden maximum eşdeğer statik çekme gerilmesi,

$$s_n(\text{max}) = \frac{1}{2} s_{en} + \sqrt{\left(\frac{1}{2} s_{en} \right)^2 + (s_{es})^2} = 0 + \sqrt{0 + (1.5T)^2} = (1.5T) \text{ Pa}$$

d) Müsade edilebilir statik çeme gerilmesi = $s_y/N = 105/2 \text{ Mpa} = 52.5 \text{ Mpa}$

e) c ve d şii birbirlerine eşit kalarak, $52.5 \times 10^6 = 9.587 \times 10^4 T$ veya $T = 547.6 \text{ Nm}$ böylece müsade edilebilir moment değeri = 547.6 Nm olur.

f) Takiben çözümde Soderberg ifadesinin, dökme demirle çalışma halindeki tatbik şekli görülmektedir. Gerilme tamamıyla geri dönebilir. olduğundan ve aynı zamanda geri dönebilen burulma test verileri doğrudan tatbik edilebildiğinden, bu problemde daha çabuk bir çözümün doğrudan tatbiriyle sağlanabilir,

Burada;

$$\frac{(s_r)(A)(B)(C)}{N} = \frac{T_c}{J}, \quad \frac{70 \times 10^6 (0.75)(0.85)(1)}{2} = \frac{T(0.025)}{\pi(0.05^4)/32}$$

veya müsaade edilebilir moment değeri $T = 547 \text{ Nm}$ olur. Yukarıda, eğilmedeki mukavemet sınır, burulmayı düzeltmek için $A = 0.75$ ile, boyut tesiri karşılamak için $B = 0.85$ ile, yüzey tesiri içinde $C = 1$ ile çarpılmıştır ve problemde $N = 2$ değeri kullanılmıştır. Dökme demir için çentik hassasiyet katsayısı sıfır alındığından gerilme konsantrasyon katsayısı hesaba katılmamıştır.

Test neticelerini kullanmak mümkün olduğu sürece bunlar doğrudan kullanılabilirler. Eğer yük geri dönebilir halde değilse ve/veya test tecrübeleri mevcut değilse, gösterilen Soderberg ifadesini kullanınız.

10. Aşağıdaki şekil 6.10 da, mil sürekli yük şartları altında P kasnağından 900d/dk da dönen dişliye 7.5kW lık güç aktarmaktadır. Mil sıcak halde çelikten mamuldür. Kopma mukavemet değeri 590 Mpa ve kopma mukavemeti 380 Mpa dır. Kasnak çapı 250mm ve dişlide taksimat dairesi çapı 250 mm dir. Kasnak 12.2 kg ve dişli ise 12.2kg dir. Mil ağırlığını ihmal ediniz. Kayış gerilmeleri arasındaki oran $T_1 = T_2 = 2.5$ dır. Dişlide kavrama açısı (basınç açısı) 20 dir. Sodeberg değişken gerilme ifadesini kullanarak, mil boyutları tayin edilecektir. (Çözüm sahife 121 deki ASME mil standardı ifadesine göre yapılabilir. Rijidlik kritik hız için dizayn 123-127 den alınabilir..)

Çözüm :

(a) Mil üzerindeki M_t torku,

$$2\pi N M_t / 60 = P, \quad P = 7500 \text{ W}, \quad N = 900 \text{ d/dk}$$

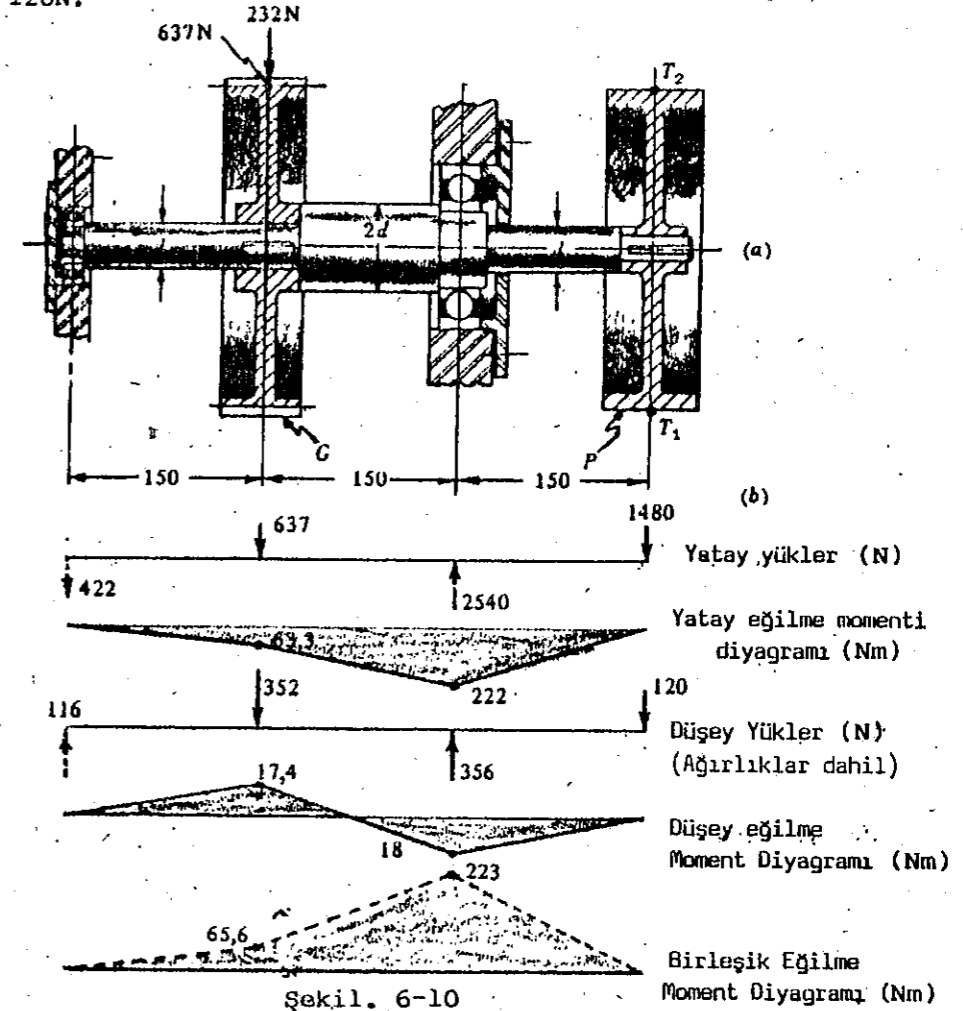
$$M_t = 79,6 \text{ Nm}$$

(b) Kayış kuvvetleri ise,

$$(T_1 - T_2)(R) = M_t \text{ veya } (T_1 - T_2)(0,125) = 79,6 \text{ ve } T_1/T_2 = 2,5$$

burada, $T_1 = 1060 \text{ N}, T_2 = 424 \text{ N}$

Dişlinin ve makaranın ağırlığı, her biri, $12,2 \times 9,81 = 119,6 \text{ N}$, yaklaşık, 120N.



Şekil. 6-10

(c) Teğetsel dişli kuvveti, $F_t = M_t/R = 79.6/0.125 = 636.8 \text{ N}$.

(d) Radyal kuvveti, $F_r = F_t \tan \phi = 636.8 \tan 20^\circ = 231.8 \text{ N}$.

(e) Yük ve eğilme momenti diyagramları şekilde gösterilmiştir. Kayış kuvvetleri ve dişli kuvvetlerinin görüldüğü üzere konsantre olmuşlardır. Makara ve dişlinin ağırlığı hesaba katılmıştır.

(f) Önce dişliden bir kesit alınız. Buradaki eğilme momenti sağ taraftaki yataktan daha az olabilir. Kama kanalı etken bir faktör olabilir. Kama kanalından dolayı, gerilme konsantrasyon katsayısı, K_f , eğilmede, 1,6.

Eğilmedeki gerilme konsantrasyon faktörü ilaveden dolayı, ilavenin yarıçapına bağlıdır. d çaplı parçanın $2d$ çaplı parçayla ek noktasında ilavenin bulunduğu unutulmamalıdır.

Teorik gerilme konsantrasyon faktörü K_f yi elde etmek için ilave faturanın yarıçapının d mil çapına oranı alınsa bile, hakiki gerilme konsantrasyon faktörü K_f çentik hassasiyetine bağlıdır. Bu da ilave faturanın bir fonksiyonudur. Böylece fatura yarıçapı ve mil çapını yaklaşık olarak kabul ederek, deneme ve sınama ile çözüme ulaşılır. Sonra bu değer hesaplanmış d çapıyla kontrol edilir. Aşağıdaki hesaplamalarda bulunan değerler, son bulunan değerlerle uyusmaktadır.

$$r/d = 0,083, \quad r = 1,6 \text{ mm}$$

$r/d = 0,083$, için çaplar oranı = 2 olmak şartıyla, eğilmeye $K_f = 1,86$, çentik hassasiyeti ise, $q = 0,78$ olmaktadır.

$$K_f = 1 + q(K_f - 1) = 1 + 0,78(1,86 - 1) = 1,67$$

Böylece, ilavenin yarıçapı öyle çıkmıştır ki, kama yuvasından daha kötü yapabilecektir.

- (g) Eğilme sabittir. 65,6N m, fakat yüzeydeki bir partikül komple ters bir gerilmeye maruzdur. Ortalama eğilme gerilmesi = 0, değişken eğilme gerilmesi,

$$s_y = \frac{Mc}{I} = \frac{65,6(d/2)}{\pi d^4/64} = \frac{668}{d^3}$$

- (h) Eşdeğer normal gerilme,

$$s_{en} = s_m + K_f s_y \frac{s_y}{s_{r,ABC}} = 0 + 1,67 \left(\frac{668}{d^3} \right) \frac{380 \times 10^6}{(295 \times 10^6)(1)(0,85)(0,87)} = \frac{1943}{d^3}$$

- (i) Burulmadan dolayı ortaya çıkan kesme gerilmesi sabittir. Zira tork sabittir. Değişken kesme gerilmesi sıfırdır. Ortalama kesme gerilmesi,

$$s_{ms} = \frac{Tc}{J} = \frac{79,6(d/2)}{\pi d^4/32} = \frac{405,4}{d^3}$$

- (j) Eşdeğer kesme gerilmesi,

$$s_{es} = s_{ms} + K_f s_y \frac{s_{ys}}{s_{r,ABC}} = \frac{405,4}{d^3} + 0$$

- (k) Müsaade edilebilen kesme gerilmesi,

$$\frac{s_{ys}}{N} = \frac{0,5(s_y)}{N} = \frac{(0,5)(380 \times 10^6)}{1,5} = 126,7 \times 10^6 \text{ Pa}$$

- (l) Müsaade edilebilen kesme gerilmesini, maximum kesme gerilmesine eşit kılınarak, $126,7 \times 10^6 = \sqrt{(s_{en})^2 + (s_{es})^2} = \sqrt{(1943/2d^3)^2 + (405,4/d^3)^2}$

- (m) Milin sağ tarafındaki yatak sonra incelenecektir. Bilhassa, d çapındaki kesit ele alınacaktır. Eğilme momentinin yatağın merkez hattı üzerinde etkili olduğu kabul edilerek, ortalama eğilme gerilmenin, $s_m = 0$ olduğu görülmektedir.

Değişken eğilme gerilmesi,

$$s_y = \frac{Mc}{I} = \frac{223(d/2)}{\pi d^4/64} = \frac{2272}{d^3}$$

Gerilme konsantrasyon faktörü K_f burada doğrudan hesaplanamaz. Dişli kesitin de olduğu gibi aynı türde işlem burada da uygulanacaktır. Deneme ve sınama ile son değerler alınabilecektir. r/d nin büyük değeri kullanılacaktır. $r/d = 0,22$ (d nin 33mm ve r nin 7 olduğu görülmektedir.) $r/d \approx 0,22$, için, $K_f = 1,37$, $r = 7 \text{ mm}$, $q = 0,95$. Böylece $K_f = 1 + q(K_f - 1) = 1 + 0,95(1,37 - 1) = 1,35$.

Sonra eşdeğer normal gerilme, s_{en} ,

$$s_{en} = s_m + K_f s_y \frac{s_y}{s_{r,ABC}} = 0 + 1,35 \left(\frac{2272}{d^3} \right) \frac{380 \times 10^6}{(295 \times 10^6)(1)(0,85)(0,87)} = \frac{5343}{d^3}$$

- (n) Ortalama kesme gerilmesi, burulmadan dolayı,

$$s_{ms} = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16(79,6)}{\pi d^3} = \frac{405,4}{d^3}$$

değişken kesme gerilme, $s_{vs} = 0$. Böylece, eşdeğer kesme gerilmesi

$$s_{es} = s_{ms} + K_f s_{vs} \left(\frac{s_{ys}}{s_r} \right) \frac{1}{ABC} = \frac{405,4}{d^3} + 0$$

- (o) (k) daki müsaade edilebilen kesme gerilmesi: 126,7MPa olarak bulunmuştur.

- (p) Eşdeğer gerilme için, Birleşik kesme gerilmesinden,

$$126,7 \times 10^6 = \sqrt{(s_{en})^2 + (s_{es})^2} = \sqrt{(5343/2d^3)^2 + (405,4/d^3)^2} \quad \text{veya} \quad d = 0,0277 \text{ m}$$

- (q) Mildeki sağ yatakta etkili gerilmelerle, mil çapı, d hesaplanabilir. Mukavemet göz önüne alınarak, Soderberg ifadesiyle, $d = 28 \text{ mm}$, $2d = 56 \text{ mm}$ bulunmuş olur.

11. Şekil. 6-11'deki çelik bir ankastre eleman ele alınmaktadır. Bahis konusu elemanda, serbest uçta etkili olmak üzere, yukarıya doğru 45N luk aşağıya çekme 135N luk yük etkimekteyken, eksenel yönde 110N luk (basma) ve 450N luk (çekme) yük etkisi mevcuttur. Emniyet katsayısını 2 alarak, gerekli mil çapını hesaplayınız. Malzemenin mukavemet değerleri, $s_u = 550 \text{ MPa}$ (Kopma mukavemeti)

$$s_y = 470 \text{ MPa} \text{ (Akma mukavemeti)}$$

$$s_n = 275 \text{ MPa} \text{ (Dayanıklılık limiti)}$$

Test değerlerine göre, eğilmeye, teorik gerilme konsantrasyonu, eksenel yükler içinde aynı olmak üzere, $K_f = 1,44$ ve $K_f = 1,63$ dir. Bu değerlerin kesit değişikliklerinde geçerli olduğu unutulmamalıdır.

Çözüm :
A noktası için, kritik nokta olmasından dolayı, önce eşdeğer normal gerilmenin hesaplanması gerekmektedir. Bu noktadaki eşdeğer normal gerilmenin, eğilmeye dolaylı olarak ortaya çıkan eşdeğer normal gerilmeyle, eksenel yükten dolayı ortaya çıkan eşdeğer normal gerilmelerin cebirsel toplamı olduğu kabul edilir.

Eğilmeye dolaylı, ortaya çıkan eşdeğer normal gerilme,

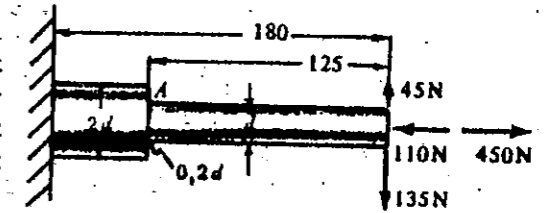
$$(s_{en})_b = s_m + \frac{s_y s_u K_f}{s_{r,ABC}} = \frac{57,3}{d^3} + \frac{(470)(114,6)(1,44)}{(275)(d^3)(1)(0,85)(0,9)} = \frac{426}{d^3}$$

$$\text{burada, } s(\max) = \frac{(32)(16,9)}{\pi d^3}, \quad s(\min) = -\frac{(32)(5,63)}{\pi d^3}, \quad s_m = \frac{(32)(11,25)}{2\pi d^3} = \frac{57,3}{d^3}, \quad s_v = \frac{(32)(22,5)}{2\pi d^3} = \frac{114,6}{d^3}$$

Eksenel yüklemeye dolaylı, ortaya çıkan normal gerilme,

$$(s_{en})_s = \frac{680}{\pi d^2} + \frac{(470)(1120)(1,63)}{(275)(\pi)(d^2)(0,7)(0,85)(0,9)} = \frac{2071}{d^2}$$

$$\text{burada, } s(\max) = \frac{1800}{\pi d^2}, \quad s(\min) = -\frac{440}{\pi d^2}, \quad s_m = \frac{680}{\pi d^2}, \quad s_v = \frac{1120}{\pi d^2}$$



Şekil. 6-11

Böylece, A noktasındaki, toplam normal gerilme, s_{en}

$$s_{en} = \frac{426}{d^3} + \frac{2071}{d^2} = \frac{s_y}{N} = \frac{470 \times 10^6}{2} \text{ ile bulunur. } d = 12,5 \text{ mm alınacaktır.}$$

12. Bazı durumlarda, ekonomik dizayn, mukavemet düşünülerek yapılırken, sonsuz ömür yerine sonlu ömür düşünülerek yapılabilir. Örnek olarak, bir yakıt pompası itici çubuğunun 100,000 dönüş için dizayn edileceğini kabul edelim. Beher dönüşde tatbik edilen yük 7,8kN dur. Test verilerine göre, çubuğun yapılacağı malzemenin kopma gerilmesi değerinin 380MPa ve dayanma mukavemetinin 260MPa olması gerektiği bilinmektedir. Fakat mevcut dayanma mukavemeti 100,000 çevrim için 345MPa dır. Emniyet faktörünü 2 alarak, 100,000 çevrim ve sonsuz ömür için, itici çubuğun çapını hesaplayınız.

Çözüm :

$$\text{Tam değişken yükleme olduğundan, } s_m = s_v = \frac{1}{2} F/A = \frac{1}{2} (7800) / (\frac{1}{4} \pi d^2) = 4966/d^2$$

$K_f = K_f = 1, A = 0,7, B = 1, C = 0,9$; olduğuna kabul edelim, sonra bunları

$$\frac{1}{N} = \frac{s_m}{s_y} + \frac{K_f s_v}{s_r ABC} \text{ ifadesinde yerine koyalım.}$$

- (a) 100,000 dönüşlük sonlu ömür için,

$$\frac{1}{2} = \frac{4966}{d^2 (380 \times 10^6)} + \frac{(1)(4966)}{d^2 (345 \times 10^6)(0,7)(1)(0,9)} \text{ veya } d = 8,5 \text{ mm}$$

- (b) Sonsuz ömür için,

$$\frac{1}{2} = \frac{4966}{d^2 (380 \times 10^6)} + \frac{(1)(4966)}{d^2 (260 \times 10^6)(0,7)(1)(0,9)} \text{ veya } d = 9,4 \text{ mm}$$

Tamamlayıcı Problemler

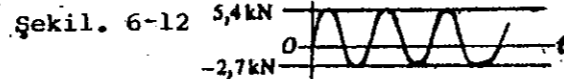
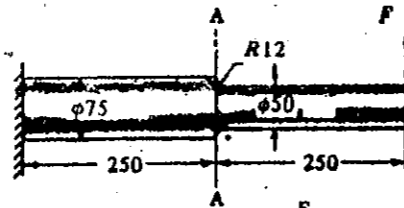
13. 250mm boyunda işlenmiş bir ankastre çelik mil 25mm çapında olup, serbest ucunda yukarıya doğru 450N luk, ve aşağıya doğru 265N luk yüklerin etkisi altındadır. Elemanın mesnete tespit edildiği noktada 6mm lik fatura bulunmaktadır. Bahis konusu şerit $K_f = 1,32$ lik teorik gerilme konsantrasyon faktörüne neden olmaktadır. Çentik hassasiyeti katsayısı, $q, 0,92$ olarak alınacaktır.

Eğer malzemenin kopma gerilmesi, $s_u = 550$ MPa, dayanıklılık limiti, $= 240$ MPa, ve akma gerilmesi, $s_y = 415$ MPa ise, (a) Maximum eğilme gerilmesini, (b) minimum eğilme gerilmesini, (c) ortalama gerilmeyi, (d) değişken gerilmeyi, (e) dizayn faktörünü, N hesaplayınız. Cev. (a) 73,3MPa, (b) -43,2MPa, (c) 15,1MPa, (d) 58,3MPa, (e) 2,19.

14. Şekil. 6-12'de görüldüğü gibi, ankastre bir çubuğa tatbik edilen kuvvet, kağıt düzlemi üzerinde zamanla değişmektedir. Uygulamada emniyet faktörünün 2,5 olması istenen bir değerdir.

Malzeme AISI-1020 olup, kopma mukavemeti 440MPa, mukavemet sınırı 220MPa ve çekme halinde akma noktası 330MPa da belirlemektedir. A-A kesiti için, $K_f = 1,37$, 50mm lik çapta fatura yarıçapı 12mm dir. Tavlanmış çelik için, çentik hassasiyet katsayısı, $q, 0,95$, olup, 12mm lik fatura yarıçapı için uygundur.

$C = 0,90$ katsayısını kullanarak,

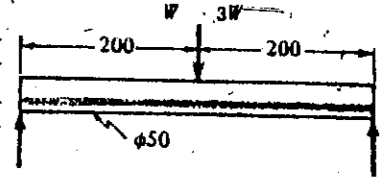


Şekil. 6-12

$B = 0,85$ ve $A = 1$ alırız. Zira aksel yük bulunmamaktadır. A-A kesiti için (a) gerilme konsantrasyon faktörünü, (b) K_f , ortalama gerilmeyi, (c) değişken gerilmeyi, s_v , (d) N , emniyet katsayısını, (e) oranların uygunluğunu, (f) oranlar uygun değilse, 50mm lik çapı değiştirmeden neler yapılabileceğini tayin ediniz.

Cev. (a) $K_f = 1,35$, (b) $s_m = 27,5$ MPa, (c) $s_v = 82,5$ MPa, (d) $N = 1,34$, (e) Oranlar yeterli değildir. (f) Daha yüksek mukavemet değeri olan malzeme kullanılmalıdır. Fatura içinde daha büyük yarıçap seçilmelidir. Böylece, emniyet katsayısı 2,5 a kadar çıkacaktır. $K_f = 1$ i limit değer olarak seçip kontrol yapılabilir.

15. Şekil. 6-13'de görüldüğü üzere, basit iki mesnetle taşınan kiriş için maximum yükü hesaplayınız. Kopma gerilmesi 690MPa, akma noktasının 520MPa da ortaya çıktığı, mukavemet sınırı 345MPa ve dizayn faktörü $N, 1,3$ dür. $B = 0,85$ ve $C = 0,90$ alınacaktır.



Şekil. 6-13

Cev. Ortalama gerilme için, $\frac{5,12 \times 10^4 W}{\pi}$ ve değişken gerilme

$$\frac{2,56 \times 10^4 W}{\pi}, W = 12,4 \text{ kN ve } 3W = 37,2 \text{ kN.}$$

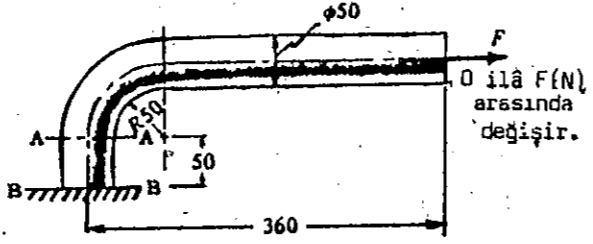
16. d çapındaki bir mil parçasıyla, $1,5d$ çapındaki diğer bir mil parçası belli bir fatura yarıçapıyla birleştirilmiştir. Mildeki burulmadan dolayı $K_f = 122$ dir. Malzemenin akma noktası 560MPa da, dayanıklılık limiti ise 375MPa (ters eğilme) ve 375MPa (ters burulma) dır ve $0,6 (375)$ luk mukavemet sınırı = 225MPa, ters eğilmede. $B = 0,85$, $C = 0,85$ ve $A = 0,6$ alınarak 0 ilâ 26kN luk tork için gerekli mil çapı ne kadar olabilir. Emniyet faktörünü 2 olarak seçiniz. Cev. $d = 50$ mm.

17. Dairesel kesitli bir ankastre kiriş değişen yükün etkisi altındadır. Bahis konusu yük dışta, 21MPa (Basma) ve 28MPa (çekme) olarak görülmektedir. Aynı zamanda aksel yükten dolayı ortaya çıkan değişken gerilme 14MPa (basma) ve 28MPa (çekme) olmaktadır. Malzemenin kopma mukavemeti, $s_u = 412$ MPa, ve akma mukavemeti, $s_y = 309$ MPa, $K_f = 1, B = 0,85$ ve $C = 0,9$ alarak, (a) aksel yükten dolayı ortaya çıkan eşdeğer normal gerilmeyi, (b) eğilmeden dolayı ortaya çıkan eşdeğer normal gerilmeyi (c) aksel yük ve eğilmeden dolayı ortaya çıkan toplam eşdeğer gerilmeyi hesaplayınız. Cev. (a) 65,8MPa, (b) 51,5MPa, (c) 117MPa.

18. Dairesel kesitli çelik bir eleman 0 ilâ 35MPa arasında değerler alan burulma gerilmesinin etkisi altındadır. Aynı zamanda -14MPa ilâ 28MPa arasında değer alan aksel yükünde tatbik edildiği bilinmektedir. Gerilme konsantrasyonunu ve flambaj etkisini ihmal ederek, (a) maximum eşdeğer kesme gerilmesini, (b) kesmedeki akma düşünülerek emniyet katsayısını hesaplayınız. Malzemenin mukavemet sınırı, $s_r = 206$ MPa ve akma mukavemeti, $s_y = 480$ MPa dır. Elemanın çapı 12mm den azdır, $B = 1$ ve $C = 1$ yüzey parlaktır. Cev. (a) $\tau_{es}(\max) = 64,6$ MPa, (b) $N = 3,71$

19. SAE-3125 çeliğinin kopma çekme gerilmesi 690MPa, akma noktası 440MPa ve ters eğilmede dayanıklılık limiti 220MPa dır. Modifiye olmuş Goodman diyagramını çiziniz. Dayanma mukavemetinin şiddetini, çizerek tayin ediniz. Cev. 334MPa.

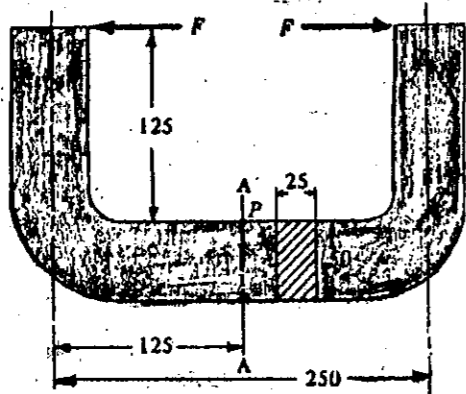
20. 50mm çapındaki bir çubuk şekilde görüldüğü üzere bükülmüştür. Şekil. 6-4. Çubuğa tatbik edilen kuvvet 0 ilâ F N kadardır. Çubuk akma noktası 414MPa ve mukavemet sınırı 310MPa olan bir malzemeden yapılmıştır. $N = 2$ olmak şartıyla, tatbik edilecek yük ne kadardır? Değişken yükler için Soderberg diyagramını kullanınız. $C = 0,8$ dir. Maximum yük, değişken gerilmelerin oluştuğu A-A kesitinde hesaplanacaktır. Cev. A-A kesitinde maximum gerilmeden dolayı, ve bunun eğrisel kiriş için (Eğrisel kirişler bölümüne bkz.) 8160F olduğu bilinmektedir. Değişken gerilme $4080F$ ve ortalama gerilme $4080F$ dir. Zira, maximum gerilme eğrisel kirişten bulunmaktadır. $K_f = 1$, $A = 1$, $B = 0,85$ ve $C = 0,8$ maximum yük $F = 17,1kN$.



Şekil. 6-14

21. Maximum yükü değişken gerilmelerden (B-B kesiti için) bularak, 20. Problemdaki sorulara cevap veriniz. Cev. B-B kesitindeki maximum gerilme (düzgün kiriş için) $10,200F$, $A = 1$, $B = 0,85$ ve $C = 0,8$ alıp Soderberg ifadesini kullanarak maximum F yükü $13,7kN$ olarak bulunur.
22. Yassı bir çelik çubuk $50mm \times 25mm$ ölçüsündedir. Sonradan Şekil. 6-15'deki gibi bükülmüştür. F yükü $4500N$ ilâ $18000N$ arasında değerler almaktadır. Malzemenin kopma mukavemeti $550MPa$, akma noktası $345MPa$ ve mukavemet sınırı (ters eğilmede) $275MPa$ olmaktadır. Verileri kullanarak,
- P noktasındaki ortalama eğilme gerilmesini,
 - P noktasındaki değişken eğilme gerilmesini,
 - P noktasındaki aksenal gerilmeyi,
 - P noktasındaki değişken aksenal gerilmeyi,
 - $C = 0,9$ alarak, P noktasındaki eşdeğer eğilme gerilmesini,
 - $A = 0,7$ ve $C = 0,9$ alıp, P noktasındaki, aksenal yüklemekten doğan eşdeğer çekme gerilmesini,
 - P noktasındaki toplam eşdeğer gerilmeyi,
 - P noktasındaki emniyet faktörünü,
 - Maximum yükü kullanarak, P noktasındaki maximum çekme gerilmesini ve yükün sabit olduğunu kabul ederek emniyet katsayısını hesaplayınız.

Cev. (a) 162MPa (d) 5,4MPa (g) 343MPa (çekme)
 (b) 97,2MPa (e) 321MPa (h) 1,01
 (c) 9MPa (f) 21,7MPa (i) 273,4MPa, $N=1,26$



Şekil. 6-15

7

Makinelerdeki Titreşimler

MAKİNE PARÇALARINDA titreşim hareketleri, değişken yüklerin elastik noktalara etkisiyle ortaya çıkmaktadır. Bazı hallerde kasıtlı olarak titreşimli elemanlar istenirse de (Titreşimli Konveyörler), genelde bu hareketler arzu edilmezler.

TİTREŞİMLERİN ANALİZLERİ için aşağıdaki genel işlemleri yerine getirmek şarttır:

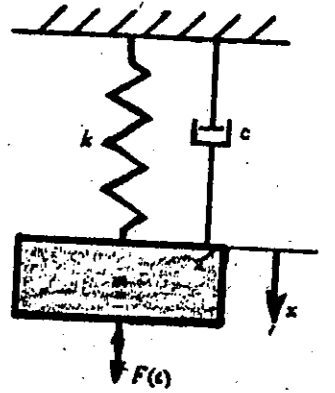
- İlgili parçaların kütleleri ve elastisitesiyi değerlendiriniz.
- Ortaya çıkabilecek sürtünmeyi tahmin ediniz.
- Hakiki bir mekaniksel cihaz, tahayyül ediniz. Sonra yaklaşık eşdeğer kütle sistemiyle, yaylarla ve damperle yer değiştiriniz.
- İdeal şartlar için hareketin diferansiyel denklemini yazınız.
- Denklemleri çözerek, neticeleri izah ediniz.

EN BASİT İDEAL SİSTEMde tek bir kütle, tek bir, yay ve Şekil. 7-1'de görüldüğü gibi bir dashpot bulunmaktadır. Bu sistem için, hareketin diferansiyel denklemi,

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t)$$

burada,

- m = kütle
- k = Yay sabitesi (birim sehim için kuvvet)
- c = Söndürme sabiti (sürtünme) (birim hız için kuvvet), (viskozlu söndürme direnç kuvveti, hız ile doğru orantılı, kabul edilir.)
- $F(t)$ = Herhangi bir dış kuvvet, zamanın fonksiyonu olarak,
- x = Kütlelerin statik denge konumundan yer değiştirmesi,
- \dot{x}, \ddot{x} = x 'in t ye göre birinci ve ikinci türevleri.



Şekil. 7-1

TEK SERBESTLİK DERECELİ SİSTEM, yukarıdaki yazılı diferansiyel denkleme benzer bir şekilde tanımlanabilir, bunun gerçekleşebilmesi için yay kuvvetinin yer değiştirmeye, ve sürtünme kuvvetinin hızla doğru orantılı olması şarttır. Genelde tek serbestlik dereceli bir sistem için,

$$m_e\ddot{x} + c_e\dot{x} + k_e x = F(t)$$

yazılabilir. m_e, c_e, k_e eşdeğer kütle, damperleme sabiti ve yay sabitidir. x yer değiştirmesi lineer veya açısız olabilir.

Zorlayıcı fonksiyon, $F(t)$, uygulamada herhangi bir şekilde (formda) olabilir. Buradaki incelemede, fonksiyonun sinüzoidal olduğu kabul edilmiştir.

$$F(t) = F_0 \sin \omega t$$

burada, F_0 , ω frekans ve F_0 ise dış kuvvetin amplitüdüdür.

SERBEST TİTREŞİMLER, bir dış kuvvet olmaksızın, içten gelebilecek bir karışıklıktan ortaya çıkar, ve diferansiyel denklemi basitçe,

$$m_e \ddot{x} + c_e \dot{x} + k_e x = 0 \text{ dir.}$$

Bu denklemin çözümünde,

$$x = A_1 e^{s_1 t} + A_2 e^{s_2 t} \text{ şeklinde yazılabilir.}$$

Burada,

$$s_1 = -\frac{c_e}{2m_e} + \sqrt{\left(\frac{c_e}{2m_e}\right)^2 - \frac{k_e}{m_e}} \text{ ve } s_2 = -\frac{c_e}{2m_e} - \sqrt{\left(\frac{c_e}{2m_e}\right)^2 - \frac{k_e}{m_e}}$$

olup, A_1 ve A_2 başlangıç şartlarından bulunabilen sabitlerdir.

Özel durumlarda, $(c_e/2m_e)^2 = k_e/m_e$, $s_1 = s_2 = s$ ve çözüm $x = (A + Bt)e^{-st}$ olmaktadır.

KRİTİK DAMPERLEME, yukarıda bahsedilen özel durum için geçerlidir,

$$\left(\frac{c_e}{2m_e}\right)^2 = \frac{k_e}{m_e}, \text{ ve } c_e = (c_e)_c = 2\sqrt{k_e m_e} \text{ ya damperleme katsayısının kritik değeri denilir.}$$

Damperleme kritik değişken daha büyükse, serbest titreşimin diferansiyel denkleminin çözümü zaman terimlerini ihtiva etmez. Kütle, içten gelen bir etkiden sonra, denge konumuna dönerler, fakat salınmaz.

DAMPERLEMENİN KRİTİKTEKİ DAHA KÜÇÜK OLMASI, bu titreşimin olduğu ortamdır. Serbest titreşim için yazılan diferansiyel denklemin çözümü,

$$x = e^{-\alpha t} X \sin(\omega_d t + \gamma)$$

şeklinde yazılabilir. Burada, $\alpha = \frac{c_e}{2m_e}$, $\omega_d = \sqrt{\frac{k_e}{m_e} - \left(\frac{c_e}{2m_e}\right)^2}$

ω_d , sistemin damperleme frekansıdır. Damperleme sıfır ise, frekans

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_e}{m_e}} \text{ olup, tabii frekans olarak tanımlanır.}$$

X ve γ katsayıları başlangıç şartlarından bulunabilir.

CEBRİ TİTREŞİMLER İÇİN, serbest titreşime ait diferansiyel denklemin çözümü ile ilgili integralin çözümünü toplamak gerekir. Çözüm aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$x = e^{-\alpha t} X \sin(\omega_d t + \gamma) + Y \sin(\omega t - \phi)$$

Yukarıdaki ifadenin birinci kısmı geçici titreşimi göstermektedir. Bu zamanla sona ermektedir. İkinci kısım sürekli titreşim durumunu göstermektedir. Bu kısım daha çok mühendisi ilgilendirmektedir.

SÜREKLİ ORTAM GENLİĞİ, Y ile gösterilir. Bu da, $Y = \frac{F_0}{\sqrt{(k_e - m_e \omega^2)^2 + (c_e \omega)^2}}$ dir.

$$\text{ayrıca, } Y = \frac{(F_0/k)}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \text{ şeklinde de yazılabilir ki,}$$

$r = \omega/\omega_n$ frekans oranı $\xi = c_e/(c_e)_c$ ye damperleme oranı denilir.

ŞİDDETLENDİRME KATSAYISI, M,

M sürekli ortam yer değiştirmesi genliğinin, F_0 a eşit olan statik kuvvetin neden olduğu yer değiştirmeye oranıyla bulunur.

$$M = \frac{Y}{F_0/k} = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}}$$

FAZ AÇISI, ϕ , aşağıdaki ifadelerden bulunabilir.

$$\tan \phi = \frac{c_e \omega}{k_e - m_e \omega^2}, \quad \sin \phi = \frac{c_e \omega}{\sqrt{(k_e - m_e \omega^2)^2 + (c_e \omega)^2}}$$

TAŞIYICIYA AKTARILAN KUVVET, yay kuvveti ve damperleme kuvvetinin toplamıyla bulunur.

Daha önce gösterilen, sürekli ortam için yapılan çözümü kullanarak, x için aktarılan kuvvetin genliği,

$$F_{TR} = \frac{F_0 \sqrt{k_e^2 + (c_e \omega)^2}}{\sqrt{(k_e - m_e \omega^2)^2 + (c_e \omega)^2}}$$

AKTARILMA ORANI, aktarılan kuvvetin genliğinin, kaideye bağlanacak bir kütle genliğine oranı olarak tanımlanır. (Yay veya damper değil.)

$$\begin{aligned} T.R. &= \frac{F_{TR}}{F_0} = \frac{\sqrt{k_e^2 + (c_e \omega)^2}}{\sqrt{(k_e - m_e \omega^2)^2 + (c_e \omega)^2}} \\ &= \frac{\sqrt{1 + (2\xi r)^2}}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \end{aligned}$$

ZORLAYICI FONKSİYON, daha önceki tartışmada, hareket eden bir kütleye tatbik edilen bir kuvvet şeklindekiydi. Diğer önemli bir durumda Şekil. 7-2'de gösterilmiştir. Burada, ana parçanın hareketi kütle hareketini sağlamaktadır. Böyle bir durumda, kullanılan dizayn problemi, yay ve damper öyle seçilirki, kütle hareketinin genliği, ana parçanın hareketinin genliğiyle kıyaslanınca, daha küçük olmaktadır.

Eğer $z(t)$, sinüzoidal olarak seçilecek olursa, Örneğin, $z(t) = z \sin \omega t$

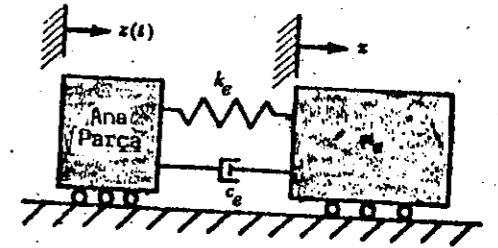
sonra, kütle hareketine ait diferansiyel denklem,

$$m_e \ddot{x} + c_e \dot{x} + k_e x = z \sqrt{k_e^2 + (c_e \omega)^2} \sin(\omega t - \psi)$$

ψ faz açısıdır.

$$\cos \psi = \frac{k_e}{\sqrt{k_e^2 + (c_e \omega)^2}}, \quad \sin \psi = \frac{-c_e \omega}{\sqrt{k_e^2 + (c_e \omega)^2}}$$

ψ , faz açısı hariç olmak üzere, yukarıdaki diferansiyel denklem, daha önce tartışılan diferansiyel denklemle aynı formdadır.



Şekil. 7-2

Çözüm; kütlelerin, sürekli ortam titreşiminin genliğini açıklayacaktır.

$$Y = \frac{z\sqrt{k_1^2 + (c_e\omega)^2}}{\sqrt{(k_e - m_e\omega^2)^2 + (c_e\omega)^2}}$$

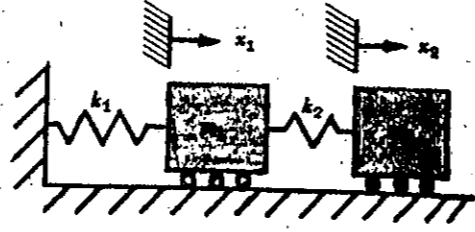
AKTARILMA ORANI, aktarılan kuvvetin genliğinin, kaideye bağlanacak bir kütlelerin genliğine oranı olarak tanımlanır.

$$T.R. = \frac{Y}{z} = \frac{\sqrt{k_1^2 + (c_e\omega)^2}}{\sqrt{(k_e - m_e\omega^2)^2 + (c_e\omega)^2}}$$

Daha önce tartışılan kuvvet aktarılma oranıyla benzerdir.

BİR'DEN FAZLA SERBESTLİK DEREJESİNE SAHİP SİSTEMLER, ikinci dereceden bir diferansiyel denklemle tanımlanmazlar. Böyle bir sistemin açıklanabilmesi için, genelde, n ikinci dereceden denklemlerin takımının çözümü gerekir. n , sistem için serbestlik derecesi sayısıdır. Mamafih, titreşimin düşük frekansının tayini için, basit uygulamalar kullanılabilir. Bu küçük parça bilgi dizayn yapan bir mühendis için oldukça büyük bir değerdir.

Şekil. 7-3'te görülen, iki serbest dereceli bir sistemdeki titreşimin iki tipi vardır. Birinci tipde, iki kütle aynı bir faz içinde hareket etmektedirler, bu ara, aynı zamanda, aynı yönde maximum yerdeğiştirmeye ulaşmaktadır. İkinci tipde, kütleler farklı fazda hareket edeceklerdir. Maximum yerdeğiştirmeye, aksi yönde, aynı zamanda ulaşma söz konusudur.



Şekil. 7-3

ENERJİ METODU, birinci tip frekansı tayinde, sürtünme ihmal edilerek, sistemin maximum kinetik enerjisinin maximum potansiyel enerjisine eşit olması prensibine dayanır.

$X_1 = m_1$ kütlelerinin yerdeğiştirmesinin genliği, ve $X_2 = m_2$ kütlelerinin yerdeğiştirmesinin genliği olsun. ω frekansının hareketini sinüzoidal kabul edelim.

Böylece, sistemin kinetik enerjisi,

$$\text{Max. K.E.} = \frac{1}{2}m_1X_1^2\omega^2 + \frac{1}{2}m_2X_2^2\omega^2$$

Yaylarda birikmiş maximum potansiyel enerji,

$$\text{Max. P.E.} = \frac{1}{2}k_1X_1^2 + \frac{1}{2}k_2(X_2 - X_1)^2$$

sürtünme ihmal edilerek,

$$\text{Max. K.E.} = \text{Max. P.E.}$$

yazılır ve buradan da, $\omega^2 = \frac{k_1X_1^2 + k_2(X_2 - X_1)^2}{m_1X_1^2 + m_2X_2^2}$ veya $\omega^2 = \frac{k_1 + k_2(X_2/X_1 - 1)^2}{m_1 + m_2(X_2/X_1)^2}$ bulunur.

Bu ifade bize doğrudan ilk veya düşük olmak üzere, titreşimin tabii frekansı verecektir. Bunun için X_1/X_2 oranının bilinmesi gerekir. Pratik uygulamada bu oran için bir seri değerlerin denenmesi uygun olur. ω için bulunan en küçük değer, hemen hemen tam doğru değere yakındır.

REZONANS, çeşitli kitaplarda değişik şekillerde izah edilmektedir. Terim genellikle, maximum zorlanmış titreşimin genliğinin mevcudiyeti halindeki çalışmaya ithaf edilir. Bu, sürtünmesiz bir sistem için, tabii frekansda çalışma demektir, $\omega_n = \sqrt{k_e/m_e}$.

Viskozlu damperlemeyle, ve kuvvetle, $F_0 \sin \omega t$ formu şeklindeki fonksiyonu, kütleye tatbik edilmek suretiyle, ω çalışma frekansında çalışılırken maximum genlik elde edilmektedir. $\omega_{\text{max}} = \omega_n \sqrt{1 - 2\xi^2}$

Bunun ω_d , damperlenmiş frekansından farklı olduğunu gözden kaçırmayınız. $\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2}$

Damperleme cihazının yokluğu halinde, $\xi = c_e/(c_e)_c$ faktörü, oldukça küçüktür. Zira ω_n, ω_d ve ω_{max} hemen birbirlerine eşittir. ω_n genelde mühendislik hizmetlerinde kullanılmaktadır. Rezonansdan bahsedilen problemlerde, tabii frekansdan bahsedildiği unutulmamalıdır.

Çok serbest dereceli sistemler için, rezonans, herhangi bir tabii frekansda çalışma demektir.

Çözümlü Problemler

1. Şekil. 7-4'te görülen bir sistemde serbest titreşim için diferansiyel denklemini yazınız. x , yayın gerilmemiş haldeki konumundan ölçülmüştür.

Çözüm :

Önce kütleye ait serbest cisim şemasını çizin, ve x yönünde hareket eden kuvvetleri dikkatli bir şekilde işaretleyiniz. Sonra Newton'un ikinci kanunu uygulayınız. Dış kuvvetlerin toplamını, kütle ile ivme çarpımına eşit kılınız.

$$-cx - kx = m\ddot{x} \text{ veya } m\ddot{x} + cx + kx = 0$$

Yay kuvvetinin $-kx$ şekilde yazılmış olmasına dikkat ediniz. Zira x 'e göre ters istikamette etmektedir. Benzer şekilde, damperleme kuvvetide $-cx$ yazılmıştır. Çünkü o da \dot{x} ya göre ters bulunmaktadır.

2. Şekil. 7-5'deki sistemde serbest titreşim için, diferansiyel denklemini çıkarınız. Levyenin kütlelerini ihmal ediniz.

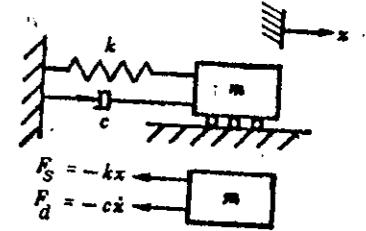
Çözüm :

Dairesel bir hareket söz konusudur. O menteşesine göre dış kuvvetlerin momentini alıp, sonra bunları toplayalım. Bu toplama, açısal hızla menteşeye göre alınmış atalet momenti ile çarpımına eşit kılalım.

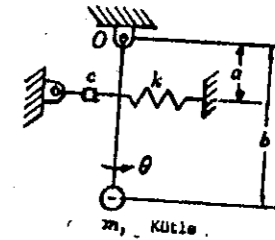
θ gibi küçük bir yerdeğiştirme için, yay kuvveti yaklaşık olarak, $-ka\theta$ dir. Ayrıca, damperleme kuvveti $-ca\dot{\theta}$ olmaktadır. Bu kuvvetlerin moment kolları hemen hemen a ya eşittir. Ağırlığın moment kolu $b \sin \theta$, olup yaklaşık olarak $b\theta$ alınabilir. O menteşesine göre, kütlelerin atalet momenti, mb^2 dir. Böylece, $-(ca\dot{\theta})a - (ka\theta)a - mg(b\theta) = mb^2\ddot{\theta}$

veya $mb^2\ddot{\theta} + ca^2\dot{\theta} + (ka^2 + mbg)\theta = 0$ olur.

3. 2. Problemdaki sistem için, (a) Tabii frekansı, (b) damper frekansını, (c) c_c , damperleme katsayısının kritik değerini hesaplayınız.



Şekil. 7-4



Şekil. 7-5

Çözüm:

Daha önce açıklanan tek serbestlik dereceli ifadesiyle, problem 2'de yazılı ifadeyi kıyaslayarak, $x = \theta, \dot{x} = \dot{\theta}, \ddot{x} = \ddot{\theta}, m_e = mb^2, c_e = ca^2, k_e = ka^2 + mgb$ elde edilir. Böylece,

$$(a) \omega_n = \sqrt{\frac{k_e}{m_e}} = \sqrt{\frac{ka^2 + mgb}{mb^2}} \quad (b) \omega_d = \sqrt{\frac{k_e}{m_e} - \left(\frac{c_e}{2m_e}\right)^2} = \sqrt{\frac{ka^2 + mgb}{mb^2} - \left(\frac{ca^2}{2mb^2}\right)^2}$$

$$(c) (c_e)_c = ca^2 = 2\sqrt{k_e m_e} = 2\sqrt{(ka^2 + mgb)mb^2} \quad \text{veya} \quad c_c = (2/a^2)\sqrt{(ka^2 + mgb)mb^2}$$

4. Şekil. 7-6'daki sistem için diferansiyel denklemini yazınız.

Çözüm:

Aynı şekilde, küçük bir yerdeğiştirme, kabul edelim ve 2. Problemdaki benzer kabulleri yapalım. θ yı statik denge konumundan ölçülmüş gibi tanımlayalım. Bu, başlangıçta, yay kuvvetinin, ağırlığın etkisini karşılayacak şekilde büyük olduğunu göstermektedir. θ menteşesine göre momentler alınarak,

$$(-cab)\ddot{\theta} + (-ka\theta - \frac{b}{a}mg)\dot{\theta} + mgb + F_o b \sin \omega t = mb^2\ddot{\theta}$$

$$\text{veya} \quad mb^2\ddot{\theta} + ca^2\dot{\theta} + ka^2\theta = F_o b \sin \omega t$$

θ 'nin statik denge konumundan itibaren ölçülmesiyle, ağırlık kuvveti devreden çıkacaktır. Bu problem 2. ve 3. Problemlerin benzeri gibi görünürse de, düşeye göre oriyantasyon, uygulanması farklıdır. Mesela, sistem için tabii frekans;

$$\omega_n = (a/b)\sqrt{k/m}$$

5. Bir motor yaylar üzerinde oturtulmuştur. Motor-daki bir balansızlık, çalışma sırasında titreşimlere neden olmaktadır. Uygun karakterde yay seçimi yapabilmek için, durum analizi yapınız. Sadece düşey hareketi ele alınız. Şekil 7.7'ye bakınız.

Çözüm:

Aşağıdaki sembolleri kullanacağız.

M = Motorun toplam kütlesi,

m_e = Rotordaki balansızlık, (dengelenmemiş kütle ile yarıçapı çarpımı)

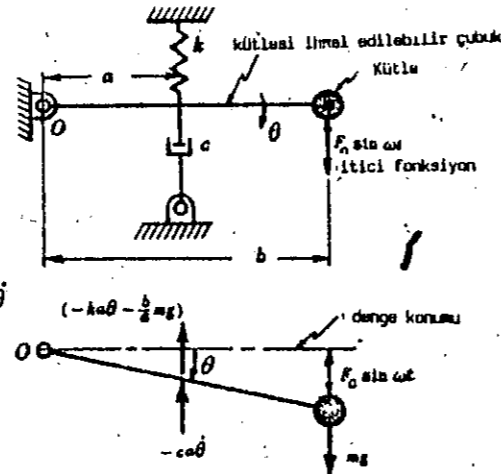
k = Yay sabitesi (Birlikte çalışan bütün yayların etkisi)

c = Sürtünme gözönüne alınarak, damperleme katsayısı (çoğu zaman, iç sürtünme etkisi parçalar ve malzemeler arasında, küçük bir değerdedir.)

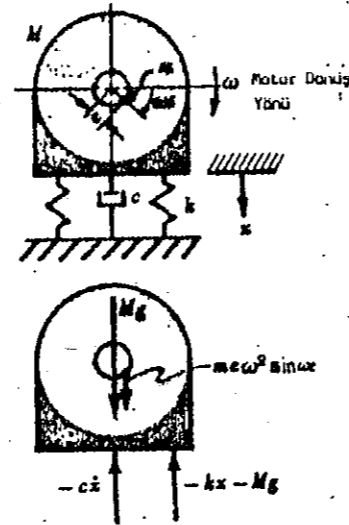
ω = Motor hızı, radyan/birim zaman

ωt = Balanssız kütlelerin dönüş açısı, yataydan itibaren ölçülür;

x = Motorun düşey yönde yerdeğiştirmesi, statik denge konumundan itibaren ölçülmektedir.



Şekil. 7-6



Şekil. 7-7

Genelde, motor bir bütün olarak \ddot{x} gibi düşey ivmeye haizdir. İlave olarak, dengelenmemiş bir m kütlelerinin ivmesi 2 düşey yönde olmak üzere, $-e\omega^2 \sin \omega t$ dir. Dış kuvvetler, yay, damperleme kuvvetleri ve Mg ağırlığıdır. Böylece,

$$-c\dot{x} - kx - Mg + Mg = M\ddot{x} - me\omega^2 \sin \omega t$$

(Not: Denklemin sağ tarafındaki terimin pozitif veya negatif işaretli olması ve $me\omega^2 \sin \omega t$ veya $me\omega^2 \cos \omega t$ olması, ωt dönüş açısı ve ω dönüş yönüne bağlı olduğu gibi, x yerdeğiştirmesinin pozitif durumunda da bağlı olmaktadır. Örneğin, pozitif düşey eksenden saat ibresi yönünde olmak üzere ωt yi tayin etmek istiyorsak, zorlayıcı fonksiyon $me\omega^2 \cos \omega t$ olacaktır. Bu neticeler analizin son durumunu değiştirmeyecektir.)

Yukarıdaki diferansiyel denklem, daha önce tartışılanla aynı formdadır. Mamafih, zorlayıcı fonksiyonun genliği, basit bir sabite olmak yerine, F_o , ω in bir fonksiyonu şeklinde görülmektedir. Daha önce toplanmış neticeleri kullanabiliriz. Böylece, detaylar üzerinde çalışmamıza lüzum kalmamıştır.

$x = Y \sin(\omega t - \phi)$ sürekli ortam çözüm olarak kabul ederek, sonra,

$$\dot{x} = Y\omega \cos(\omega t - \phi) \quad \text{ve} \quad \ddot{x} = -Y\omega^2 \sin(\omega t - \phi) \quad \text{yazılabilir.}$$

Bunları diferansiyel denkleme yerleştirerek,

$$M[-Y\omega^2 \sin(\omega t - \phi)] + cY\omega \cos(\omega t - \phi) + kY \sin(\omega t - \phi) = me\omega^2 \sin \omega t$$

veya

$$-MY\omega^2 (\sin \omega t \cos \phi - \cos \omega t \sin \phi) + cY\omega (\cos \omega t \cos \phi + \sin \omega t \sin \phi) + kY (\sin \omega t \cos \phi - \cos \omega t \sin \phi) = me\omega^2 \sin \omega t$$

$\sin \omega t$, in sabitelerini eşitleyerek, $-MY\omega^2 \cos \phi + cY\omega \sin \phi + kY \cos \phi = me\omega^2$

$\cos \omega t$, nin sabitelerini eşitleyerek, $MY\omega^2 \sin \phi + cY\omega \cos \phi - kY \sin \phi = 0$.

Bu son iki ifadenin birlikte çözümüyle,

$$Y = \frac{me\omega^2}{\sqrt{(k - M\omega^2)^2 + (c\omega)^2}}, \quad \cos \phi = \frac{k - M\omega^2}{\sqrt{(k - M\omega^2)^2 + (c\omega)^2}}, \quad \sin \phi = \frac{c\omega}{\sqrt{(k - M\omega^2)^2 + (c\omega)^2}}$$

elde ederiz. Neticede, diferansiyel denklemin sürekli ortam için çözümü,

$$x = \frac{me\omega^2}{\sqrt{(k - M\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \sin(\omega t - \phi)$$

Şimdi, ana taşıyıcıya aktarılan kuvveti araştıralım. Bu yay ve damperleme kuvvetlerinin toplamı şeklinde olacaktır.

$$kx + c\dot{x} \quad \text{veya} \quad kY \sin(\omega t - \phi) + cY\omega \cos(\omega t - \phi) \quad \text{bulunur ki,}$$

$$\text{bu da,} \quad Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2} \sin(\omega t - \phi + \beta) \quad \text{şeklinde}$$

$(-\phi + \beta)$, $me\omega^2 \sin \omega t$ ve aktarılan kuvvet arasında faz açısı olarak bilinir.

Çalışmalarımızdaki en önemli şey, aktarılan kuvvetin F_{TR} genliğidir.

$$F_{TR} = Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2} = \frac{me\omega^2 \sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{\sqrt{(k - M\omega^2)^2 + (c\omega)^2}}$$

Bunun daha iyi anlaşılması için, aşağıdaki görüldüğü üzere, boyutsuz form şekline konacak olursa,

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{\omega}{\sqrt{k/m}} \quad \text{ve} \quad \xi = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{2\sqrt{kM}} \quad \text{alınarak,} \quad \omega_n = \text{Tabii frekans ve}$$

c_c = kritik damperleme katsayısı olmak üzere, $\frac{F_{TR}}{me\omega^2} = \frac{\sqrt{1 + (2\xi r)^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2}}$ elde edilir.

Aktarılan kuvvetin genliğinin, zorlayıcı fonksiyonun genliğine oranına aktarılabirlik oranı denilir.

Bu problemde gözönüne alınması gereken ilk soru, uygun yay karakteristiklerini elde etmektir. Motor şasisinin ana taşıyıcıya direkt olarak civatayla tespit edilmesi halinde aktarılan kuvvetin, aktarılan kuvvete nazaran kıyasla daha büyük olmasını arzu etmekteyiz. Bu da,

$$T.R. = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta r)^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}}$$

nin küçük olmasını arzulamamız demektir. Sürtünme damperleme cihazı ana montaj grubuna monte edilmedikçe, küçük değerde olacaktır. $\zeta = 0,05$ alıp, $T.R. = 0,1$ olacak şekilde, r için çözüm yapılacak olursa,

$$0,1 = \frac{\sqrt{1 + 4(0,05r)^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + 4(0,05r)^2}} \text{ buradan da } r = 3,40 \text{ çıkarılır.}$$

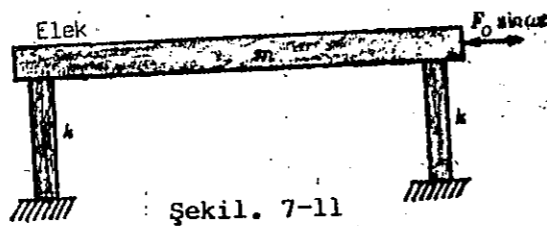
Not: Sıfır sürtünme düşünülecek olsaydık, $r = 3,41$ bulunacaktı. Bazı durumlarda, şimdiki problemimizde olduğu gibi, sürtünmeyi ihmal edebiliriz.

$r = 3,40$ ise, $\omega_n = \omega/3,40$ olmalıdır. Böylece, $\sqrt{k/M} = \omega/3,40$ veya $k = M\omega^2/11,56$ olur. Şimdi motorun 170N geldiğini ve 1150d/dk da döndüğünü kabul edelim. Neticede k ,

$$k = \frac{M\omega^2}{11,56} = \frac{(170/9,81)(1150 \times 2\pi/60)^2}{11,56} = 21,7 \text{ kN/m}$$

Eğer, paralel olarak 4 yay kullanılırsa, yay sabitesi $21,7/4 = 5,44 \text{ kN/m}$ olur.

6. Bir çalışma için 0,5mm genliğinde ve 6 Hz frekansında çalışan titreşimli sarsak gerekmektedir. Sarsakta iki adet yay çeliğinden mamül taşıyıcılar vardır. Her birine ait yay sabitesi k 'dir. ve kuvvet üst uçlara etkili şekildedir. Tablanın ağırlığı yaklaşık olarak 300N dur. $F_0 \sin \omega t$, sinüzoidal kuvveti cihazı ileri geri harekette kullanılmaktadır. Yay sabiti, k 'nin hangi değerleri için taşıyıcılar imâl edilmelidirler. Efektif sürtünmenin $c = 0,05 c_c$ ye eşit olması halinde, Solenoidin üreteceği F_0 kuvveti değeri ne kadar olacaktır? Hesaplayınız.



Şekil. 7-11

Çözüm: Bu zorlanmış, sürekli ortam titreşim halidir. Titreşimin genliği,

$$Y = \frac{F_0}{\sqrt{(k_e - m_e \omega^2)^2 + (c_e \omega)^2}}$$

burada, $m_e = m$, tablanın kütlesi, $k_e = 2k$ (herbirinin yay sabitesi k olmak üzere iki adet yay bulunmaktadır.) $c_e = c = 0,05 c_c = (0,05)(2)\sqrt{k_e m}$, $\omega = (6)(2\pi) = 12\pi \text{ rad/s}$, $Y = 0,5 \text{ mm}$, istenen genlik.

Y için yukarıdaki ifadenin incelenmesinde, Y 'nin maximuma yakın bir değerde olduğu görülmektedir. Bu da belirli F_0 için geçerli olup, rezonans oluşmaktadır. (Mesela ω , tabii frekansa eşit olduğu zaman.) Böylece, yapılacak dizaynda, $k_e = 2k = m\omega^2$ veya $k = \frac{1}{2}m\omega^2 = \frac{1}{2}(300/9,81)(12\pi)^2 = 21,7 \text{ kN/m}$

Rezonans halinde, $Y = F_0/c\omega$. Böylece solenoid kuvveti, $F_0 = c\omega Y = 0,05 c_c \omega Y = (0,05)(2\sqrt{k_e m})\omega Y = (0,05)(2\sqrt{(2)(21,700)(300/9,81)})(12\pi)(0,0005) = 2,17 \text{ N}$ olacaktır.

7. Bir savurma kurutucusu sepeti Şekil. 7-9'da görüldüğü gibi monte edilecektir. Uygun yay ve damper karakteristikleri aşağıdaki şartlar için seçilecektir.

Sepetin ve mühteviyatının toplam ağırlığı = 200N
Dönüş hızı = 400d/dk
Tahmin edilen balanssızlık = 2N m (Ağırlık ve eksantrisite çarpımı)

Rezonans halinde, titreşimin genliği herhangi bir yönde 12mm den fazla olmayacaktır.

Çözüm:

Şekil. 7-10'da görüldüğü gibi X ve Y koordinatlarını seçiniz.

Sepet merkezinde, x kadar bir sapma olduğunu farzedelim. 1 no'lu yay çekilecek 3 no'lu yay basılacak ve 2 no'lu yay da boydaki ihmal edilebilecek değişikliği karşılayacaktır. Yay kuvvetleri Şekil. 7-11'de gösterilmiştir.

X yönünde net yay kuvveti,

$$F_x = -2 \cos 30^\circ kx \cos 30^\circ = -1,5 kx$$

Başka bir deyimle, X yönündeki yay sabitesi $1,5kx$ dir. Y yönünde de benzer bir analiz yapılabilir.

X ve Y yönündeki damperleme kuvvetleri, yukarıdaki şekilde incelenecek olursa, X ve Y yönlerindeki efektif damperleme katsayısı $1,5c$ olarak bulunur.

X ve Y hareketleri için yazılan bütün diferansiyel denklemlerdeki katsayılar birbirlerinin aynı olacağından, sadece bir denklemi incelememiz yeterli olacaktır. $M\ddot{x} + 1,5c\dot{x} + 1,5kx = (m_e)\omega^2 \sin \omega t$

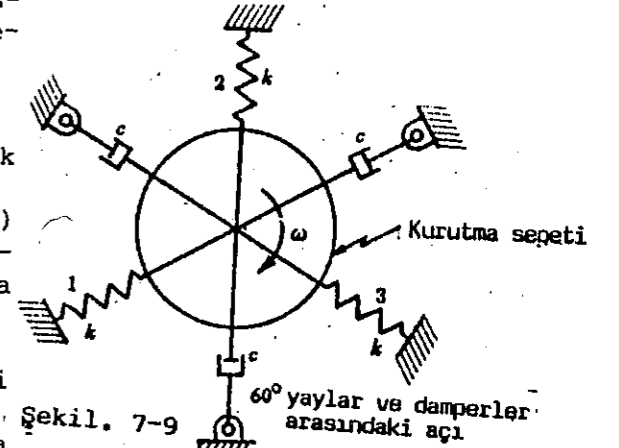
Yerdeğiştirme genliği ise,

$$Y = \frac{m_e \omega^2}{\sqrt{(1,5k - M\omega^2)^2 + (1,5c\omega)^2}}$$

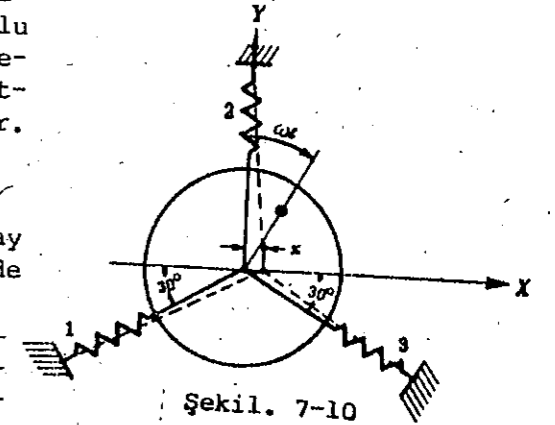
olarak bulunabilir. Problem 5 ile yapılan bir analogla, diferansiyel denklemin aynı formda olduğu görülür. Ve neticede, aktarılan kuvvetin genliği,

$$F_{TR} = \frac{m_e \omega^2 \sqrt{(1,5k)^2 + (1,5c\omega)^2}}{\sqrt{(1,5k - M\omega^2)^2 + (1,5c\omega)^2}}$$

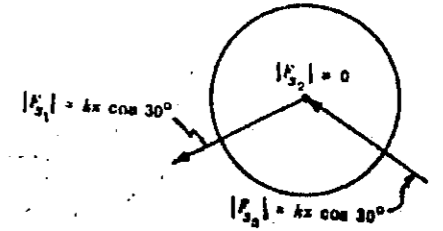
5. Problemden görüldüğü üzere, aktarılan kuvvetin küçük tutulması için, tabii frekansı çalışma frekansına kıyasla daha küçük yapmıştık. Deneme için, $\omega/\omega_n = 3$ alalım. Bu sistemdeki tabii frekans $\omega_n = \sqrt{1,5k/M}$ olduğundan, yapılacak dizaynda $1,5k = \omega_n^2 M = (\omega/3)^2 M$ veya buradan,



Şekil. 7-9 60° yaylar ve damperler arasındaki açı



Şekil. 7-10



Şekil. 7-11

$$k = \frac{\omega^2 M}{9(1,5)} = \frac{(400 \times 2\pi/60)^2 (200/9,81)}{9(1,5)} = 2,65 \text{ kN/m}$$

Yerdeğiştirme genliğini 12mm de sınırlayan damper katsayısını, c hesaplamamız gerekir. Rezonans halinde,

$$Y = \frac{m\epsilon\omega_n^2}{\sqrt{0 + (1,5c\omega_n)^2}} \text{ veya } c = \frac{m\epsilon\omega_n}{1,5Y} = \frac{(0,204)(14,0)}{1,5(0,012)} = 159 \text{ N/(m/s)}$$

dir. $Y = 12 \text{ mm}$, $m\epsilon = (2/9,81) = 0,204 \text{ kg}$, $\omega_n = (2\pi \times 400/60)/3 = 14,0 \text{ rad/s}$

- Cev. $\omega_n = \omega/3$ için; $k = 2,65 \text{ kN/m}$, $c = 159 \text{ N/(m/s)}$
8. Şekil. 7-12'de m_1 40N, m_2 80N, $k_1 = 1300 \text{ N/m}$ ve $k_2 = 800 \text{ N/m}$ dir. Enerji metodunu kullanarak, titreşimin tabii frekansını sadece düşey hareket için tayin ediniz.

Çözüm:

Statik denge konumundan olmak üzere, X_1 ve X_2 yi m_1 ve m_2 kütlelerinin mutlak yerdeğiştirmelerinin genliği olarak alalım. δ_1 ve δ_2 de, kütlelerin kendi ağırlıklarından doğan yerdeğiştirmeleri olsun, söz konusu yerdeğiştirmeler, gerilmemiş yay konumundan ölçülmektedir.

Şekil. 7-13'deki serbest cisim skeçlerine bakarak, statik denge için,

$$-k_1\delta_1 + k_2(\delta_2 - \delta_1) + m_1g = 0 \quad -k_2(\delta_2 - \delta_1) - k_3\delta_2 + m_2g = 0$$

$$-1300\delta_1 + 1600(\delta_2 - \delta_1) + 40 = 0 \quad -1600(\delta_2 - \delta_1) - 800\delta_2 + 80 = 0$$

bulunur. Bu ifadelerden $\delta_1 = 0,059 \text{ m}$, $\delta_2 = 0,0673 \text{ m}$ elde edilir. Böylece başlangıç konumundaki yay kuvvetleri, 1 no'lu yayda, $(1300)(0,0509) = 66,2 \text{ N}$.

$$2 \text{ no'lu yayda } (1600)(0,0673 - 0,0509) = 26,2 \text{ N}$$

$$3 \text{ no'lu yayda } (800)(0,0673) = 53,8 \text{ N}$$

Böylece statik denge konumundan itibaren ortaya çıkan toplam potansiyel enerji $P.E. = 650X_1^2 + 800(X_2 - X_1)^2 + 400X_2^2$

Statik dengeden, X_1 ve X_2 mesafelerine olan sapmayla, aşağıdaki potansiyel enerji değişikliği ortaya çıkacaktır.

$$1 \text{ no'lu yayda biriktirilmiş, } (66,2)X_1 + \frac{1}{2}(1300)X_1^2$$

$$2 \text{ no'lu yayda biriktirilmiş, } (26,2)(X_2 - X_1) + \frac{1}{2}(1600)(X_2 - X_1)^2$$

$$3 \text{ no'lu yayda biriktirilmiş, } (53,8)X_2 + \frac{1}{2}(800)X_2^2$$

$$\text{Kot değişimi, } m_1, -40X_1$$

$$\text{Kot değişimi, } m_2, -80X_2$$

Kot değişikliği terimlerinin yay başlangıç kuvvet terimlerini ihmal ettiğini izleyiniz. Neticeleri etkilememek üzere, sistemleri yatay düzlem üzerinde hareket ediyormuş gibi nazari itibare almış olabiliriz.

Hareketli kütleler için, maximum kinetik enerji, ω frekansında, sismoidal hareket kabul edilerek,

$$K.E. = \frac{1}{2}m_1V_1^2 + \frac{1}{2}m_2V_2^2 = \frac{1}{2}(40/g)(X_1\omega)^2 + \frac{1}{2}(80/g)(X_2\omega)^2 = (20X_1^2 + 40X_2^2)\omega^2/g$$

K.E. ve P.E. ifadelerini birbirlerine eşitleyerek,

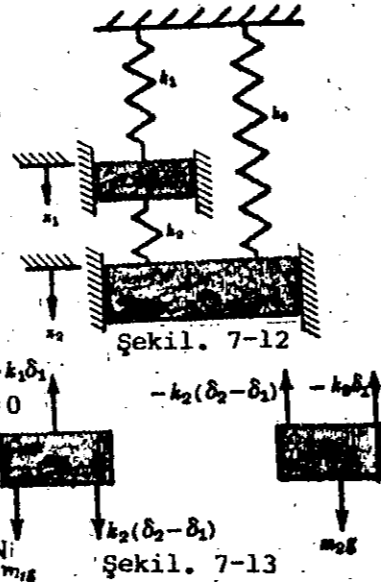
$$\omega^2 = \frac{[650X_1^2 + 800(X_2 - X_1)^2 + 400X_2^2]g}{20X_1^2 + 40X_2^2} \text{ elde edilir. Sonra da aşağıdaki formda}$$

$$\omega^2 = \frac{[65 + 80(X_2/X_1 - 1)^2 + 40(X_2/X_1)^2]g}{2 + 4(X_2/X_1)^2}$$

yazılabilir.

Son safhada, X_2/X_1 oranı için değerler kabul edilir ve ω hesaplanır. ω için en küçük değer aşağı yukarı en doğrusudur. ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$).

Kabul edilmiş X_2/X_1	Hesaplanmış ω^2	ω
1.6	16,03g	12,54rad/s
1.4	15,87g	12,48rad/s
1.2	16,21g	12,61rad/s



Şekil. 7-12

Şekil. 7-13

Cevap yaklaşık olarak, 12,48rad/sn dir. Neticenin, X_2/X_1 in kabul edilmiş değerine göre pek makul olmadığı söylenebilir. Genel olarak, denecek iki değer, önce statik sapmaların oranıdır. Böyle bir durumda, $\delta_2/\delta_1 = 1,32$ dir.

$X_2/X_1 = 1,32$ seçseydik, $\omega = 12,50 \text{ rad/sn}$ değerini elde edecektik. Bu da daha önceki neticemize yakındır.

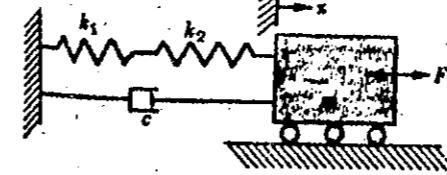
Tamamlayıcı Problemler

9. Şekil. 7-14, 7-15 ve 7-16'daki sistemlerdeki hareketlerin diferansiyel denklemlerini yazınız. Her durumda, x , statik denge konumundan ölçülmüştür.

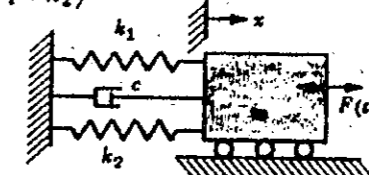
Cev. Şekil. 7-14: $m\ddot{x} + c\dot{x} + \left(\frac{k_1k_2}{k_1+k_2}\right)x = F(t)$

Şekil. 7-15: $m\ddot{x} + c\dot{x} + (k_1+k_2)x = F(t)$

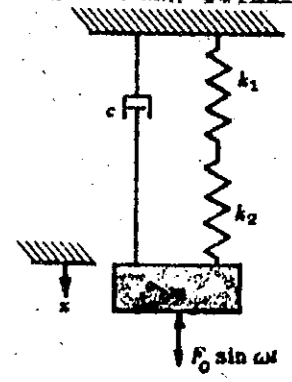
Şekil. 7-16: $m\ddot{x} + c\dot{x} + \left(\frac{k_1k_2}{k_1+k_2}\right)x = F_0 \sin \omega t$



Şekil. 7-14

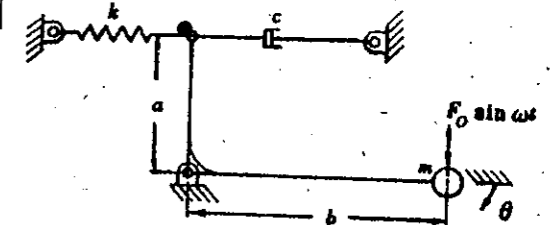


Şekil. 7-15



Şekil. 7-16

10. Şekil. 7-17, 7-18, 7-19'daki sistemler için hareketin diferansiyel denklemlerini yazınız. Her durumda, açısal yerdeğiştirme, θ , statik denge konumundan ölçülmüştür. θ yi küçük kabul edip, uygun tamlamaları yapınız.



Şekil. 7-17

Cev. Şekil. 7-17: $mb^2\ddot{\theta} + ca^2\dot{\theta} + ka^2\theta = bF_0 \sin \omega t$

Şekil. 7-18: $mb^2\ddot{\theta} + ca^2\dot{\theta} + (ka^2 + mgb)\theta = bF_0 \sin \omega t$

Şekil. 7-19: $m(R^2 + a^2)\ddot{\theta} + ka^2\theta = 0$

11. Şekil. 7-14, Şekil. 7-19'daki sistemlerde tabii frekansını hesaplayınız.

Cev. Şekil. 7-14: $\sqrt{\frac{k_1k_2}{(k_1+k_2)m}}$

Şekil. 7-15: $\sqrt{\frac{k_1+k_2}{m}}$

Şekil. 7-16: $\sqrt{\frac{k_1k_2}{(k_1+k_2)m}}$

Şekil. 7-17: $\frac{a}{b} \sqrt{\frac{k}{m}}$

Şekil. 7-18: $\sqrt{\frac{ka^2 + mgb}{mb^2}}$

Şekil. 7-19: $\sqrt{\frac{ka^2}{m(R^2 + a^2)}}$

Şekil. 7-18

Şekil. 7-19

Şekil. 7-19

Şekil. 7-19

Şekil. 7-19

Şekil. 7-19

Şekil. 7-19

Şekil. 7-19

Şekil. 7-19

Şekil. 7-19

Şekil. 7-19

Şekil. 7-19

Şekil. 7-19

Şekil. 7-19

Şekil. 7-19

Şekil. 7-19

Şekil. 7-19

Şekil. 7-19

Şekil. 7-19

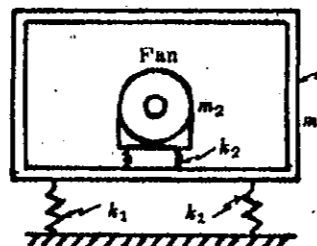
Şekil. 7-19

Şekil. 7-19

12. $10\ddot{x} + 9\dot{x} + 810x = 0$ diferansiyel denklemi bir serbest dereceli bir sistemi tanımlamaktadır. Birimler kg, m, s dir. (a) ω_n , tabii frekansı, (b) ω_d , damper frekansını, (c) damper oranını hesaplayınız $\xi = c/c_c$.
Cev. (a) $\omega_n = 9 \text{ rad/s}$, (b) $\omega_d = 8.989 \text{ rad/s}$ (ortaya çıkan fark fazla önemli değildir).
13. $10\ddot{x} + 200\dot{x} + 810x = 0$ diferansiyel denklemi bir serbest dereceli bir sistemi tanımlamaktadır. Birimler, kg, m, sn dir. Bu bir titreşimli sistem midir? Cev. Hayır, $c/c_c = 200/180$, damperleme kiritik değerden daha fazladır
14. $2\ddot{x} + 12\dot{x} + 50x = 8 \sin 10t$ denklemi, zorlanmış titreşimde, bir serbest dereceli bir sistemi tanımlamaktadır. Birimler, kg, m, sn dir. (a) ω_n , tabii frekansı, (b) ω_d , damper frekansını, (c) damper oranını ξ , (d) sürekli ortam titreşiminin genliğini hesaplayınız.
Cev. (a) 5 rad/s , (b) 4 rad/s , (c) $0,60$, (d) $41,6 \text{ mm}$.
15. 100N gelen bir elektrik motoru dört yay üzerine oturtulmuştur. Motorun döner elemanı 40N gelmekte, ve eksantrisite 0,25mm dir. Motor dönüş hızı 1200d/dk dir. Damper oranının 0,05 olacağı tahmin edilmektedir. Motordaki balansızlıktan dolayı, ana taşıyıcıya aktarılan kuvvetin, santrifüj kuvvetin %20 sinden daha fazla olmaması istendiğine göre, gerekli yay sabitesini hesaplayınız.
Cev. 6,55kN/m veya daha az.
16. 30cyl/sn lik bir frekansta, 5mm lik genliğe maruz, plakaya bir cihazın yerleştirilmesi düşünülmektedir. Cihaz 10N gelmektedir. Cihazın hareketinin genliğinin 0,5mm daha fazla olması istenmediğine göre, gerekli olabilecek yay sabitesi nedir? Cev. 4,02kN/m veya daha az.
17. Şekil. 7-20'de gösterilen sistem için, $k_1 = k_2 = 3000 \text{ N/m}$ ve $m_1 = m_2 = 15 \text{ kg}$ değerleri verilmektedir. Titreşimin birinci tipi için, tabii frekansı hesaplayınız. Cev. 8,77 rad/s.
18. Şekil. 7-20'de gösterilen sisteme benzer bir sistemde, $m_1 = m_2 = 30 \text{ kg}$, ve $k_1 = k_2 = k$ dir. Titreşimin birinci tipi için tabii frekans 20rad/sn dir. Gerekli k katsayısını hesaplayınız. Cev. 31,4kN/m.
19. Şekil. 7-21'de görüldüğü üzere, fan'ın bir soğutma tertibatının kabini içine yerleştirilmesi düşünülmektedir. Fan (motorla birlikte) 200N gelmektedir. Kabin 200N ağırlığındadır. Fanı kabinden ayıran yayların, yay sabiteleri 15kN/m dir. Fan 300d/dk da dönmektedir. Titreşimin birinci modunu geçmede herhangi bir tehlike söz konusu mudur? Enerji metodunu uygulayınız.
Cev. Birinci mod için tabii frekans 29,4rad/sn. 300d/dk da frekans = 31,4 rad/sn (rezonans olma olasılığı yoktur.)
20. Basit bir kütle-damper sisteminde yapılan bir denemede, titreşimlerin frekansının 12rad/sn olduğu görülmüştür. Yay sabitesi ve kütle hassas olarak bilinmektedir. Ayrıca tabii frekans, ω_n , 15rad/sn olduğuna göre, (a) damper oranı nedir? (b) $F_0 \sin \omega t$ zorlayıcı fonksiyonu ile, zorlanmış titreşimin maximum genliğine ulaşmak için frekans ne olmalıdır? Cev. (a) $\xi = 0.6$ (b) $\omega_{\max} = 7.95 \text{ rad/s}$



Şekil. 7-20

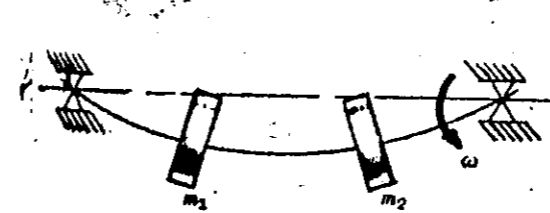


Şekil. 7-21

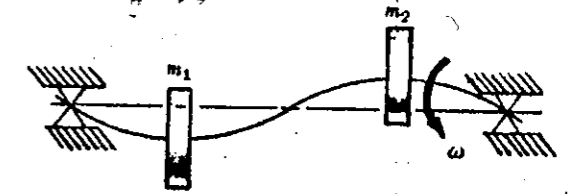
Millerde Kritik Hızlar

BÜTÜN DÖNER MİLLER, dış yük olmadan bile, dönme esnasında belli bir sehim gösterirler. Sehim değeri, milin ve taşıyıcı yatakların durumuna, milin toplam kütlelerine, ilave parçalara, dönme eksenine göre kütledeki balansızlığa ve sistemdeki damperleme miktarına bağlıdır. Sehim, hızın bir fonksiyonu olarak dikkate alındığı sürece maximum değerlere kritik hız da ulaşmaktadır. Herhangi bir mil için, sonsuz sayıda kritik hızlar vardır denebilir. Fakat en düşüğü (birinci) ve bazende ikinci hız, dizayn yapan için entresan olmaktadır. Diğerleri, çalışma sınırlarını aşacak şekilde yüksek olabilir.

BİRİNCİ KRİTİK HIZDA, en basit şekilde eğilme ortaya çıkar. İkinci kritik hızda ise, ikinci en basit şekilde eğilmeye maruz kalacaktır. Meselâ uçlardan mesnetlenmiş ve mile kıyasla oldukça ağır kütle taşıyan bir milin, Şekil. 8-1(a) ve Şekil. 8-1(b) de birinci ve ikinci kritik hızlarda nasıl bir şekil aldığı görülmektedir.



Şekil. 8-1(a)



Şekil. 8-1(b)

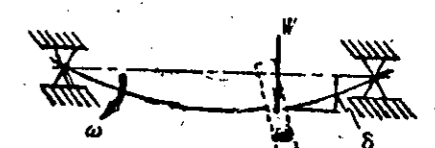
TABİİ FREKANS, eğilmeye, kritik hız değerine çok yakın bir değerdedir. Ve çoğu zaman, aynı değer olarak kabul edilir. Oldukça küçük olmakla beraber, kütlelerin jiraskopik hareketinden dolayı küçük bir fark mevcuttur.



Şekil. 8-2(a)



Şekil. 8-2(b)



Şekil. 8-2(c)

TEK KÜTLE TAŞIYAN MİLLER İÇİN, (Şekil. 8-2 ve Şekil. 8-3) eğer mil ağırlığı ilave kütle göre küçükse, birinci kritik hız yaklaşık olarak,

$$\omega_c = \sqrt{k/m} \text{ ile hesaplanacaktır}$$

m , kütle, k ise yay sabitesidir. (Kütlenin tespit edildiği noktada, bir birim sehimi için gerekli kuvvet.) Bu bağıntı, mil eğiminden (yatay, düşey veya bunların arasında) bağımsızdır. Şekil. 8-2'deki X sembolü, milin dönme esnasında, kütlenin tespit edildiği noktadaki sehimini göstermektedir. Aynı zamanda,

$$\omega_c = \sqrt{g/\delta}$$

δ , statik sehim, (kütlenin tespit edildiği noktadaki sehim, buna neden, $mg = W$ dir) ve g de yerçekimi katsayısıdır. ($9,81m/s^2$).

SABİT KESİTLİ MİLLER İÇİN, uçlardan yataklanmış halde, başka kütle ilavesi olmaksızın, sadece milin kendi ağırlığı ile, ortaya çıkan kritik hız yaklaşık olarak,

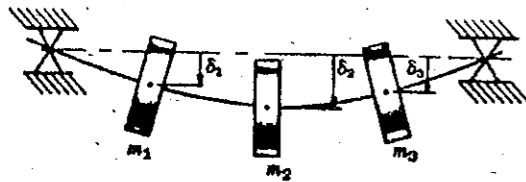
$$\omega_c = \sqrt{\frac{5}{4} \left(\frac{g}{\delta(\max)} \right)}$$

$\delta(\max)$ mil ağırlığına eşit olmak üzere uniform yayılı yükün neden olduğu max. statik sehimdir.

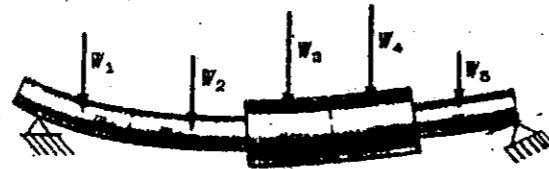
ÇEŞİTLİ KÜTLELER TAŞIYAN İHMAL EDİLEBİLİR MİL İÇİN (Şekil. 8-4'e bkz.) Birinci kritik hız yaklaşık olarak,

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g \sum W_n \delta_n}{\sum W_n \delta_n^2}} \quad \text{Rayleigh-Ritz Denklemi}$$

burada, $W_n = n^{\text{th}}$ kütlenin ağırlığı
 $\delta_n = n^{\text{th}}$ kütlede statik sehim,
 $j =$ Toplam kütle sayıları,



Şekil. 8-4



Şekil. 8-5

Bu aynı ifade, yayılı yüklü bir milin birinci kritik hızını da tayin etmede kullanılır. Yukarıdaki Şekil. 8-5'e bakınız. Yayılı yükü, m_1, m_2, m_3 , vb. gibi parçalara ayıralım. Her kütle için ağırlık merkezinden etkiyormuş gibi düşünelim. Alınacak parça sayısı tecrübeyle bulunur. Fakat, oldukça kaba tahminlerle daha iyi neticeler alınabilmektedir.

DUNKERLEY DENKLEMİ, çok kütleli sistemlerin kritik hızları için diğer bir yaklaşım metodudur. Bu da,

$$\frac{1}{\omega_c^2} = \frac{1}{\omega_1^2} + \frac{1}{\omega_2^2} + \frac{1}{\omega_3^2} + \dots \quad \text{Dunkerley Denklemi}$$

şeklinde yazılabilir. ω_c , çok kütleli sistemin birinci kritik hızı, ω_1 , sadece 1. kütle mevcutsa geçerlidir. ω_2 , ise sadece 2. kütle mevcutsa kullanılacaktır, vb.

Rayleigh-Ritz ve Dunkerley ifadelerinin her, titreşiminin birinci tabii frekansının tayininde yaklaşık değerlerle karşımıza çıktıkları ve dönüşmenin kritik hızına hemen hemen yakın bir değerde oldukları unutulmamalıdır. Genelde, Rayleigh-Ritz ifadesi daha yüksek ve Dunkerley ifadesi de daha düşük değerlerle karşımıza çıkar.

YÜKSEK KRİTİK HIZLAR, çok kütleli sistemler için, birinci (en düşük) kritik hıza nazaran daha hassas ve kesin hesaplama gerektirmektedirler. Çeşitli birbirlerinden farklı metodlar geliştirilmiştir. Burada göstereceğimiz ifade, sadece iki kütleli sistem için geçerlidir;

$$\frac{1}{\omega^4} - (a_{11}m_1 + a_{22}m_2) \frac{1}{\omega^2} + (a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})m_1m_2 = 0$$

Bu iki pozitif kökü bulunan ikinci dereceden bir ifadedir, kökleri, $1/\omega_1$ ve $1/\omega_2$ dir. ω_1 ve ω_2 birinci ve ikinci kritik hızlardır. Kütleler ise, m_1 ve m_2 dir.

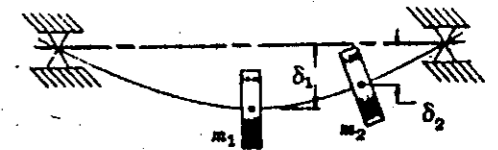
a Sabitesi, etki katsayısı olup, a_{12} , 2 no'lu kütlenin tatbik noktasındaki birim yükün 1 no'lu yükün tatbik noktasında neden olacağı sehimdir. a_{11} , 1 noktasındaki birim yükün, 1 no'lu yükün bulunduğu tatbik noktasında neden olduğu sehimdir vb. Maxwell teoremine göre, $a_{12} = a_{21}$ dir.

HERHANGİ BİR ÇOK KÜTLELİ SİSTEM İÇİN, frekans ifadesi, aşağıdaki determinantın sıfıra eşitlenmesiyle bulunur.

$$\begin{vmatrix} \left(a_{11}m_1 - \frac{1}{\omega^2}\right) & (a_{12}m_2) & (a_{13}m_3) & \dots \\ (a_{21}m_1) & \left(a_{22}m_2 - \frac{1}{\omega^2}\right) & (a_{23}m_3) & \dots \\ (a_{31}m_1) & (a_{32}m_2) & \left(a_{33}m_3 - \frac{1}{\omega^2}\right) & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots \end{vmatrix}$$

Çözümlü Problemler

1. Şekil. 8-6'da görülen mil 220N gelen bir m_1 kütleli dişliye tespit edilmiştir. Ayrıca 440N gelen bir başka m_2 kütlesi (kasnak)da mile tespit edili haldedir. Statik sehim δ_1 ve δ_2 olmak üzere değerlerin 0,03mm ve 0,008mm dir. Milin kendi ağırlığını ihmal ederek, birinci kritik hızı hesaplayınız.



Şekil. 8-6

Çözüm:

$$\sum W\delta = (220)(0,03 \times 10^{-3}) + 440(0,008 \times 10^{-3}) = 1,012 \times 10^{-2} \text{ Nm}$$

$$\sum W\delta^2 = (220)(0,03 \times 10^{-3})^2 + 440(0,008 \times 10^{-3})^2 = 2,262 \times 10^{-7} \text{ Nm}^2$$

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g \sum W\delta}{\sum W\delta^2}} = \sqrt{\frac{9,81 \times 1,012 \times 10^{-2}}{2,262 \times 10^{-7}}} = 662,5 \text{ rad/s} = 6327 \text{ d/dk}$$

2. Tek bir kütle taşıyan mil için $\omega_c = \sqrt{g/\delta}$ ifadesini çıkarınız. Şekil. 8-7'e bakınız.

Çözüm:

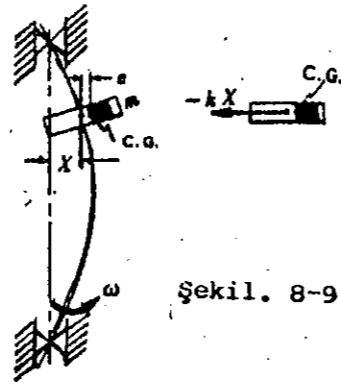
Kütledeki küçük sapmalar ve sürtünme etkileri ihmal edilmektedir. Mil eksenine göre küçük bir eksantirisite, e , kabul edilmektedir. Sonra,

$$kX = m(X+e)\omega^2$$

kX , yay kuvveti, mil kütle üzerine etki yapmakta, k ise yay sabitesidir. Örneğin, m 'in tatbik edildiği noktada bir birim sehim için gerekli kuvvet, $(X+e)\omega^2$, kütle merkezine ait ivme ifadesidir. İfadeyi, X' için çözecek olursak, m deki mil sehimini,

$$X(k - m\omega^2) = me\omega^2 \text{ veya } X = me\omega^2 / (k - m\omega^2)$$

Görülüyor ki, yapılan kabullerle, X sehimini, $k = m\omega^2$ olduğu zaman oldukça büyümektedir. Neticede kritik hız, $\omega_c = \sqrt{k/m}$ dir. Fakat, $m = W/g$, olduğundan, $k/m = kg/W = g/\delta$ olur. (Tanımla, statik sehim, δ , W ya eşit kuvvetin neden olduğu bir sehimdir. Böylece, $W/k = \delta$). Sonuç olarak, $\omega_c = \sqrt{g/\delta}$ bulunur.



Şekil. 8-9.

2. Çeşitli kütleler taşıyan bir milde,

birinci kritik hız için; $\omega_c = \sqrt{\frac{g \sum W\delta}{\sum W\delta^2}}$

ifadesini çıkarınız. Şekil. 8-8'e bakınız.

Çözüm:

Mili ω temel frekansta titreşime maruz kaldığını düşünüyoruz (birinci titreşim modu) ve ayrıca milde biriktirilen potansiyel enerjinin, hareketini kütlelerin sahip oldukları maksimum kinetik enerjiye eşit olduğunu gözönüne alarak,

$$\text{Max. K.E.} = \frac{1}{2}m_1V_1^2 + \frac{1}{2}m_2V_2^2 + \dots$$

Kütlelerin hareketleri sinüzoidaldir. Herhangi bir kütle için maximum hız $X_n\omega$ olmaktadır, X_n , kütlelerin yerdeğiştirmesinin genliğidir. Böylece,

$$\text{Max. K.E.} = \frac{1}{2}m_1(X_1\omega)^2 + \frac{1}{2}m_2(X_2\omega)^2 + \dots = \frac{1}{2}\omega^2 \sum m_n X_n^2$$

Milde depolanan potansiyel enerji, X_1 ve X_2 vb. genlikleriyle tanımlanan şekile çevrilecek mil için gerekli işe eşit olacaktır. Neticede,

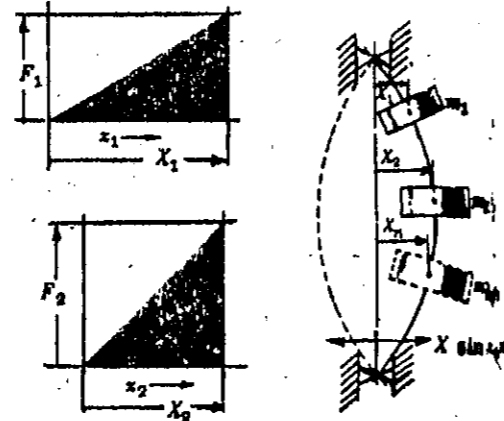
$$\text{Max. P.E.} = \frac{1}{2}k_1X_1^2 + \frac{1}{2}k_2X_2^2 + \dots = \frac{1}{2}\sum k_n X_n^2$$

her k , yay sabitesi olmak üzere, tanımlı şöyle yapılabilir. F_1, F_2, F_3, \dots vb kuvvetlerin 1, 2, 3, .. noktalarını etkileyerek X_1, X_2, X_3, \dots gibi sehimlere neden olduğunu farzedelim. Mil sehim eğrisinin şekli bu kuvvetlere bağlıdır. F_1 kuvvetini önce etkilediğini kabul edelim, sonra da F_2 etkiliyor olsun. Sonra da F_3, \dots , herhangi bir sıra söz konusu değildir. Kuvvet sıfırdan başlayarak, sehime neden oldukları noktaya kadar lineer olarak artmaktadır. Şekil. 8-8'deki kuvvet-sehim diyagramlarını inceleyiniz. Kuvvetlerin tatbik noktalarında yapılan iş, k eğimli düzgün doğrunun altındaki taralı alan olarak tanımlanır.

Maximum kinetik ve potansiyel enerjileri birbirlerine eşitleyerek $\omega^2 = \frac{\sum k_n X_n^2}{\sum m_n X_n^2}$ bulunur.

Titreşim sırasında, milin eğilmeye maruz kalması halinde, ortaya çıkan şeklin statik sehim eğrisine benzer olduğunu kabul ediyoruz. $X_1 = C\delta_1$, $X_2 = C\delta_2$ vb. Aslında bunun doğru olmadığını biliyorsak da bize makul bir yaklaşım verecektir. Sonra,

$$\omega^2 = \frac{\sum k_n \delta_n^2}{\sum m_n \delta_n^2} = \frac{g \sum W_n \delta_n}{\sum W_n \delta_n^2}$$



Şekil. 8-10

zira, $m_n = W_n/g$ ve $k_n \delta_n = W_n$

Tabii frekansın, dönüşün kritik hızına eşit olduğu kabul edilerek, ve n indisini kolaylık sağlamak için kaldırarak, neticede,

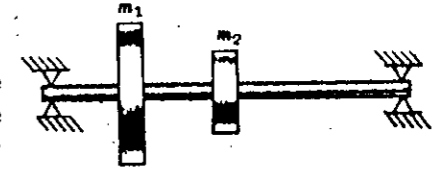
$$\omega_c = \sqrt{\frac{g \sum W\delta}{\sum W\delta^2}} \text{ elde edilir.}$$

4. m_1 ve m_2 kütleleri, sırasıyla 625N ve 270N gelmektedir. Bu iki kütle bir mile tespit edilmişlerdir. Sehim analizi yapılarak,

$$a_{11} = 1,142 \times 10^{-8} \text{ m/N}$$

$$a_{22} = 6,853 \times 10^{-8} \text{ m/N}$$

$$a_{12} = a_{21} = 2,284 \times 10^{-8} \text{ m/N}$$



Şekil. 8-9

olduğu görülmektedir. (a_{11} in, adı geçen noktada etkili 1N luk yükün neden olduğu sehim olduğunu, a_{12} nin, 1 no'lu noktadaki kuvvetin neden olduğu sehim, vb. olduğunu hatırlayarak,) Milin kütlelerini ihmal ederek, birinci kritik hızı hesaplayınız.

Çözüm:

(a) Dunkerley denklemini kullanarak,

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{g}{\delta_{11}}} = \sqrt{\frac{g}{W_1 a_{11}}} = \sqrt{\frac{9,81}{(625)(1,142 \times 10^{-8})}} = 1174 \text{ rad/s}$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{g}{\delta_{22}}} = \sqrt{\frac{g}{W_2 a_{22}}} = \sqrt{\frac{9,81}{(270)(6,853 \times 10^{-8})}} = 728 \text{ rad/s}$$

$$\frac{1}{\omega_c^2} = \frac{1}{\omega_1^2} + \frac{1}{\omega_2^2} = \frac{1}{(1174)^2} + \frac{1}{(728)^2} \text{ veya } \omega_c = 619 \text{ rad/s}$$

(b) Raleigh-Ritz denklemini kullanarak,

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g \sum W\delta}{\sum W\delta^2}}$$

$$\delta_1 = W_1 a_{11} + W_2 a_{12} = 625(1,142 \times 10^{-8}) + 270(2,284 \times 10^{-8}) = 1,3304 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$\delta_2 = W_2 a_{22} + W_1 a_{21} = 270(6,853 \times 10^{-8}) + 625(2,284 \times 10^{-8}) = 3,2778 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$W\delta$	$W\delta^2$
(1) $625(1,33 \times 10^{-5}) = 8,315 \times 10^{-3}$	(1) $8,315 \times 10^{-3}(1,33 \times 10^{-5}) = 1,12 \times 10^{-7}$
(2) $270(3,28 \times 10^{-5}) = 8,850 \times 10^{-3}$	(2) $8,850 \times 10^{-3}(3,28 \times 10^{-5}) = 2,90 \times 10^{-7}$
$\Sigma = 1,717 \times 10^{-2}$	$\Sigma = 4,02 \times 10^{-7}$

$$\omega_c = \sqrt{\frac{9,81 \times 1,717 \times 10^{-2}}{4,02 \times 10^{-7}}} = 647 \text{ rad/s}$$

Beklenildiği üzere, iki çözüm birbirinden farklıdır. Dunkerley denklemini daha küçük, Rayleigh-Ritz denklemini ise daha büyük değerler bulabilmektedir. Böylece değerler, 619 ve 647rad/sn arasında değişmektedir.

(c) Frekans ifadesini kullanarak,

$$\frac{1}{\omega^4} - (a_{11}m_1 + a_{22}m_2) \frac{1}{\omega^2} + (a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})m_1m_2 = 0$$

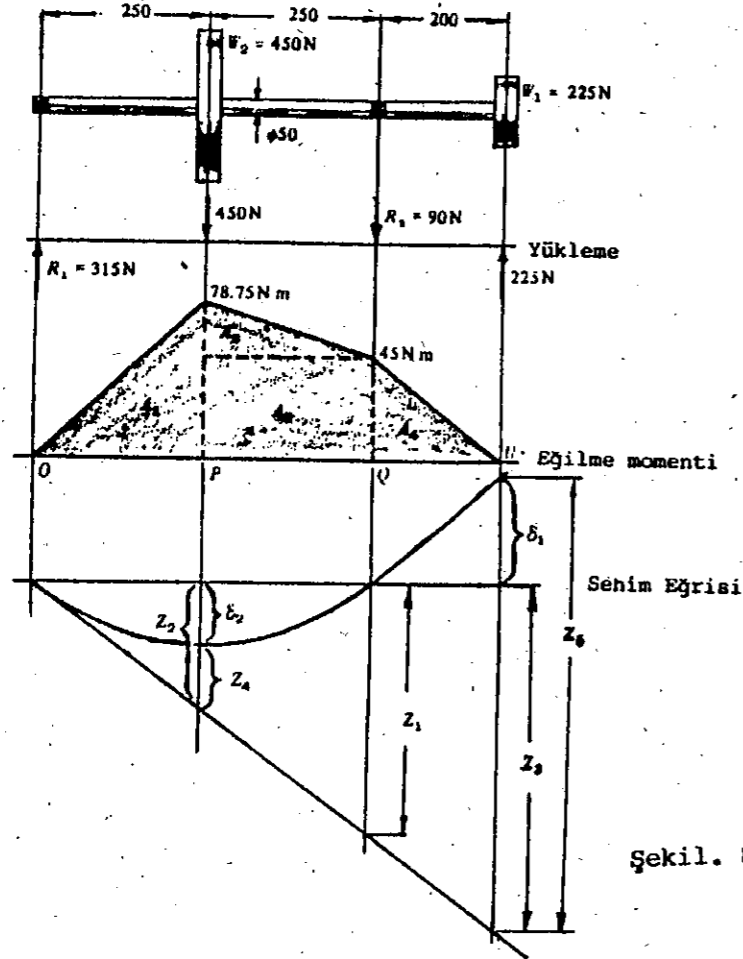
$$(a_{11}m_1 + a_{22}m_2) = 1,142 \times 10^{-8} \left(\frac{625}{9,81}\right) + 6,853 \times 10^{-8} \left(\frac{270}{9,81}\right) = 2,6 \times 10^{-6}$$

$$(a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})m_1m_2 = [(1,142 \times 10^{-8})(6,853 \times 10^{-8}) - (2,284 \times 10^{-8})^2] \frac{625 \times 270}{9,81^2} = 4,58 \times 10^{-13}$$

Böylece $\frac{1}{\omega^4} - 2,6 \times 10^{-6} - \frac{1}{\omega^2} + 4,58 \times 10^{-13} = 0$ olduğundan, ve en küçük pozitif kökü $\omega_c = 644$ rad/sn olmaktadır.

Bu kritik hız için hakiki bir değerdir. (Makul bir hassasiyetle.) Böylece, bu örnek için, Rayleigh-Ritz denklemi, yaklaşık değer bulmada, Dunkerley denkleminde daha hassas olabilmektedir.

5. Şekil. 8-10'da görülen çelik mil 225N ve 450N gelen iki dişliyi taşımaktadır. Milin ağırlığını ihmal ederek, birinci kritik hızı hesaplayınız.



Şekil. 8-10

Çözüm:

Rayleigh-Ritz denklemini kullanacağız, $\omega_c = \sqrt{\frac{g \sum W \delta}{\sum W \delta^2}}$. Çalışmanın çoğu δ yi tayin için harcanacaktır. Şekil. 8-10'da görülen diyagramları takip edeceğiz.

- (1) Statik yük kuvvetlerinin W_1 ve W_2 olduğunu kabul edelim. Milin en basit şekilde eğilmesine neden olacak şekilde yönlendirilmiştir. (Ters eğri düşünülmemelidir). Bu bize yük diyagramını verecektir.
- (2) Mésnetleri gözönüne alıp, reaksiyon kuvvetlerini hesaplayınız.
- (3) Eğilme momentlerini hesaplayıp, eğilme momenti diyagramını çizin.
- (4) δ_1 ve δ_2 sehimlerini uygun metodla tayin ediniz. Burada moment alanı metodunu kullanacağız. Aritmetiksel işlemler aşağıda gösterilmiştir.

- $Z_1 EI = Q$ ya göre A_1, A_2, A_3 Moment alanları
 $= (0,25)(0,45)(0,125) + \frac{1}{2}(0,25)(78,75 - 45)(\frac{1}{2} \times 0,25) + \frac{1}{2}(0,25)(78,75)(\frac{1}{2} \times 0,25 + 0,25)$
 $= 5,39 \text{ N m}^3$
- $Z_2 EI = \frac{1}{2} Z_1 EI = 2,70 \text{ N m}^3$
- $Z_3 EI = (0,7/0,5) Z_1 EI = 7,55 \text{ N m}^3$
- $Z_4 EI = \frac{1}{2}(0,25)(78,75)(\frac{1}{2} \times 0,25) = 0,820 \text{ N m}^3$
- $Z_5 EI = \frac{1}{2}(0,2)(45)(\frac{1}{2} \times 0,2) + (0,25)(45)(0,2 + 0,125) + \frac{1}{2}(0,25)(78,75 - 45)(\frac{1}{2} \times 0,25 + 0,2)$
 $+ \frac{1}{2}(0,25)(78,75)(\frac{1}{2} \times 0,25 + 0,45)$
 $= 11,05 \text{ N m}^3$
- $\delta_2 EI = Z_2 EI - Z_4 EI = 2,70 - 0,82 = 1,88$
- $\delta_1 EI = Z_5 EI - Z_3 EI = 11,05 - 7,55 = 3,50$

$$(5) I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi}{64} (0,05)^4 = 3,068 \times 10^{-7} \text{ m}^4, E = 200 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

$$(6) \delta_1 = 3,50 / (3,068 \times 10^{-7} \times 200 \times 10^9) = 5,705 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$\delta_2 = 1,88 / (3,068 \times 10^{-7} \times 200 \times 10^9) = 3,064 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$(7) W_1 \delta_1 = 225(5,705)10^{-5} = 12,84 \times 10^{-3} \quad W_1 \delta_1^2 = 7,323 \times 10^{-7}$$

$$W_2 \delta_2 = 450(3,064)10^{-5} = 13,79 \times 10^{-3} \quad W_2 \delta_2^2 = 4,225 \times 10^{-7}$$

$$\Sigma = 26,63 \times 10^{-3} \quad \Sigma = 11,548 \times 10^{-7}$$

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g \Sigma W \delta}{\Sigma W \delta^2}} = \left(\frac{9,81 \times 26,63 \times 10^{-3}}{11,548 \times 10^{-7}} \right)^{1/2} = 476 \text{ rad/s}$$

6. Şekil. 8-10'daki sistem için birinci ve ikinci kritik hızları tayin ediniz.

Çözüm :

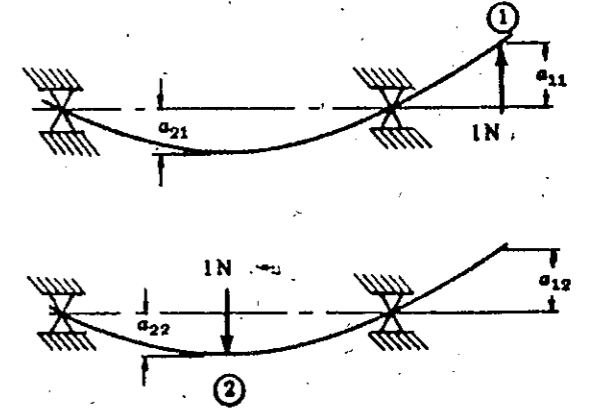
1. Frekans ifadesini kullanacağız.

$$\frac{1}{\omega^4} - (a_{11}m_1 + a_{22}m_2) \frac{1}{\omega^2} + (a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})m_1m_2 = 0$$

Hesaplamanın çoğunu, a_{11} , a_{22} , $a_{12} = a_{21}$ lerin tayini alacaktır. İki sehim analizi yapılmalıdır.

2. a_{11} ve a_{21} hesaplamak için,

1 no'lu kütle için 1N yük uygulayalım. Sonra 1 ve 2 no'lu kütlelerin tatbik noktaları için sehimleri hesaplayalım. Benzer şekilde, a_{22} ve a_{12} yi tayin için, 2 no'lu kütle için 1N yük uygulayalım, 2 no'lu ve 1 no'lu kütlelerin tatbik noktaları için sehimleri tayin edelim. Matematiksel ifadeler ayrıca burada gösterilmeyecektir.



Şekil. 8-11

$$\text{Neticeler,} \quad a_{11} = 1,521 \times 10^{-7} \text{ m/N}$$

$$a_{12} = a_{21} = 5,093 \times 10^{-8} \text{ m/N}$$

$$a_{22} = 4,244 \times 10^{-8} \text{ m/N}$$

$$3. a_{11}m_1 + a_{22}m_2 = \frac{1}{9,81} (1,521 \times 10^{-7} \times 225 + 4,244 \times 10^{-8} \times 450) = 5,435 \times 10^{-6}$$

$$(a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})m_1m_2 = [(1,521 \times 10^{-7} \times 4,244 \times 10^{-8}) - (5,093 \times 10^{-8})^2] \frac{450 \times 225}{(9,81)^2}$$

$$= 4,062 \times 10^{-12}$$

4. Böylece, $\frac{1}{\omega^4} - (5,435 \times 10^{-6}) \frac{1}{\omega^2} + 4,062 \times 10^{-12} = 0$ dört pozitif kökü, ω_{c1} vardır. $\omega_{c1} = 469$ ve $\omega_{c2} = 1057 \text{ rad/sn.}$

7. Şekil. 8-12'de görülen yatakların, mil eksenine dik olmak şartıyla, herhangi bir yönde yay sabitesi, k , 44 MN/m olan bir yayla donatılmış gibi esnekliği vardır. Eğilmeden dolayı, 1350 N luk yük altında milin kendisinin, δ_b , $0,046 \text{ mm}$ lik sehimi ortaya çıkmaktadır. Mesnetlerdeki esnekliğin kritik hız üzerindeki etkisi ne kadardır?

Çözüm:

1. Mesnetler tamamıyla rijid ise, kritik hız,

$$\omega_c = \sqrt{g/\delta_b} = \sqrt{9,81/0,046 \times 10^{-3}} = 462 \text{ rad/s}$$

2. Mesnetlerdeki esneklik yükteki sehimi artırır. Mil eksenine göre yüksüz halden ölçüm yapılmıştır. Kritik hızı hesaplamak için,

$$\omega_c = \sqrt{g/(\delta_b + \delta_s)}$$

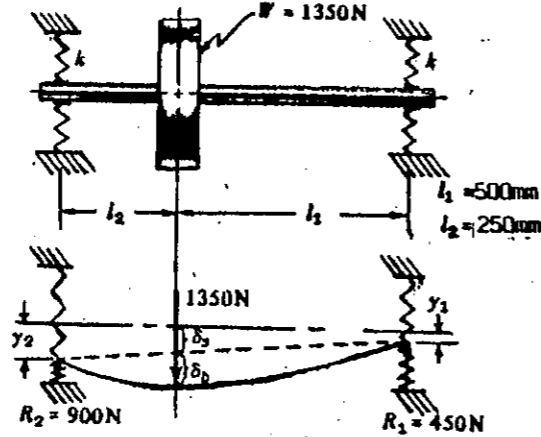
$$y_1 = R_1/k = 450/(44 \times 10^6) = 1,02 \times 10^{-5} \text{ m}, \delta_s = y_1 + (y_2 - y_1) \frac{l_1}{l_1 + l_2}$$

$$= 1,02 \times 10^{-5} + 1,02 \times 10^{-5} \left(\frac{2}{3} \right) = 1,7 \times 10^{-5} \text{ m}$$

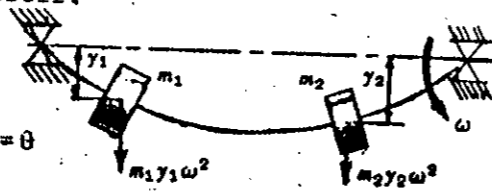
$$y_2 = R_2/k = 900/(44 \times 10^6) = 2,04 \times 10^{-5} \text{ m}, \delta_b + \delta_s = (4,6 + 1,7)10^{-5} = 6,3 \times 10^{-5} \text{ m}$$

sonra, $\omega_c = \sqrt{9,81/(6,3 \times 10^{-5})} = 395 \text{ rad/s.}$ olur. Mesnetlerin esnek oluşu kri-

tik hızı $\left(\frac{462 - 395}{462} \right) 100\% \approx 15\%$ kadar azaltır.



Şekil. 8-12



Şekil. 8-13

8. İki kütleli bir sistem için,

$$\frac{1}{\omega^4} - (a_{11}m_1 + a_{22}m_2) \frac{1}{\omega^2} + (a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})m_1m_2 = 0$$

frekans ifadesini çıkarınız.

Çözüm:

1. Şekil 8-13'e bakınız. Mili dönüyor kabul ediniz. İki kütle üzerinde $m_1y_1\omega^2$ ve $m_2y_2\omega^2$ santrifüj kuvvetlerinin etkisiyle sehime maruz kaldığını farz edelim.

$$y_1 = a_{11}m_1y_1\omega^2 + a_{12}m_2y_2\omega^2,$$

$$y_2 = a_{22}m_2y_2\omega^2 + a_{21}m_1y_1\omega^2$$

2. Yukarıdaki ifadeyi tekrar düzeltiniz. y_1 ve y_2 katsayıları biraraya toplayıp, her iki tarafı ω^2 ile bölerek,

$$(a_{11}m_1 - 1/\omega^2)y_1 + (a_{12}m_2)y_2 = 0, \quad (a_{21}m_1)y_1 + (a_{22}m_2 - 1/\omega^2)y_2 = 0$$

3. İfadeleri y_1/y_2 için çözecek olursak,

$$\frac{y_1}{y_2} = \frac{a_{12}m_2}{1/\omega^2 - a_{11}m_1}, \quad \frac{y_1}{y_2} = \frac{1/\omega^2 - a_{22}m_2}{a_{21}m_1}$$

$$\text{Sonra, } \frac{a_{12}m_2}{1/\omega^2 - a_{11}m_1} = \frac{1/\omega^2 - a_{22}m_2}{a_{21}m_1}$$

bu da aşağıdaki şekilde düzenlenebilir

$$\frac{1}{\omega^4} - (a_{11}m_1 + a_{22}m_2) \frac{1}{\omega^2} + (a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})m_1m_2 = 0$$

4. Daha basitçe diyebiliriz ki, (2) de yazılmış ifadelerle yetinebilmek için, y_1 ve y_2 katsayılarının determinantlarının birleştirilmesi gerekir.

$$\begin{vmatrix} (a_{11}m_1 - 1/\omega^2) & (a_{12}m_2) \\ (a_{21}m_1) & (a_{22}m_2 - 1/\omega^2) \end{vmatrix} = 0$$

5. Daha fazla kütle halinde frekans ifadesini geliştirebilmek için, aynı işlemi takip edebiliriz. Bunun için de her kütle için bir sehimi ifadesi yazılabilir. Önceden yazılmış ifadelerle yetinebilmek için, katsayıların determinantlarının birleştirilmesi gerekir.

9. İki kütleli bir sistem için Dunkerley denklemini çıkarınız.

Çözüm:

1. 8. Problemden çıkarılmış ifadeyle işe başlayacağız.

$$\frac{1}{\omega^4} - (a_{11}m_1 + a_{22}m_2) \frac{1}{\omega^2} + (a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})m_1m_2 = 0$$

2. $x^2 + bx + c = 0$, formundaki herhangi bir denklem için, köklerin toplamı $-b$; $x_1 + x_2 = -b$. böylece frekans ifadesi,

$$(1/\omega_{c1}^2 + 1/\omega_{c2}^2) = a_{11}m_1 + a_{22}m_2$$

şekline girer. ω_{c1} ve ω_{c2} birinci ve ikinci kritik hızlardır.

3. ω_{c2} , ω_{c1} den büyüktür, çoğu zaman tercihan büyüktür. Sonra, $1/\omega_{c1}^2$ da $1/\omega_{c2}^2$ dan büyük olacaktır. Böylece, yaklaşık olarak, $1/\omega_{c1}^2 = a_{11}m_1 + a_{22}m_2$ bulunur.

4. Şimdi, $a_{11}m_1 = a_{11}W_1/g$ ve $a_{11}W_1 = \delta_{11}$ 1. no'lu kütlede statik sehimi, W_1 tek başına etkiyerek, bu şekili almaktadır. Neticede,

$$a_{11}m_1 = \delta_{11}/g = 1/\omega_{c1}^2, \quad \omega_{c1} \text{ kritik hız olmak üzere, sadece 1 no'lu kütle mevcutsa gerçekleşecektir. Benzer şekilde, } a_{22}m_2 = 1/\omega_{c2}^2 \text{ bulunur.}$$

5. Böylece, $1/\omega_{c1}^2 = 1/\omega_{c1}^2 + 1/\omega_{c2}^2$, yaklaşık olarak, Dunkerley ifadesi.

6. Dunkerley denkleminin, kritik hızı, daha küçük bulmasını etkileyen, daha önceki ifadenin nedenini göreceğiz. Dunkerley denklemine göre, $1/\omega_{c1}^2 = a_{11}m_1 + a_{22}m_2$ dir, aslında, $1/\omega_{c1}^2 = a_{11}m_1 + a_{22}m_2 - 1/\omega_{c2}^2$ olmaktadır.

10. D çapındaki bir çelik mil 1200 d/dk da birinci kritik hızı göstermektedir. Mil içi boşaltılmak için delinecek olursa, iç çap $3/4D$ olmaktadır. Kritik hızı hesaplayınız.

Çözüm:

1. ω_c^2 , $1/\delta$ ile doğru orantılıdır. Ayrıca, $\omega_{ch}^2/\omega_{cs}^2 = \delta_s/\delta_h$ dir. Zira, ω_{ch} , içi boş milin kritik hızı ω_{cs} ve ω_{cs} de dolu milin kritik hızıdır. δ_s dolu milin statik sehimi, ve δ_h de içi boş milin sehimidir. (Aynı noktada ölçülmüş halde).

2. Milin içinin boşaltılması, ağırlığı ve mukavemeti azaltacaktır. Neticede sehime iki şekilde etkimektedir.

$$\text{Ağırlığın düşürüldüğü oran, } \frac{W_h}{W_s} = \frac{D^2 - (3/4D)^2}{D^2} = \frac{7}{16}$$

$$\text{Kesitin, } I, \text{ atalet momenti, azaldığı oran, } \frac{I_h}{I_s} = \frac{D^4 - (3/4D)^4}{D^4} = \frac{175}{256}$$

3. δ , W/l ya doğru orantılıdır. Neticede, $\delta_s/\delta_h = (16/7)(175/256) = 1,562$ ve
 $\omega_{ch} = \omega_{cs} \sqrt{\delta_s/\delta_h} = 1200 \sqrt{1,562} = 1500 \text{ d/dk}$

Kütlenin azalması, kritik hızı artırıcı yönde etkimektedirken, mukavemeti azalmaya meyillidir. Kütle mukavemetten daha fazla azaltılmıştır. Böylece, görülen net tesir, kritik hızı artırma yönünde olacaktır.

Tamamlayıcı Problemler

11. 500mm aralıkta bulunan iki yatak, bir mili taşımaktadır. Sol taraftaki yataktan 175mm sağda, 37kg gelen bir kasnak bulunmaktadır. Statik sehimi eğrisi aşağıdaki değerleri vermektedir.

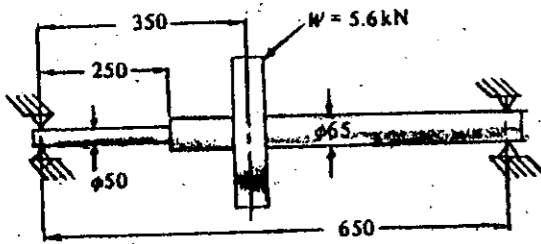
Sol taraftaki yataktan olan mesafe, mm	0	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
Sehim μm	0	25	75	125	175	200	225	200	150	50	0

Kritik hızı hesaplayınız. Cev. 2400d/dk, yaklaşık.

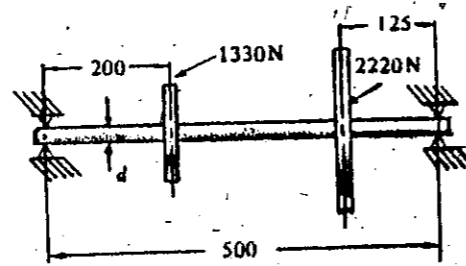
12. Çelik bir mil 1 metre boyunda olup, basitçe uçlardan yataklanmıştır. 500mm lik kısmının çapı 76,2mm dir. Milin geri kalan kısmının çapı ise, 63,5mm dir. Çap değişikliği olan noktalara her biri 1,335kN gelen kütleler asılmıştır. Milin kütlesini ihmal ederek, Rayleigh-Ritz denklemini kullanarak birinci kritik hızı hesaplayınız. Cev. $\delta_1 = \delta_2 = 1.07 \times 10^{-4} \text{ m}$, $\omega_c = 303 \text{ rad/s}$

13. Şekil. 8-14'de görülen çelik mil için kritik hız hangi değerdedir. Mil kütlesini ihmal ediniz. Cev. 1910d/dk.

14. Şekil. 8-15'de görülen mil paslanmaz çelikten mamüldür. ($E=175 \text{ GPa}$). Birinci kritik hızın 3600d/dk yı geçmemesi istendiğine göre emniyetli mil çapını hesaplayınız. Cev. $d = 48,3 \text{ mm}$



Şekil. 8-14

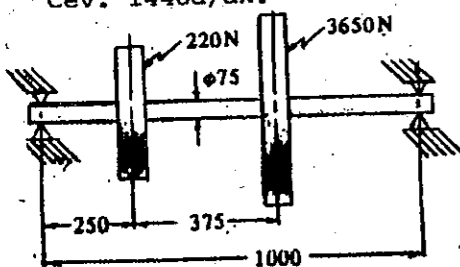


Şekil. 8-15

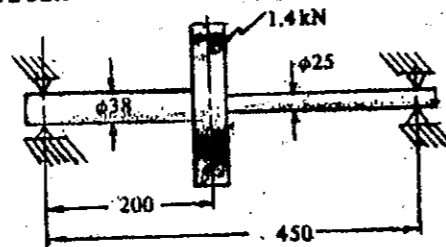
15. Dunkerley denklemini kullanarak, Şekil. 8-16'daki çelik mil için birinci kritik hızı hesaplayınız. Cev. 1750d/dk.

16. 5. Problemdaki mil için, Şekil. 8-10, Dunkerley denklemini kullanarak, birinci kritik hızı hesaplayınız. Cev. 4100d/dk.

17. Şekil. 8-17'de görülen çelik mil için kritik hız ne kadar olacaktır. Cev. 1440d/dk.



Şekil. 8-16



Şekil. 8-17

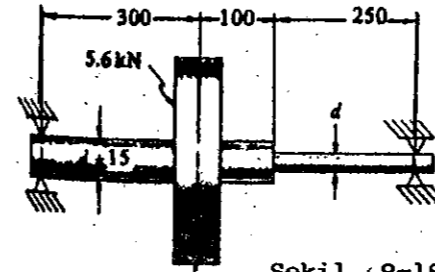
18. Şekil. 8-18'de görülen çelik mil, kritik hız 1800d/dk yı geçmeyecek şekilde dizayn edilecektir. Gerekli en küçük mil çapını hesaplayınız. Cev. 50mm.

19. Bir milde kritik hız 800d/dk olarak bilinmektedir. Mil çapı iki katına çıkarılırsa, kritik hız ne kadar olur? Cev. 1600d/dk.

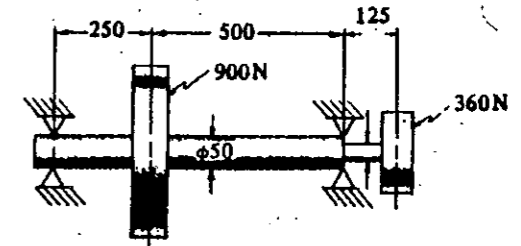
20. Bir mil 1 ve 2 no'lu noktalarında iki eşit kütle taşımaktadır. Sadece 1 kütlenin mevcudiyeti ile, 1 ve 2 noktasındaki statik sehimi 0,2mm ve 0,18mm olmaktadır. Sadece 2. kütlenin mevcudiyeti ile, 1 ve 2 noktasındaki sehimler 0,18mm ve 0,25mm dir. İki kütleli sistem için, birinci kritik hızı hesaplayınız. Cev. 1410d/dk (Dunkerley), 1483d/dk (Rayleigh-Ritz).

21. 20. Problemden tarif edilen mil için, frekans ifadesini kullanarak, birinci ve ikinci kritik hız hesabını yapınız. (Not: $m_1 = m_2 = m$, $a_{11} = 0,20/mg$, $a_{21} = 0,18/mg = a_{12}$, $a_{22} = 0,25/mg$. Cev. 1483d/dk, 4540d/dk.

22. Şekil. 8-19'da görülen çelik milde birinci ve ikinci kritik hızı hesaplayınız. Cev. 290rad/sn, 576rad/sn.



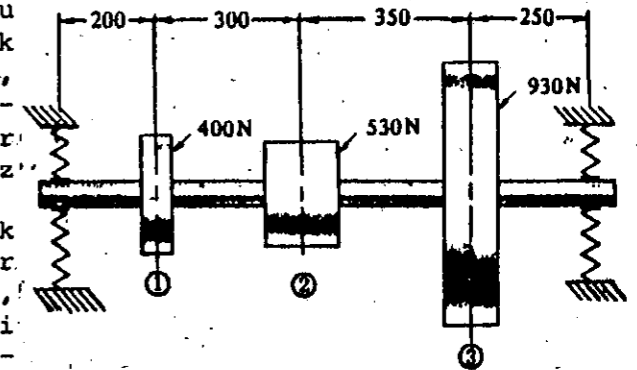
Şekil. 8-18



Şekil. 8-19

23. Dunkerley denklemini kullanarak, Şekil. 8-19'daki çelik mil için, birinci kritik hızı hesaplayınız. Cev. 259rad/sn.

24. Şekil. 8-20'de görülen çelik milde, statik sehimleri, mildeki eğilmeden dolayı $\delta_1 = 0,02 \text{ mm}$, $\delta_2 = 0,08 \text{ mm}$, $\delta_3 = 0,03 \text{ mm}$ olduğu görülmüştür. Mesnetler esnek olup, k katsayı $k = 35 \text{ MN/m}$, bir yay gibi esnekliğe sahiptirler. Yatay yönde, mesnetler rijiddir. Birinci kritik hız (hızları) araştırınız. Cev. İki birinci mod kritik hızı beklemekteyiz. Bir tanesi düşey sehimlerde, büyümeye meyilli, ikincisi yatay sehimlerde yine büyümeye meyilli haldedir. Bunlar için tahminlerimiz, Rayleigh-Ritz denkleminde dayanmaktadır. Bunlarda sırasıyla, 356rad/sn ve 418rad/sn dir.

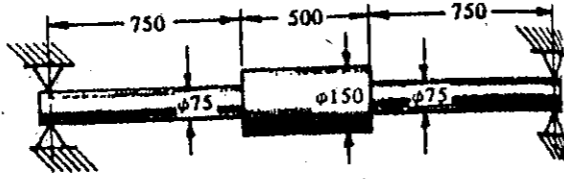


Şekil. 8-20

25. (a) Şekil. 8-21'de görülen mil için kritik hız hesabını yapınız. Yol Gösterme: 250mm kesitte, kütle merkezinde birikmiş gibi

milin 250mm lik boyunu kütle olarak farz ediniz. (Rayleigh-Ritz denklemini kullanınız).

- (b) Aynı mil için, daha hassas bir tahmin yapınız. 3 kütleli sistem gibi kabul ediniz. Kütlelerin her birini 75mm çapında kütle gibi alıp, ilgilikesitin kütle merkezinde etkili olduğunu ve aynı şekilde 150mm çapında kütle gibi alıp, kütlelerin her birinin kütle merkezinde etkili olduğunu kabul ediniz.



Şekil, 8-21

Cev. (a) 209rad/sn ($E = 200$ GPa ve çeliğin özgül ağırlığı $= 76,8 \text{ kN/m}^3$)

(b) (a) da olduğu gibidir. (Belirgin hassasiyet sınırları içinde.)

Tartışma : Aslında (b) den (a) ya göre biraz daha düşük değer beklemekteydik. Fakat fark çok küçük olmaktadır. Birinci mod kritik hızların tayini için, konsantre olmuş kütlelerin, oldukça kaba tahmine göre yayılı yüklerin değiştirilebileceği daha önceki tanımlarda gösterilmişti. Daha büyük kritik hızların tayininde, daha dar tahminlerin yapılması zorunludur.)

26. Kritik hızın mil dizaynında kriterlerden birisidir. Örnek için, 9. Bölüm, 12. probleme bakınız.

27. Şekil. 8-22'de görülen hava kompresörü için, kritik hız hesabı yapınız. Dört rotordan her biri 360N gelmekte (1/4 mil ağırlığı dahil olarak)dir. Çelik milin içi boştur. Dış çap 150mm ve iç çap 140mm dir.

Tartışma: Mil oldukça serttir. (Büyük I) Fakat kesit alanı küçüktür. Mil boyu dış çapın 5 katı kadardır. Bu özellikler, hesaplamada, kesme sehminin önemini çıkarmaktadır.

Cev. (a) Kesme sehmini ihmal ederek, ve Rayleigh-Ritz denklemini kullanarak, $\omega_c = 1230 \text{ rad/sn}$.

(b) Eğilme sehmine, kesme sehmine de ilave ederek ve Rayleigh-Ritz denklemini kullanarak, $\omega_c = 1100 \text{ rad/sn}$.



Şekil. 8-22

Millerde Güç Aktarımı

MİL DİZAYNI, değişik çalışma ve yükleme şartlarında güç ileten, yeterince mukavemet ve rijidlik sağlamak için mil çapının doğru bir şekilde tayininden ibarettir. Miller genellikle dairesel kesitli ve içi boş veya dolu olabilmektedir.

SÜNEK MALZEMELERDEN, mamul millerin dizaynında mukavemet esas alınır ve maksimum kesme teorisine göre kontrol edilir. Aşağıda verilen izahat dairesel kesitli sünek malzemeler için hazırlanmıştır. Kırılğan malzemelerden mamul miller için maximum normal gerilme teorisi geçerlidir. Miller çoğu zaman, burulmaya, eğilmeye ve eksenel yüke maruz kalmaktadırlar. Burulma yükleri için, burulma gerilmesi, τ_{xy}

$$\tau_{xy} = M_t/r/J = 16M_t/\pi d^3 \text{ Dolu miller}$$

$$\tau_{xy} = 16M_t d_o/\pi(d_o^4 - d_i^4) \text{ İçi boş miller}$$

Eğilme momentleri için, eğilme gerilmesi, s_b (çekme veya basma),

$$s_b = M_b/r/I = 32M_b/\pi d^3 \text{ Dolu miller}$$

$$s_b = 32M_b d_o/\pi(d_o^4 - d_i^4) \text{ İçi boş miller}$$

Eksenel yükler için çekme veya basma gerilmesi, s_a ,

$$s_a = 4F_a/\pi d^2 \text{ Dolu miller}$$

$$s_a = 4F_a/\pi(d_o^2 - d_i^2) \text{ İçi boş miller}$$

ASME ye göre içi boş mil için yazılacak ifade, burulma, eğilme ve eksenel yükleri birlikte içermektedir. Böylece, modifiye olmuş maximum kesme gerilmesi ifadesi uygulanışı, darbe, yorulma ve flombaj katsayıları da hesaba katılarak,

$$d_o^3 = \frac{16}{\pi s_y (1 - K^4)} \sqrt{\left[K_b M_b + \frac{\alpha F_a d_o (1 + K^2)}{8} \right]^2 + (K_t M_t)^2}$$

şeklinde yazılabilir. Küçük veya hiç eksenel yük bulunmayan bir dolu mil için ifade,

$$d^3 = \frac{16}{\pi s_y} \sqrt{(K_b M_b)^2 + (K_t M_t)^2}$$

halini alabilir

$$\tau_{xy} = \text{Burulma kesme gerilmesi, N/m}^2$$

$$M_t = \text{Burulma momenti, N m}$$

$$M_b = \text{Eğilme momenti, N m}$$

$$K = d_i/d_o$$

$$K_b = \text{Eğilme momentiyle kullanılan darbe ve yorulma faktörü,}$$

$$K_t = \text{Burulma momentinde kullanılan darbe ve yorulma faktörü,}$$

$$d_o = \text{mil dış çapı, m}$$

$$d_i = \text{mil iç çapı, m}$$

$$F_a = \text{eksenel yük, N}$$

Sabit miller için	K_b	K_t
Yük tedrici tatbik ediliyor	1,0	1,0
Yük birden tatbik ediliyor	1,5 2,0	1,5 2,0
Döner miller için		
Yük tedricen tatbik ediliyor	1,5	1,0
Yük aniden tatbik ediliyor (küçük darbe)	1,5 2,0	1,0 1,5
Yük aniden tatbik ediliyor (ağır darbe)	2,0 3,0	1,5 3,0

s_b = eğilme gerilmesi, (çekme veya basma), N/m^2

s_a = aksenal gerilme (çekme veya basma), N/m^2

Ticari çelik miller için ASME kodu,

s_b (Müsaade edilen) = 8000psi, kama yuvasız mil ($55MN/m^2$)

s_b (Müsaade edilen) = 6000psi, kama yuvalı mil ($40MN/m^2$)

Belli özellikler altında satın alınacak çelik miller için ASME standardı

s_b (Müsaade edilen) = Elastik limitin % 30'u, kopma gerilmesinin % 18 ini aşamaz. (Kama yuvasız), kama yuvası halinde bu değerlerin %25 daha azaltılır.

α = Kolon-etki katsayısı, çeki yükleri için flambaj katsayısı sonsuzdur. Basma yükleri için, aşağıdaki ifadeyle bulunabilir.

$$\alpha = \frac{1}{1 - 0.0044(L/k)} \quad \text{için } L/k < 115$$

$$\alpha = \frac{s_y}{\pi^2 n E} \left(\frac{L}{k} \right)^2 \quad \text{için } L/k > 115$$

$n = 1$ mesnetli uçlar için,

$n = 2,25$ Sabit uçlar için,

$n = 1,6$ uçlar kısmen bastırılmış, yataklarda olduğu gibi,

k = Jirasyon yarıçapı, $\sqrt{I/A}$, m

I = Dikdörtgen atalet momenti, m^4

A = Milin kesit alanı, m^2

s_y = Basma halinde, akma gerilmesi, N/m^2

BURULMAYA GÖRE MİLLER DİZAYNI, dönme açısına bağlıdır. Müsaade edilecek burulma miktarı kullanım durumuna bağlıdır ve makine tezgahlarındaki miller için 0,3dere./m ilâ düzgün miller için 3 derece/m. değerleri kullanılabilir.

$$\theta = 584M_t L / G(d_o^4 - d_i^4) \quad \text{içi boş dairesel miller için,}$$

$$\theta = 584M_t L / Gd^4 \quad \text{Dolu dairesel miller için,}$$

burada,

θ = Burulma açısı, Der.

L = Mil boyu, m

M_t = Burulma momenti, N m

G = Elastisitenin burulma modülü, N/m^2

d = Mil çapı, m

ENİNE RİJİDLİK İÇİN MİLLERİN DİZAYNI, uygun yatak çalışmalarında, müsaade edilen enine harekete bağlıdır. Yataklara benzer şekilde, makine takımlarındaki çalışmalar, yeterli dişli çalışmaları, mil salgılarının alınması ve diğer benzer istekler söylenebilir. Sapma değeri aşağıdaki ifadenin arka arkaya integrasyonu ile bulunabilir.

$$d^2 y / dx^2 = M_b / EI$$

burada,

M_b = Eğilme momenti, N m

E = Elastisite modülü, N/m^2

I = Atalet momenti, m^4

Eğer mil değişken kesitli ise, yukarıdaki ifade için grafiksel çözüm daha pratikdir. (5. Bölüme bakınız.)

MİLLERDE STANDART ÖLÇÜLERDEN, mümkün olduğu sürece kaçınılmamalıdır. Bu ölçüler malzeme özelliklerine ve satıcıya göre değişir. Dolu miller için tipik ölçüler şöyle olabilir.

25mm ye kadar, 0,5mm artışlarla,

25-50mm ye kadar, 1mm artışlarla,

50-100mm ye kadar, 2mm artışlarla,

100-200mm ye kadar, 5mm artışlarla,

EĞİLME VE BURULMA MOMENTLERİ, Mil dizaynını etkileyen ana faktörlerdir. Mil dizaynında ilk yapılacak işlerden birisi, önce, yüklü bir mil için eğilme momenti diyagramını çizmektir. Aynı şekilde yükler, milde birden fazla aksenal düzlemde etkili oluyorsa, birleşik moment diyagramının da çizilmesi gerekir. Eğilme momenti diyagramından kritik eğilme gerilmesi için noktaların tayini yapılabilir.

Mil üzerinde etkili, burulma momenti,

$$M_t = \frac{kW \times 1000 \times 60}{2\pi \cdot d/dk} = \frac{9550 \times kW}{d/dk} \text{ N m}$$

ile bulunabilir. Ayrıca kayış kasnaklı sistem için, Tork,

$$M_t = (T_1 - T_2)R \text{ N m}$$

burada,

T_1 = kasnakdaki kayışın gergin tarafındaki çeki kuvveti, N

T_2 = kasnakdaki kayışın, gevşek tarafındaki kuvvet, N

R = kasnak yarıçapı, m

Dişli sistemler için, Tork;

$$M_t = F_t R$$

den bulunabilir. Burada,

F_t = Taksimat dairesi (Taksimat) yarıçapında, teğetsel kuvvet, N

R = Taksimat dairesi yarıçapı, m

Çözümlü Problemler

1. 1 metre boyundaki çelik bir milden 3600d/dk da dönerken 65kW aktarması istenmektedir. A.C. motoruyla D.C. jeneratörü arasında esnek bir kaplin bulunmaktadır. Gerekli mil çapını hesaplayınız.

Çözüm:

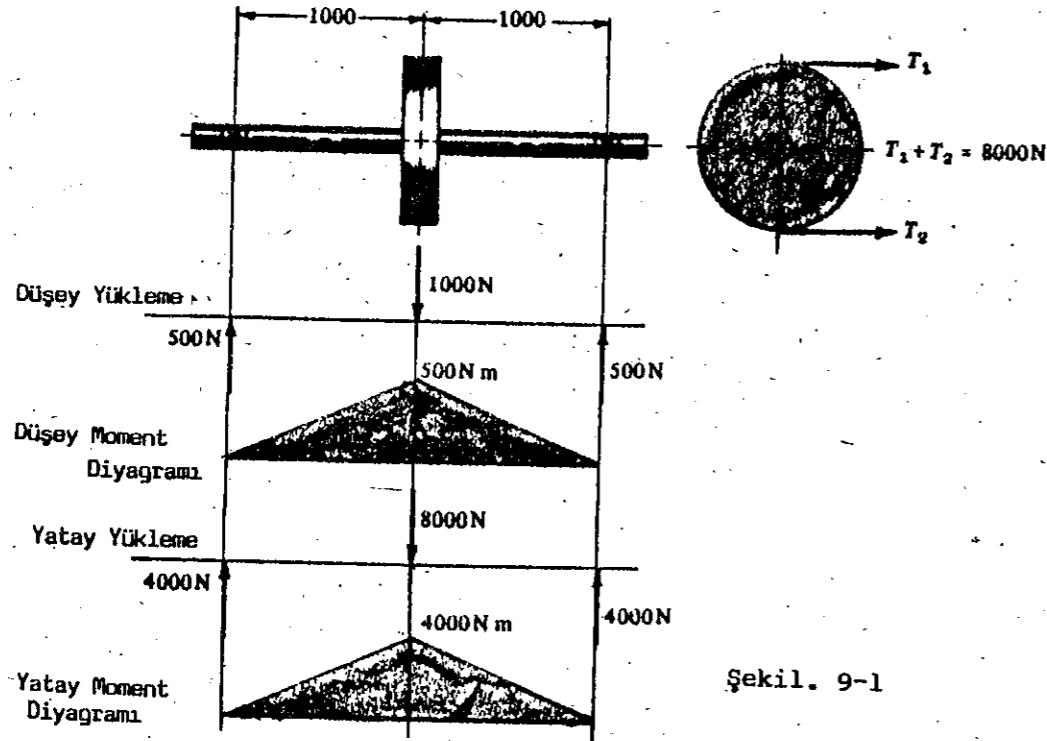
Bu durumda, milde sadece burulma gerilmesi bulunmaktadır. Zira, yük tedricen tatbik edilmektedir.

s_s (müsaade edilen) = 40MN/m^2 milde kama yuvası olduğu farzedilmektedir.

$$s_s(\text{müsaade edilen}) = 16M_t/\pi d^3$$

$$40 \times 10^6 = (16 \times 65 \times 9550/3600) \frac{1}{\pi d^3} \text{ veya } d = 28,0\text{mm. En yakın standart } 29\text{mm yi kullanınız.}$$

2. Yataklar arasında 2m boyunda bir ticari çelik mil, tam orta noktasında 1000N luk bir kasnak taşımaktadır. (Şekil. 9-1) Kasnak mile kamalanmıştır ve sağdaki yatağın hemen dışındaki bir esnek kaplin yardımıyla 150d/dk da 30kW lık güç aktarılmaktadır. Kayış düzeni yatay olup, kayıştaki çeki gerilmesi 8000N'dür. $K_t = K_b = 1.5$ olarak kabul edilecektir. Gerekli mil çapını ve yataklar arasındaki burulma açısını hesaplayınız. $G = 80\text{GN/m}^2$.



Şekil. 9-1

Çözüm:

Mil üzerinde etkili maksimum eğilme ve burulma momentlerinin başlangıçta tayini gerekmektedir.

$$M_b(\max) = \sqrt{500^2 + 4000^2} = 4031\text{N m}, M_t(\max) = 30(9550)/150 = 1910\text{N m}$$

s_s (müsaade edilen) = 40MN/m^2 kama yuvalı mil için, sonra,

$$d^3 = \frac{16}{\pi s_s} \sqrt{(K_b M_b)^2 + (K_t M_t)^2} = \frac{16}{40\pi \times 10^6} \sqrt{(1,5 \times 4030)^2 + (1,5 \times 1910)^2}$$

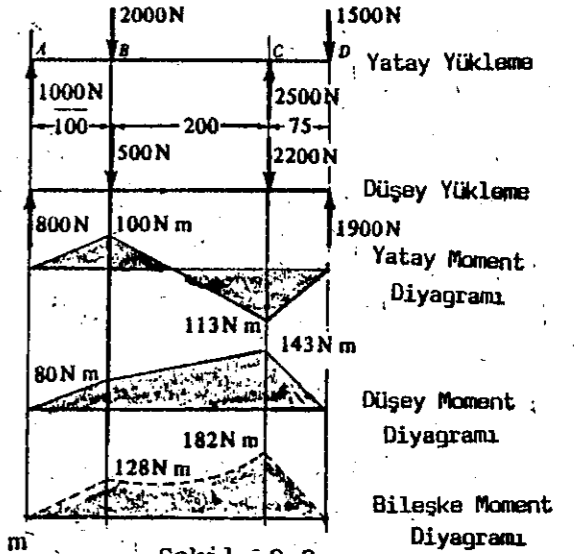
Buradan, $d = 94,8\text{mm}$ bulunur. 96mm en yakın standarda yakın olduğu için kullanınız.

$$\theta = \frac{584 M_t L}{G d^4} = \frac{584 \times 1910 \times 1}{80 \times 10^9 \times 0,096^4} = 0,164^\circ \text{ dönme.}$$

3. Şekil. 9-2'de iki dişli taşıyan çelik mile etkiyen kuvvetler gösterilmiştir. Dişlikler B ve D'de kamalanmışlardır. A ve C kaymalı yatak merkezleridir. Milin 650d/dk da döndüğü ve 6kW lık güç aktardığı söylenmektedir. Kama yuvası açılmış bölge için müsaade edilen gerilme 8MN/m^2 ve $K_b = K_t = 1,5$ dir.

(a) Yatay, dikey ve bileşke eğilme momentleri diyagramlarını çiziniz. Değişiklik noktalarındaki değerleri belirtiniz.

(b) Gerekli mil çapını, mm olarak hesaplayınız. Kritik kesiti gösteriniz.



Şekil. 9-2

Çözüm: C yatağında,

$$M_t(\max) = 6(9550)/650 = 88\text{N m} \quad M_b(\max) = 182\text{N m}$$

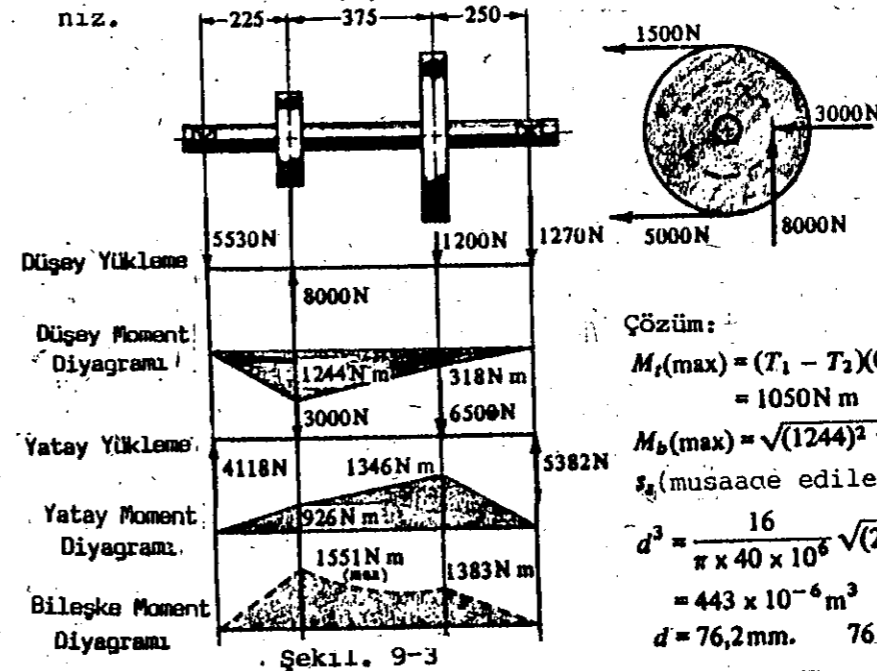
$$d^3 = \frac{16}{\pi(80 \times 10^6)} \sqrt{(1,5 \times 182)^2 + (1,5 \times 88)^2} \quad d = 26,8\text{mm. } 27\text{mm. alınınız.}$$

B dişlisinin sağında, $M_t(\max) = 88\text{N m}$ $M_b(\max) = 128\text{N m}$

$$\text{ve } d = 27,04\text{mm. } 27\text{mm. alınınız. } d^3 = \frac{16}{\pi(0,75)(80 \times 10^6)} \sqrt{(1,5 \times 128)^2 + (1,5 \times 88)^2}$$

Not: B dişlisindeki eğilme momentinin, C noktasındaki yatağın eğilme momentinden az olduğunu hatırlayarak, B'deki kama yuvasından dolayı, aynı çapta mil yeterli olacaktır.

4. Yatay bir kayış kasnak sisteminden hareket alan 600mm çapındaki bir kasnak, hareketini, 262mm çapındaki bir pinyon dişlinin, hareketini mile aktarmasıyla almaktadır. Makara 1200N gelmektedir. Elemanların yerleştirilmesi, kayışlardaki çeki kuvvetleri, ve pinyondaki dişli kuvvetlerinin bileşenleri Şekil. 9-3'de gösterilmiştir. Darbe ve yorulma faktörleri, $K_b = 2$ ve $K_t = 1,5$ ise, gerekli mil çapını hesaplayınız.



Şekil. 9-3

Çözüm:

$$M_t(\max) = (T_1 - T_2)(0,3) = (5000 - 1500)(0,3) = 1050\text{N m}$$

$$M_b(\max) = \sqrt{(1244)^2 + (926)^2} = 1551\text{N m}$$

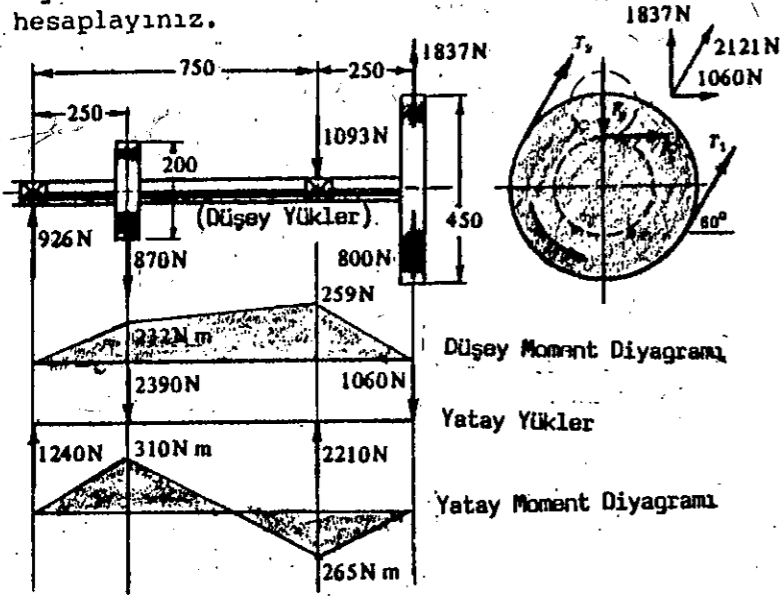
$$s_s(\text{müsaade edilen}) = 40\text{MN/m}^2$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi \times 40 \times 10^6} \sqrt{(2 \times 1551)^2 + (1,5 \times 1050)^2}$$

$$= 443 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$d = 76,2\text{mm. } 76\text{mm. alınınız.}$$

5. 600d/dk da dönen bir makine mili, aralarındaki açıklık 750mm olan iki yatak tarafından taşınmaktadır. Şekil. 9-4'e bakınız. Sağdaki yatağın 250mm sağ tarafında bulunan 450mm çapındaki makaranın tespit edildiği milde 15kW lık bir güç aktarılmaktadır. Güç, milden, soldaki yatağın 250mm sağında 200mm çapında bir konik dişlisiyle aktarılmaktadır. Kayış kasnak düzeni yatayla 60° lik açı yapmaktadır. Makara 800N gelmektedir. Kayıştaki çeki kuvvetleri arasındaki oran 3:1 dir. Dişlideki diş formu 20° dir ve adı geçen dişli mil üzerindeki diğer bir dişliyle eş çalışmaktadır. Mil malzemesi kopma gerilmesi 500MN/m² ve akma gerilmesi 310MN/m² dir. $K_b = 1,5$ ve $K_t = 1,0$ alarak, gerekli mil çapını hesaplayınız.



Şekil. 9-4

Çözüm:

$$M_r = 15(9550)/600 = 239 \text{ N m}$$

$$(T_1 - T_2)(0,225) = 239 \text{ dan } T_1 = 3T_2 \text{ ve } T_2 = 531 \text{ N, } T_1 = 1590 \text{ N } (T_1 + T_2) = 2121 \text{ N bulunur.}$$

$$(0,1)F_r = 239, F_r = 2390 \text{ N, } F_r = 2390 \tan 20^\circ = 870 \text{ N}$$

$$18\% \times 500 = 90 \text{ MN/m}^2, 30\% \times 310 = 93 \text{ MN/m}^2, s_r (\text{müsaade edilen}) = 75\% \times 90 = 67,5 \text{ MN/m}^2$$

$$M_b(\text{max}) = \sqrt{232^2 + 310^2} = 387 \text{ N m}$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi \times 67,5 \times 10^6} \sqrt{(1,5 \times 387)^2 + 239^2} \text{ veya } d = 36,2 \text{ mm. } 37 \text{ mm alınınız.}$$

6. İçi boş milde dış çap 500mm ve iç çap 300mm dir. Mil aralarında 6 metrelik açıklık bulunan iki yatak tarafından taşınmaktadır. Mil, esnek bir kaplından hareketi alıp, diğer ucunda bulunan bir gemi pervanesini 100d/dk da çevirmektedir. Pervanedeki max. zorlanma 500kN iken mil 6000kW lık güç aktarmaktadır. Mil 60kN gelmektedir. Milin ağırlığını ve kolon etkisini gözönüne alarak, mildeki maximum kesme gerilmesini hesaplayınız. $K_b = 1,5$ ve $K_t = 1,0$ alınacaktır.

Çözüm:

$$M_b(\text{max}) = WL/8 = (60,000)(6)/8 = 45,000 \text{ N m}$$

$$M_r(\text{max}) = 6000(9550)/100 = 573,000 \text{ N m}$$

$$I = \pi(0,5^4 - 0,3^4)/64 = 2,67 \times 10^{-3} \text{ m}^4, A = \pi(0,5^2 - 0,3^2)/4 = 0,126 \text{ m}^2$$

$$k = \sqrt{I/A} = \sqrt{2,67 \times 10^{-3}/0,126} = 0,146 \text{ m, } L/k = 6/0,146 = 41,1 \text{ ki bu da } < 115 \text{ dir. Sonuç,}$$

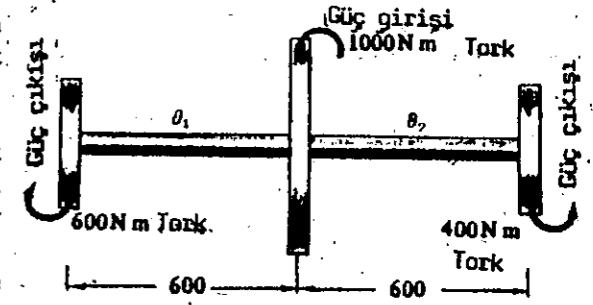
$$\alpha = \frac{1}{1 - 0,0044(41,1)} = 1,22$$

$$d_o = 0,5 \text{ m, } d_i = 0,3 \text{ m, ve } K = d_i/d_o = 0,3/0,5 = 0,6$$

$$s_r = \frac{16}{\pi d_o^3 (1 - K^4)} \sqrt{\left[K_b M_b + \frac{\alpha F_r d_o (1 + K^2)}{8} \right]^2 + (K_t M_r)^2}$$

$$= \frac{16}{\pi (0,5)^3 (1 - 0,6^4)} \sqrt{\left[(1,5 \times 45,000) + \frac{1,22 \times 500,000 \times 0,5 (1 + 0,6^2)}{8} \right]^2 + (1 \times 573,000)^2} = 27,4 \text{ MN/m}^2$$

7. 1,2m boyundaki bir mil ortasında bulunan bir kasnakta 1000N.luk tork almaktadır. Şekil. 9-5. Milin sol uç tarafındaki dişli, bahis konusu torkun 600N.m.luk kısmını aktarırken, sağ uçtaki dişlide geri kalanı aktaracaktır. Mil çapı 50mm ise, sol uçtaki açısal sapmayı, sağ uçtaki mile göre hesaplayınız. Mil çelikten mamuldür. Kama yuvalarının etkisini ihmal ediniz.



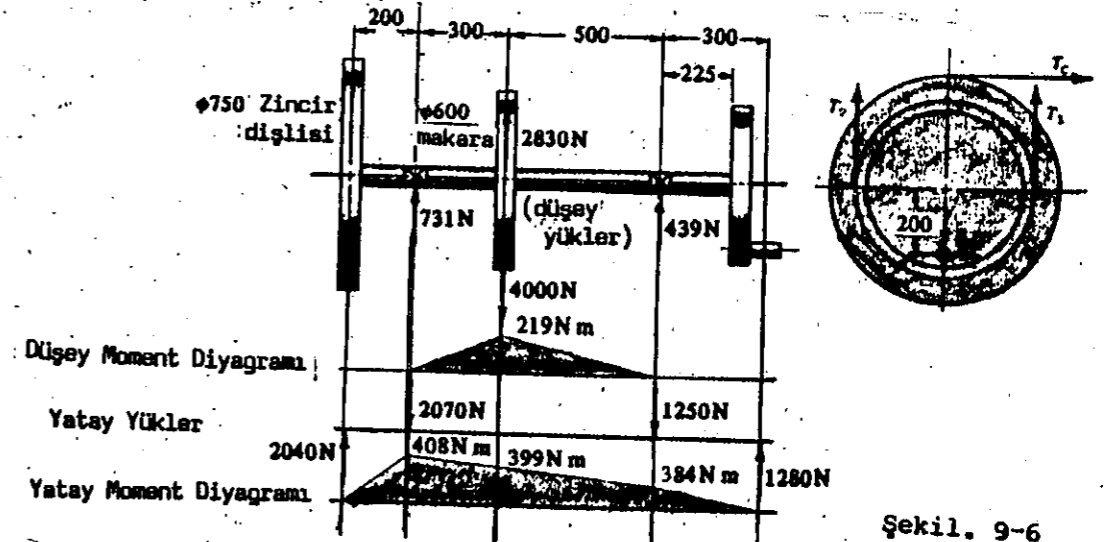
Şekil. 9-5

Çözüm:

Bir uçtaki açısal sapma, diğerine göre, uçlardaki sapmaların, merkeze göre farkları olarak ele alınırsa,

$$\theta_1 - \theta_2 = \frac{584(600)(0,6)}{Gd^4} - \frac{584(400)(0,6)}{Gd^4} = \frac{584(0,6)(600 - 400)}{(80 \times 10^9)(0,05)^4} = 0,140^\circ$$

8. Şekil. 9-6'da görülen bir zincir düzeniyle 750mm çapındaki bir zincir dişlisine 21kW lık güç aktarılmaktadır. 16kW, 4000N gelen 600mm çapındaki makara ve 8kW ise, 1200mm lik krankla alınmaktadır. Zincirin gergin tarafındaki kuvvet, T_c , ile gösteriliyor. Gevşek taraftaki kuvvet küçük olduğu için ihmal edilebilir. Çeki kuvvetleri arasındaki oran 4:1 dir. Mil 300d/dk da dönmektedir. Yükler makul darbelerle tatbik edilmektedir. $K_b = 2$, ve $K_t = 1,5$. s_r (müsaade edilen) = MN/m² ise gerekli mil çapını hesaplayınız. Zincir dişlinin ve kasnağın mile kama ile tespit edildiği kabul edilmektedir.



Şekil. 9-6

$(T_1 - T_2)(0.3) = 509$ dan ve $T_1 = 4T_2$ den $T_1 = 2260\text{N}$, $T_2 = 566\text{N}$ ve $(T_1 + T_2) = 2830\text{N}$ bulunur. $F_c = 1280\text{N}$

$M_t(\text{zincir dişli}) = 24 \times 9550 / 300 = 764\text{N m}$, $M_t(\text{kasnak}) = 2M_t(\text{krank}) = 225\text{N m}$

$M_b(\text{max}) = \sqrt{399^2 + 219^2} = 455\text{N m}$ kasnakta $M_t(\text{max}) = 764\text{N m}$ kasnakta

$$d^3 = \frac{16}{\pi s_s(0.75)} \sqrt{(K_b M_b)^2 + (K_t M_t)^2} = \frac{16}{\pi(55 \times 10^6)(0.75)} \sqrt{(2 \times 455)^2 + (1.5 \times 764)^2}$$

$$= 181 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

buradan da, $d = 56,5\text{mm}$ bulunur. 58mm alınız.

9. Burulma altındaki dolu bir milin dizaynındaki kontrol faktörü burulma açısı olan bir mil çapını hesaplayınız. Müsaade edilen kesme gerilmesi 55MN/m^2 ve maksimum müsaade edilebilen burulma $0,3$ derece/m dir. (Milde kama yuvası olmadığını kabul ediniz.) $G = 80\text{GN/m}^2$

Çözüm:

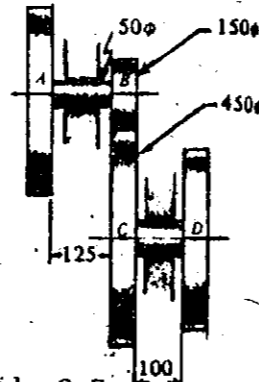
$$s_s(\text{müsaade edilen}) = 16M_t / \pi d^3, \quad \theta(\text{müsaade edilen}) = 584M_t L / Gd^4$$

$M_t = \theta d^4 G / 584L$ müsaade edilen burulmada aktarılan moment

$M_t = s_s \pi d^3 / 16$ müsaade edilen gerilmede aktarılan moment

Sonra $\frac{\theta d^4 G}{584L} = \frac{s_s \pi d^3}{16}$ veya $\frac{(0,3)(d^4)(80 \times 10^9)}{584} = \frac{55 \times 10^6 \pi d^3}{16}$ bunlardan, $d = 263\text{mm}$ bulunur.

10. AB ve CD milleri, Şekil. 9-7'de görüldüğü gibi düz dişlilerle irtibatlanmışlardır. A ya tatbik edilen çift AB milini 55MN/m^2 ye yaklaştırmak için, kesme gerilmesi 55MN/m^2 yi aşamayacak şekilde, CD milinin çapını hesaplayınız. Kama yuvalarını ve eğilme etkisini ihmal ediniz. $G = 80\text{GN/m}^2$.



Çözüm:

CD milindeki M_t , AB milindekinden 3 kat daha büyüktür.

AB milinin çapına d_1 ve CD milinin çapına d_2 ile gösterelim, böylece,

$$s_s \pi d_1^3 / 16 = s_s \pi d_2^3 / (16 \times 3)$$

ve $d_1 = 50\text{mm}$ olduğundan, gerekli $d_2 = 72\text{mm}$ olarak Şekil. 9-7 bulunur.

11. Bir uçakta, kontrol ve güç cihazlarının ağırlığını azaltmak için, güç aktarımında kullanılan millerin içlerinin boş olması arzu edilmektedir. Böyle bir uygulamada kullanılacak dolu mil yerine içi boş mil kullanılması halinde ağırlıktan ne kadar kazanç sağlanacağını gösteren bir ifade çıkarınız.

Çözüm:

Burulma ve eğilme yüklerine maruz dolu millerde, kesme gerilmesi,

$$s_s = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M_b^2 + M_t^2}$$

ve yukarıdaki burulma ve eğilme yüklerine maruz içi boş milde, kesme gerilmesi,

$$s_s = \frac{16d_o}{\pi(d_o^4 - d_i^4)} \sqrt{M_b^2 + M_t^2}$$

burada,

M_b = kritik kesitteki eğilme momenti, N m d_o = içi boş milin dış çapı, m

M_t = kritik kesitteki burulma momenti, N m d_i = içi boş milin iç çapı, m

İçi boş milin, dolu milleden aynı mukavemette olduğunu kabul ettiğimize göre, yukarıdaki ifadelerin sağ taraflarını eşitleyebiliriz.

Neticede, $\frac{16}{\pi d^3} = \frac{16d_o}{\pi(d_o^4 - d_i^4)}$ elde edilir. Böylece (1) $1 - \left(\frac{d_i}{d_o}\right)^4 = \left(\frac{d_i}{d_o}\right)^4$ bulunmuş olur.

Ağırlık ele alınarak, içi boş milin $(1 - N/100)$, katsayısı ile bağımlı olmak üzere dolu milden daha hafif olduğu söylenebilir. N, yüzde olarak ağırlıktan tasarrufu göstermektedir. Sonra,

$$\frac{\pi}{4}(d_o^2 - d_i^2)L\lambda = \left(1 - \frac{N}{100}\right) \frac{\pi}{4}d^2L\lambda \quad \text{veya} \quad (2) \quad (d_o^2 - d_i^2) = \left(1 - \frac{N}{100}\right)d^2$$

burada, L = mil boyu, m

λ = mil malzemesinin özgül ağırlığı, N/m^3

(1) ifadesinden d_i yi çekip (2) de yerine koyarak, N bulunur.

$$N = \left[1 - (d_o/d)^2 + \sqrt{(d_o/d)^4 - d_o/d}\right] 100$$

12. Şekil. 9-8(a)da görülen mil, mukavemet, kritik hız ve rijidliği düşünülerek dizayn edilecektir. P kasnağın güç, düz bir kayışla aktarılmakta ve burada güç G deki düz dişliden alınmaktadır. Mili iki rulmanlı yatak taşımaktadır.

Aşağıdaki bilgiler önceden verilmektedir.

Güç = 7,5kW (sürekli yük ortamı)

Mil hızı = 900d/dk

Mil sıcak haddelenmiş çelikten imâl edilecektir. ($s_u = 590\text{MN/m}^2$, $s_y = 380\text{MN/m}^2$)

Kasnak çapı = 250mm

Dişlideki pitch daireesi = 250mm

Kasnak ağırlığı = 120N

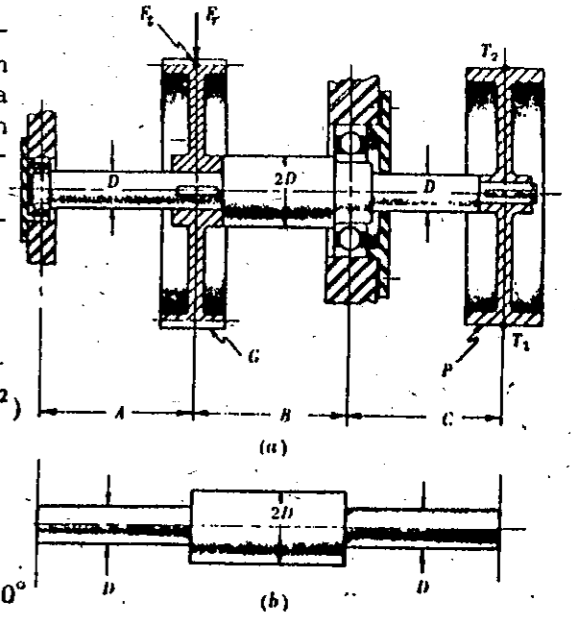
Dişlinin ağırlığı = 120N

Kayıştaki çekilme oranı, $T_1/T_2 = 2.5$

Dişli basınç açısı (kavrama açısı) = 20°

Kasnak ve dişli sıkı geçme ve kamalı

bağlanmışlardır. $A = B = C = 150\text{mm}$.



Şekil. 9-8

Kayıştaki kuvvetler kağıt düzlemine diktir. T_1 , gergin taraftaki çeki ve gevşek taraftaki çeki ise T_2 dir. Dişlideki teğetsel kuvvet F_t ve ayırma kuvveti F_r dir. F_t kağıt düzlemine diktir. Aşağıdaki sınırlamalar hesaba katılacaktır.

(a) Dişlideki mil $0,025\text{mm}$ den fazla sehim kazanacaktır.

(b) Yataklardan geçen milin göstereceği eğim 1° yi geçmeyecektir.

(c) Milin çalışma hızı, en düşük kritik hızın 160'ından fazla

olmayacaktır.

Çözüm: Dişlinin ve kasnağın göbeği mile direnç sağlamaktadır. Aynı zamanda her yatağın iç bileziğinde direnç sağladığı söylenebilir. Göbek uzun ise, etkisi kısa olana göre farklıdır. Bu problemde kullanılmak üzere, göbek yarı boyları, iç bilezikleri hesaba katılacaktır. Kasnak ve dişli kuşağının etkisi analiz sırasında ihmal edilebilir. Sonradan mil dizaynı Şekil. 9-8(b) de olduğu gibi basite indirgenir. ASME standardına göre arzu edilen mukavemet için, önç D çapını hesaplayacağız.

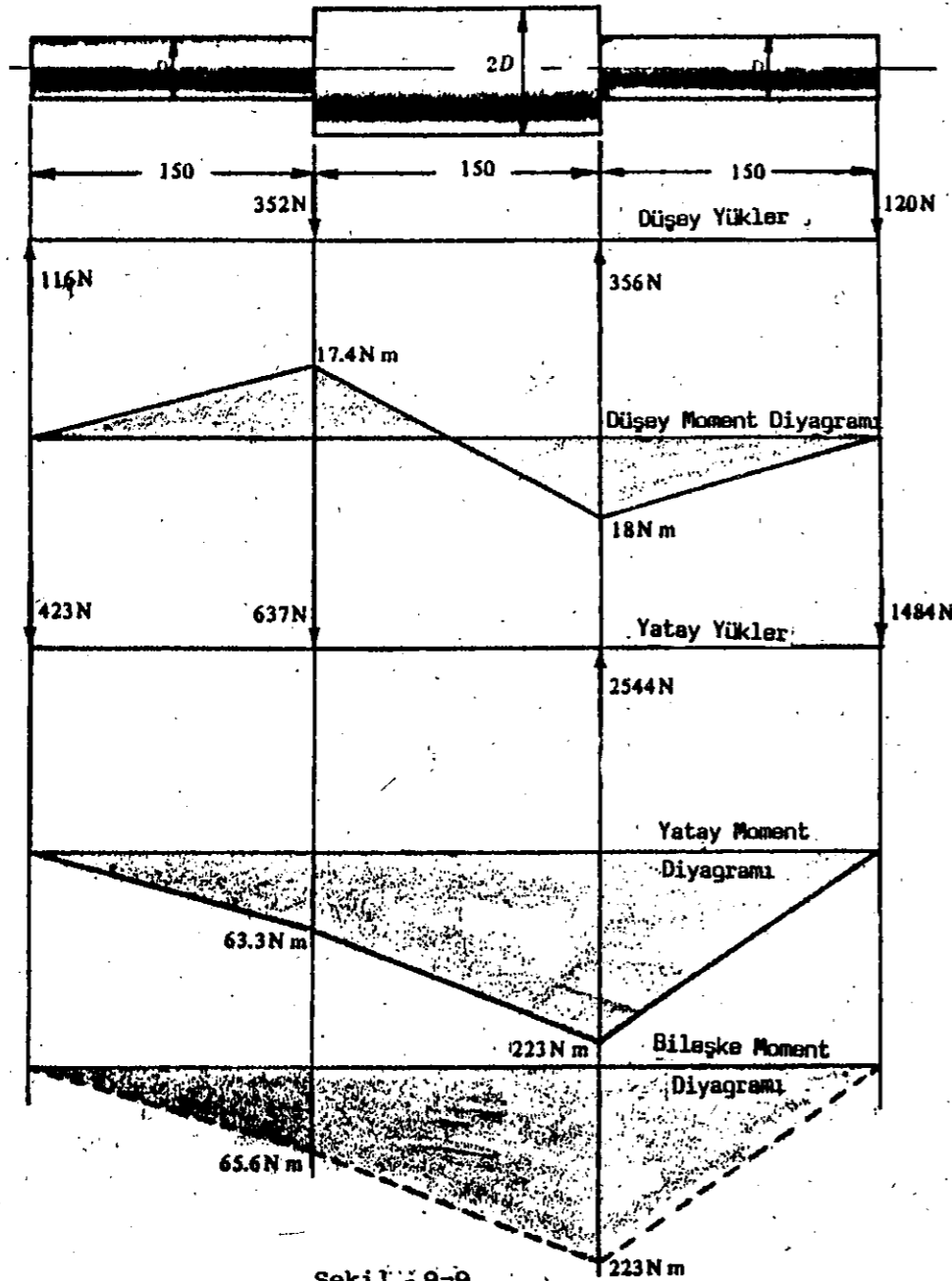
Kasnak ile dişli arasındaki tork, $M_t = (7,5)(9550)/900 = 79,6 \text{ N m}$
Kayışdaki çeki kuvvetleri toplamı da,

$(T_1 - T_2)(0,125) = 79,6$ ve $T_1 = 2,5T_2$
bulunur ki, $T_1 = 1060 \text{ N}$, $T_2 = 424 \text{ N}$ ve $(T_1 + T_2) = 1484 \text{ N}$ olmaktadır.

Aktarılan kuvvet, $F_t = 79,6/0,125 = 637 \text{ N}$

Radyal kuvveti, $F_r = 637 \tan 20 = 232 \text{ N}$

Yukarıdaki verilen bilgileri bir araya toplayarak, düşey ve yatak yükleri için bileşke kuvvet diyagramı Şekil. 9-9'da görüldüğü üzere çizilebilir.



Şekil. 9-9

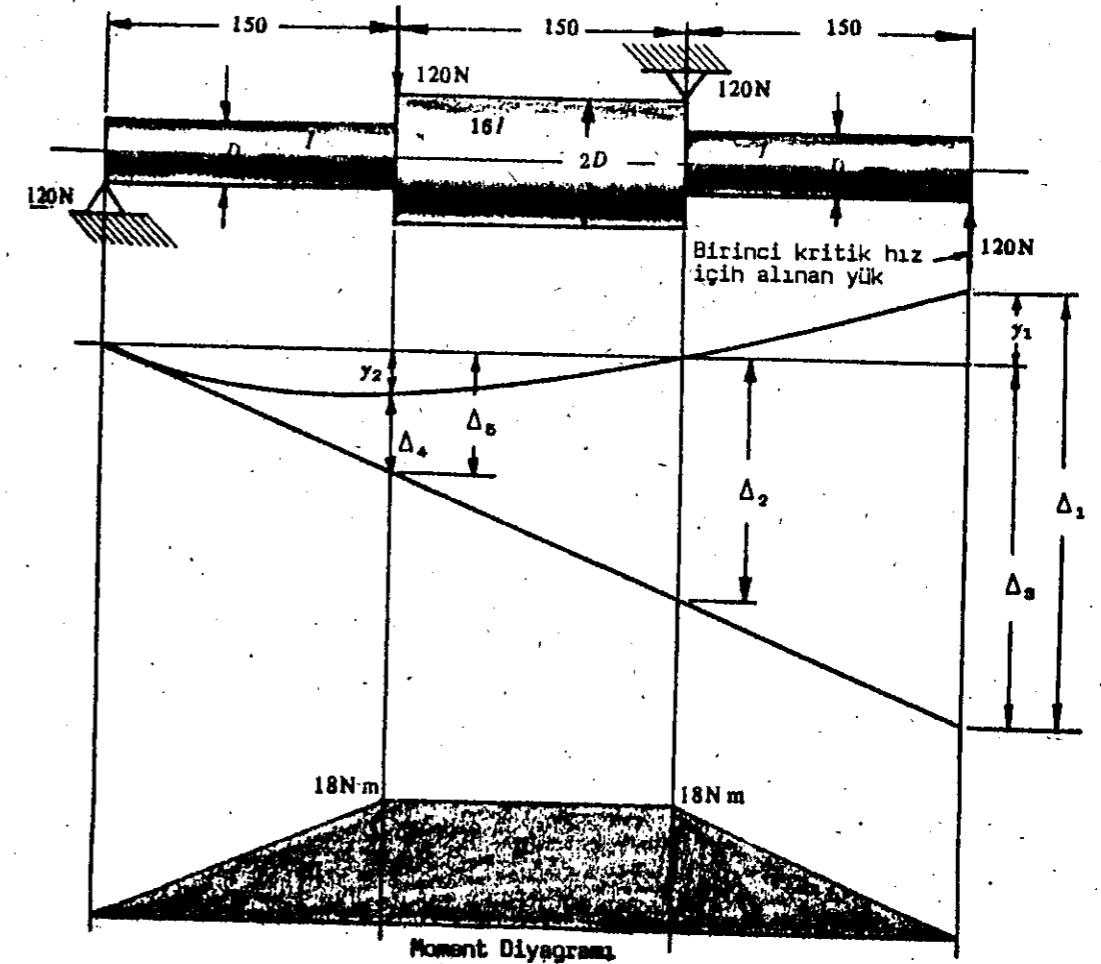
Müsaade edilen kesme gerilmesi, $18\% \times 590 \times 10^6 = 106 \text{ MN/m}^2$, $30\% \times 380 \times 10^6 = 114 \text{ MN/m}^2$ ile bulunabilir. Müsaade edilen 106 MN/m^2 değerini kullanınız.

Şekil. 9-9'dan görüleceği üzere, Maximum bileşke eğilme sağ yatakta ortaya çıkmaktadır. $M_b = 223 \text{ N m}$, $M_t = 79,6 \text{ N m}$

Sürekli yük için, $K_b = 1,5$ ve $K_t = 1,0$ olarak alınır ve $D = D = 25,5 \text{ mm}$ ve $2D = 51 \text{ mm}$ hesaplanmış olur.

$$D^3 = \frac{16}{\pi(106 \times 10^6)} \sqrt{(1,5 \times 223)^2 + (1 \times 79,6)^2} = 16,5 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

İkinci olarak, kritik hızın %60 altındaki çalışmalar için gerekli çapın hesabı için, dişli ve kasnağın ağırlığından dolayı ortaya çıkan, dişli ve kasnakta statik sehimin tayin edilmesi gereklidir. Birinci kritik hızı elde etmek için şunu unutmamak gerekir. Titreşimin birinci modunu sağlayabilmek için, milin sağ tarafında etkili olan kasnağın ağırlığının yukarıya doğru etkidiğini kabul etmemiz gerekir. Böyle bir durum için elastik eğrili mil ile moment diyagramı Şekil. 9-10'da gösterilmektedir. Gerekli sehimleri elde etmek için kullanılacak moment alan metodu için, solda elastik eğriye bir teğet çizmek gerekir. Takip eden sehimler için, M/EI diyagramlarını çizmek yerine $2D$ li bölüm için alınan atalet momentinin, D bölümü için, hesaplanacak atalet momentinin 16 katı olmak yeterli olur.



Şekil. 9-10

Δ_1 y_1 moment diyagramının sağ tarafına göre moment olarak bulabiliriz. I , D çaplı kesitin atalet momentidir. Çıkan değerleri yuvarlatarak,

$$\Delta_1 = \frac{(18)(0,15)(0,1)}{2EI} + \frac{(18)(0,15)(0,225)}{16EI} + \frac{(18)(0,15)(0,350)}{2EI} = \frac{0,645}{EI}$$

Δ_2 , y_1 ise, sağ yatağa göre momentler olarak bulabiliriz.

$$\Delta_2 = \frac{(18)(0,15)(0,075)}{16EI} + \frac{(18)(0,15)(0,2)}{2EI} = \frac{0,283}{EI}$$

Δ_3 , de oranlarla bulunur.

$$\Delta_3 = \left(\frac{0,450}{0,300}\right) \Delta_2 = \left(\frac{0,450}{0,300}\right) \left(\frac{0,283}{EI}\right) = \frac{0,425}{EI}$$

$$y_1 = \frac{0,645 - 0,425}{EI} = \frac{0,220}{EI}$$

$$\Delta_4 = \frac{(18)(0,15)(0,05)}{2EI} = \frac{0,0675}{EI}$$

$$\Delta_5 = \frac{\Delta_3}{3} = \frac{0,425}{3EI} = \frac{0,142}{EI} \text{ oran yapılarak}$$

$$y_2 = \Delta_5 - \Delta_4 = \frac{0,142 - 0,0675}{EI} = \frac{0,0745}{EI}$$

y_1 ve y_2 değerlerini kritik hız diyagramına yerleştirerek (8. Bölüme bkz.) ve bunu 1500d/dk ye eşitleyerek, zira 900d/dk nın %60 ıyla birlikte 1500d/dk olmaktadır.

$$2\pi \times 1500/60 = \sqrt{\frac{(9,81)[(120)(0,220) + (120)(0,0745)]/(EI)}{[(120)(0,220)^2 + (120)(0,0745)^2]/(EI)^2}} = 7,32\sqrt{EI}$$

buradan da $\sqrt{EI} = 21,5$, $E = 200 \text{ GN/m}^2$ neticede, $I = 2,30 \times 10^{-9} \text{ m}^4$ bulunur.

$I = \pi D^4/64$ den, $D = 14,7 \text{ mm}$ elde edilir, kritik hız 1500d/dk dır. Bu değer mukavmet düşünüldüğü zamanki çaptan daha azdır.

Düşünülen rijidlik için yapılacak dizayn için, dişlideki sehimi ve düşey ve yatay yüklemelerden dolayı milin sağ ve sol tarafında ortaya çıkan eğimi hesaplamak gerekli olacaktır. Şekil. 9-11, karşı tarafta, deki durum düşey yüklemelerden dolayı ortaya çıkan şekildedir. Elastik eğri çizilmiş ve A ve B noktalarında teğetler çizilmiştir. Moment diyagramı çizilmiştir. Momentlerin alınmasını kolaylaştırmak için, moment diyagramı parçalar halinde çizilmiştir. Şekilde, dört adet üçgen ve bir tanede dikdörtgen bölüm bulunmaktadır. Moment diyagramı sol reaksiyon kuvvetinden başlanarak sağ reaksiyona doğru gidilerek elde edilir, aynı şekilde sağ reaksiyondan başlanıp sol reaksiyona dönülebilir. Δ_1 , I, II, III ve IV bölümlerindeki momentleri olarak bulunabilir. $2D$ bölümünde moment $16EI$ ve D bölümünde ise EI ile bölünecektir. Ayrıca, III. bölgedeki momentin negatif olduğunu unutmamalıyız.

$$\Delta_1 = \frac{(17,4)(0,15)(0,05)}{(2)(16)EI} + \frac{(17,4)(0,15)(0,075)}{16EI} - \frac{(52,8)(0,15)(0,05)}{(2)(16)EI} + \frac{(17,4)(0,15)(0,2)}{2EI} = \frac{0,265}{EI}$$

$$\Delta_2 = \frac{(17,4)(0,15)(0,05)}{2EI} = \frac{0,0653}{EI}$$

$$\Delta_3 = \frac{1}{3}\Delta_1 = 0,133/EI \text{ oran yapılarak}$$

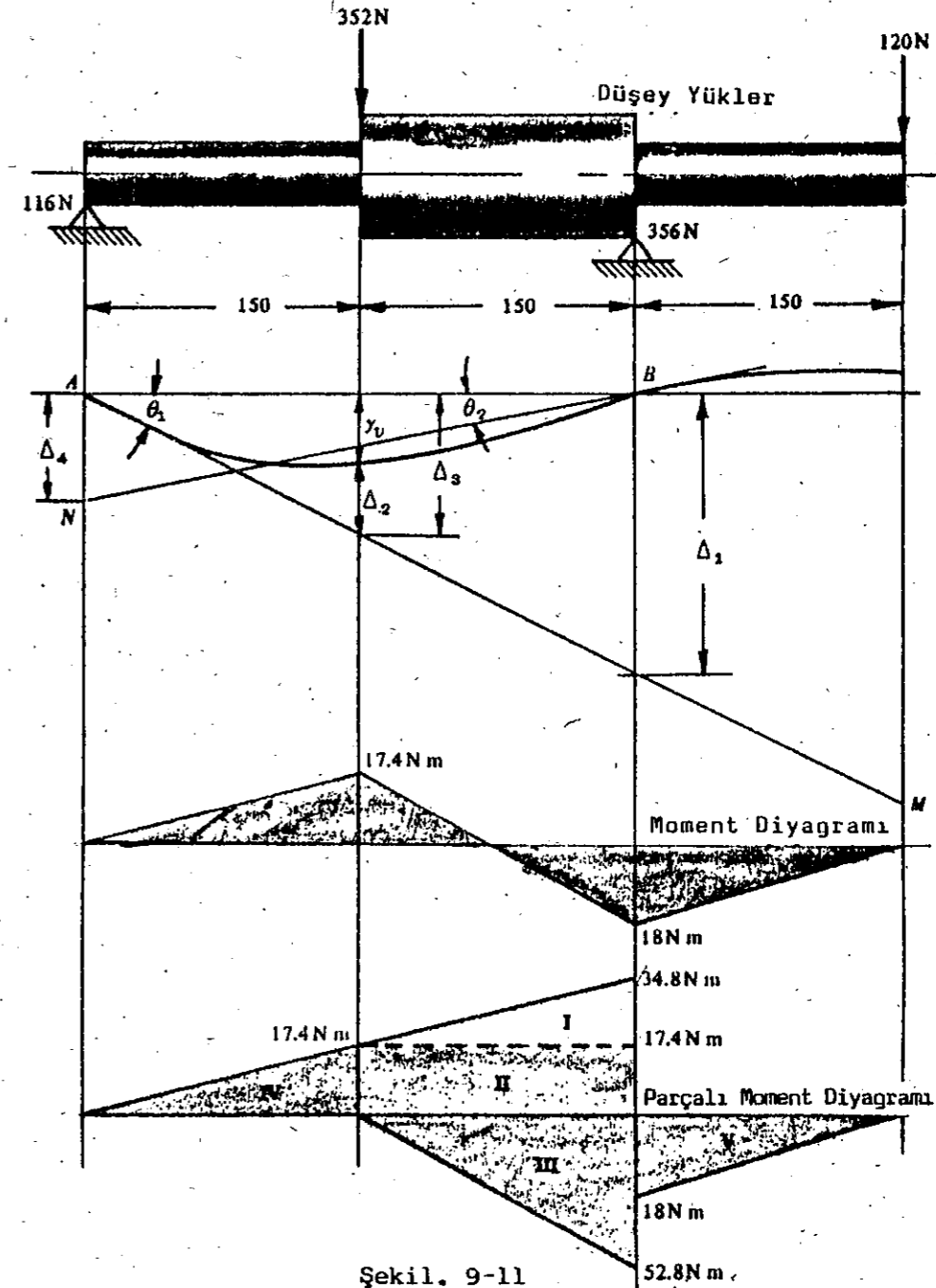
$$y_2 = \Delta_3 - \Delta_2 = \frac{0,0677}{EI} \text{ (Düşey düzlemde eş dişlideki sehim)}$$

$$\tan \theta_1 = \frac{0,133}{0,15EI} = 0,887/EI \text{ (Düşey düzlemde, soldaki yatakdaki eğim)}$$

Δ_4 = IV, I, II ve III bölümleri için momentler alınarak bulunabilir.

$$\Delta_4 = \frac{(17,4)(0,15)(0,1)}{2EI} + \frac{(17,4)(0,15)(0,25)}{(2)(16)EI} + \frac{(17,4)(0,15)(0,225)}{16EI} - \frac{(52,8)(0,15)(0,25)}{(2)(16)EI} = \frac{0,126}{EI}$$

$$\tan \theta_2 = \Delta_4/(0,3) = 0,420/EI \text{ (Düşey düzlemde, sağdaki yatakdaki eğim)}$$



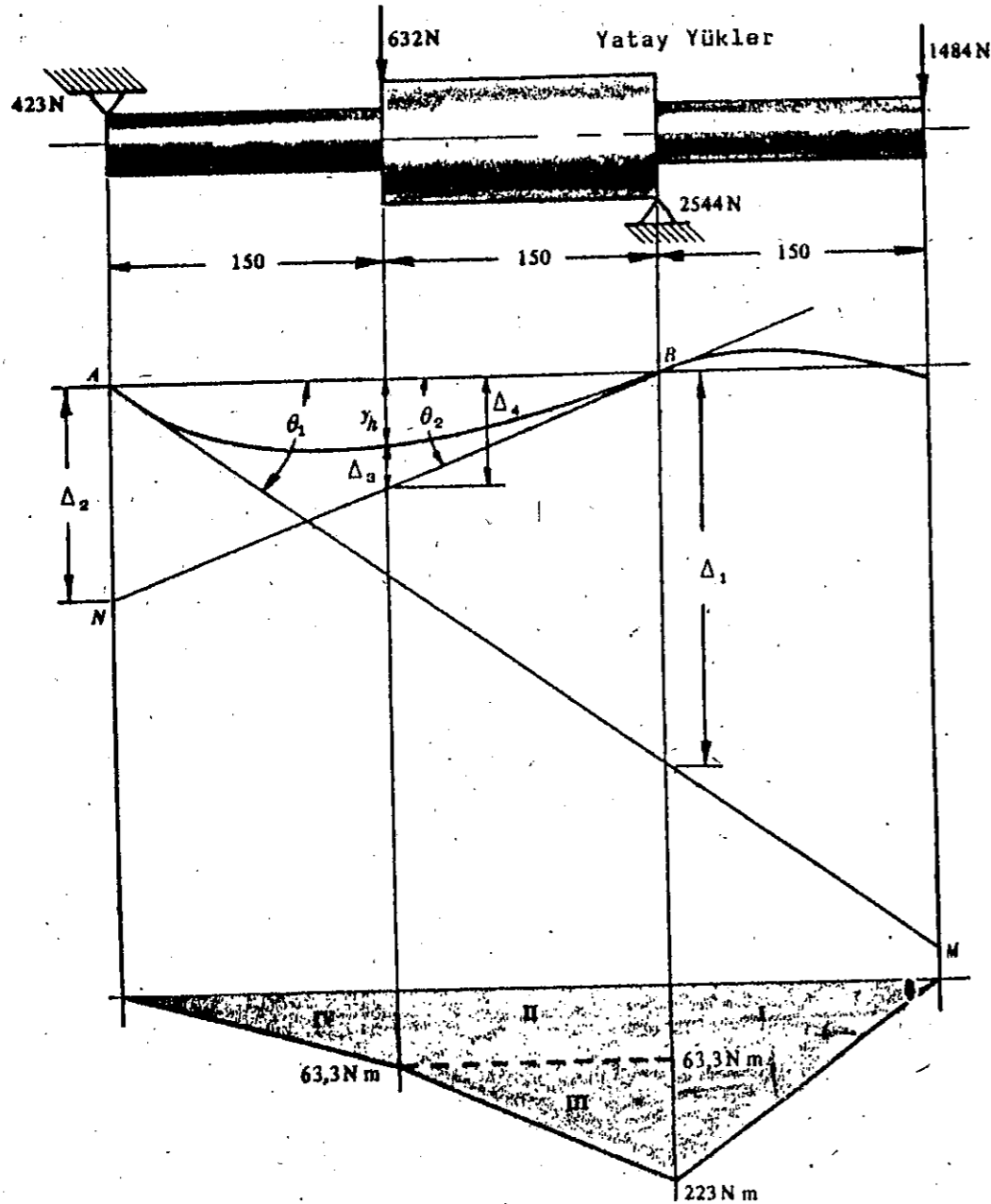
Şekil. 9-11

Şekil. 9-2'de görülen Şekil, yatay yüklemelere göre çizilmiştir. Elastik eğri ve A₁ ve B₁ noktalarında teğetler çizilmiştir. Moment diyagramı çizilmiş ve I, II, III ve IV bölgelerine ayrılmıştır. Δ₁, sağ yatağa göre, II, III ve IV bölümlerinin momentleri alınarak elde edilir.

$$\Delta_1 = \frac{(63,3)(0,15)(0,075)}{16EI} + \frac{(159)(0,15)(0,05)}{(2)(16)EI} + \frac{(63,3)(0,15)(0,2)}{2EI} = \frac{1,032}{EI}$$

$$\tan \theta_1 = \frac{1,032}{0,3EI} = 3,44/EI \quad (\text{Yatay düzlemde, soldaki yatakdaki eğim})$$

$$\Delta_2 = \frac{(63,3)(0,15)(0,1)}{2EI} + \frac{(63,3)(0,15)(0,225)}{16EI} + \frac{(159)(0,15)(0,25)}{(2)(16)EI} = \frac{0,795}{EI}$$



Şekil. 9-12

$$\tan \theta_2 = \frac{0,745}{0,3EI} = 2,65/EI \quad (\text{Yatay düzlemde, sağdaki yatakdaki eğim})$$

$$\Delta_3 = \frac{(63,3)(0,15)(0,075)}{6EI} + \frac{(159)(0,15)(0,1)}{(2)(16)EI} = \frac{0,119}{EI}$$

$$\Delta_4 = \frac{0,795}{2EI} = 0,398/EI \quad \text{oranlayarak}$$

$$y_h = \Delta_4 - \Delta_3 = \frac{0,398 - 0,119}{EI} = 0,279/EI \quad (\text{Yatay düzlemde, dişlideki sehim})$$

Dişlideki bileşke sehim, düşey ve yatay düzlemlerdeki sehimlerin vektörel toplamına eşittir.

$$y(\text{dişli}) = \frac{1}{EI} \sqrt{0,0677^2 + 0,279^2} = \frac{0,287}{EI}$$

Dişlideki sehim, 0,025mm lik değerle sınırlandırılmıştır. Sonrada,

$$\frac{0,287}{EI} = 0,025 \times 10^{-3}, \quad I = \frac{0,287}{(0,025 \times 10^{-3})(200 \times 10^9)} = 57,4 \times 10^{-9} \text{ m}^4,$$

ile gerekli atalet momenti ve neticede,

$$\frac{\pi D^4}{64} = 57,4 \times 10^{-9} \text{ veya } D = 32,9 \text{ mm, bulunur. Bu değer } 0,025 \text{ mm lik dişli}$$

sehimini karşılamak için yeterli olacaktır.

$$\text{Eğim} = \frac{1}{EI} \sqrt{0,887^2 + 3,44^2} = 3,55/EI \text{ bu da, } \tan 1^\circ \text{ ile sınırlanmıştır.}$$

buradan, $\tan 1^\circ = 0,0175 = 3,55/EI$ bulunur. Netice olarak,

$I = 1,015 \times 10^{-9} \text{ m}^4$ ve $D = 12,0 \text{ mm}$ sol yatak için gerekli olur. Sağdaki yatakta,

$$\text{Eğim} = \frac{1}{EI} \sqrt{2,649^2 + 0,420^2} = 2,68/EI \text{ bu, soldaki yataktan daha azdır.}$$

Yukarıdaki hesaplamaları özetleyecek olursak;

	Düşey,	Yatay	Bileşke
Dişlideki sehim	0,0677/EI	0,279/EI	0,287/EI
Sol Yatakdaki eğim	0,887/EI	3,44/EI	3,55/EI
Sağ yatakdaki eğim	0,420/EI	2,65/EI	2,68/EI

Gerekli Mil Ölçüleri				
	Mukavemet düşünülürse	Dişlideki sehime göre	Yatakdaki eğime göre	Kritik hıza göre
D =	26mm	32,9mm	12,0mm	14,7mm
2D =	52mm	65,8mm	24,0mm	29,4mm

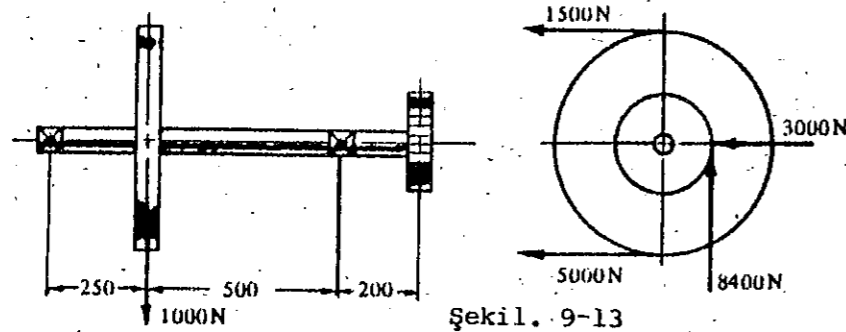
Tamamlayıcı Problemler

13. Yatay bir kayışla 600mm'lik bir kasnak çevrilmektedir. Makaranın tespit edildiği mile, dolayısıyla 250mm çapındaki bir pinyon dişliye de hareket aktarılmakta, hareket neticede eş çalışan bir başka dişliye verilmektedir. Kasnak 1000N gelmekte ve volan gibi çalıştırılmaktadır. Elemanların yerleştirilmesi, kayıştaki çeki kuvvetleri ve dişlinin pinyon üzerindeki reaksiyonun bileşenleri Şekil. 9-3'de gösterilmiştir.

(a) Düşey yükleme, düşey eğilme momentini, yatay yükleme, yatay eğilme momentini ve bileşik eğilme momentini şematik olarak gösteriniz.

(b) $K_b = 2,0$ ve $K_t = 1,5$ için ASME gerilme değerlerini kullanarak, gerekli mil çapını hesaplayınız.

Cev. $M_t(\max) = 1050N\ m$, $M_b(\max) = 1784N\ m$, $d = 71,2\ mm$



Şekil. 9-13

14. 900mm'lik aralıktaki iki yatağa taşınan mil belli bir değerde güç taşımaktadır. Güç, sağ yatağa asılı 250mm çapındaki kasnak vasıtasıyla sağlanmaktadır. Milden de güç, yataklar arasındaki orta noktada bulunan 250mm çapındaki kasnakla alınmaktadır. Kayışlı çeviriciler birbirleriyle 90° açı yapmaktadırlar. Her iki kayışın gergin tarafıyla gevşek tarafı arasındaki çeki oranları 3:1 iken toplam çekinin gergin tarafta olduğu unutulmamalıdır. Toplam çeki değeride 2400N'dur.

(a) Moment diyagramlarını çiziniz.

(b) Güç aktaran mil için gerekli ölçüleri tayin ediniz. (Kopma mukavemeti $670MN/m^2$, çeki elastik limiti $120MN/m^2$) $K_b = 1,5$ ve $K_t = 1,0$ dir.

(c) Burulmayı açı değeri cinsinden bulunuz.

Cev. $M_t(\max) = 200N\ m$, $M_b(\max) = 753N\ m$, $d = 40,2\ mm$, $\theta = 0,391^\circ$

15. 2 metre uzunluğundaki bir çelik milin ortasındaki bir kasnak tarafından mile 1000N'lık bir tork aktarılmaktadır. Milin sol tarafındaki bir dişli 800N'lık, milin sağ tarafından sola doğru 300mm mesafede bulunan diğer bir dişlide mile 200N'lık tork aktarmaktadır. Eğer mil çapı sol taraftan itibaren 1,2 metre için 50mm ve geri kalan kısmı da 40mm'dir. Hesaplamalarınızda kama yuvalarının etkisini ihmal ediniz. Açısal sapmayı hesaplayınız.

Cev. $0,405^\circ$

16. Bir milin yatay bir parçası 1,5 metre aralıkta bulunan iki yatak tarafından taşınmaktadır. Kamalanmış dişlide kavrama açısı 20° dir. Dişli çapı 175mm ve sağ yataktan sola doğru 400mm mesafede monte edili haldedir. Hareketi hemen arkasındaki bir başka dişliden almaktadır. 600mm çapındaki kasnak, sol yataktan sağa doğru olmak üzere 600mm mesafede kama ile irtibatlanmış ve hemen arkasındaki başka

bir kasnağı yatay bir kayışla çevirmektedir. Kayıştaki çeki oranı 3:1 olup, gevşek taraf üsttedir. 330d/dk da 45kW aktarılmaktadır. $K_b = K_t = 1,5$ alınacaktır.

(a) Değişme noktalarındaki değerleri göstererek moment diyagramlarını çiziniz.

(b) Gerekli mil çapını hesaplayınız.

(c) Açısal sehimi derece cinsinden hesaplayınız.

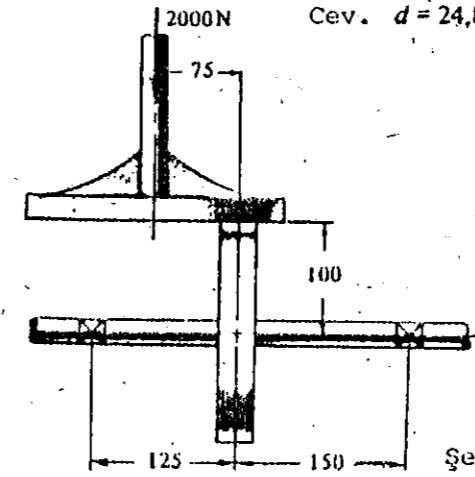
Cev. $M_t(\max) = 1302N\ m$, $M_b(\max) = 4370N\ m$, $D = 95,5\ mm$, $\theta = 0,0571^\circ$

17. Burulma gözönüne alınacak olursa bir dolu mülle içi boş milin aynı mukavemette oldukları bilinmektedir. İçi boş milin çapının, dolu milin çapından %10 daha büyük olduğu söyleniyor. İçi boş mülle, dolu milin ağırlıkları arasındaki oran ne kadar olacaktır?

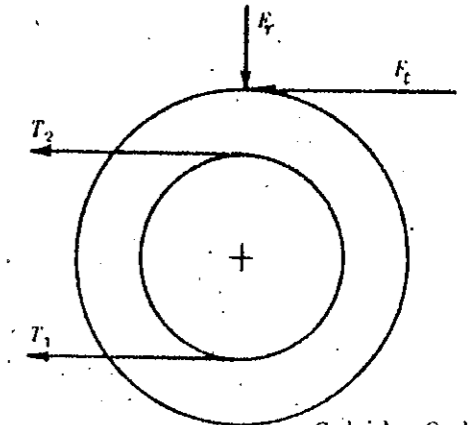
Cev. Boş milin ağırlığı dolu milin ağırlığının %30'dur.

18. Kam ile izleyici diski arasında sürtünme katsayısı, Şekil. 9-14, 0,3'dür. Bu şartlar altında kamı çevirmek için gerekli tork, kam milinin sağ tarafından sağlanmaktadır. Kam, sulanmış ve temperlenmiş, kopma gerilme mukavemeti $550MN/m^2$ olan malzemeden mamuldür. Akma noktasının $390MN/m^2$ 'de olduğu bilinmektedir. Kam mili çapını hesaplayınız. $K_b = 2,0$ ve $K_t = 1,5$ dur. Mil çapını ihmal edip, yataktan yatağa kadar aynı kesitte olduğunu kabul ediniz. İzleyici en üst noktada iken maximum efektif tork ortaya çıkmaktadır. (Şekil. 9-14)

Cev. $d = 24,8\ mm$



Şekil. 9-14



Şekil. 9-15

19. 900mm'lik aralıktaki iki yatak bir mili taşımaktadır. 2000N gelen, 750mm çapındaki, 20° kavrama açılı dişli, sağ yataktan sağa doğru 200mm'lik mesafede kamayla tespit edilmiştir. Ayrıca sol taraftaki yataktan 500mm sağda 300mm çaplı bir zincir dişlisi ve zincir ağırlığının bir kısmı mil alınmakta ve bu da 800N civarındadır. Zincirin gevşek tarafında herhangi bir çeki değeri olmadığını farzedelim. Dişli, üstündeki bir dişliden 210d/dk da 7kW'lık güç alınmaktadır. 4kW ise milden zincir dişli aracılığıyla alınmakta, geri kalan ise, sol yatağın 150mm solundaki bir esnek kaplin vasıtasıyla milden alınmaktadır. Şekil. 9-15'de düzenlemenin sağdan görünüşü görülmektedir.

(a) Değişiklik noktalarındaki değerleri göstererek, eğilme momenti diyagramlarını çiziniz.

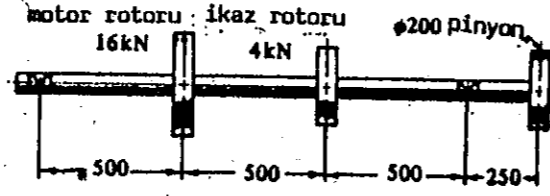
(b) Mukavemet gözönüne alınarak, sistemde kullanılan çelik milin çapını hesaplayınız.

(c) Yük altında olmak üzere, milin sol ucuna göre, sağ ucundaki açısal sehimi derece olarak hesaplayınız. Kama yuvasının yaptığı etkiyi ihmal ediniz.

Cev. $M_t(\max) = 318N\ m$, $M_b(\max) = 492N\ m$, $d = 48,2\ mm$, $\theta = 0,378^\circ$

20. 9,5mm aralıkta bulunan iki yatak ve 90d/dk 10.000kW lık güç taşıyan bir mil gözönüne alınıyor. Milin dış çapı 450mm ve iç çapıda 300mm olup, mil 66.220N gelmektedir. Milde ortaya çıkan gerilmeyi ve yataklar arasındaki sehimi hesaplayınız. Milin ağırlığını ihmal ediniz. Cev. $s_s = 111\text{MN/m}^2$, $\theta = 2,24^\circ$

21. Şekil. 9-16'da bir motor, ikaz motoru ve pinyon düzeni görülmektedir. Pinyon hemen altındaki dişliyi çevirmektedir. Motor 200 d/dk da 55kW lık güç üretmektedir. Uyarıcı 5,0kW yutmakta, gücün geri kalanı ise pinyona gitmektedir. Motor ve uyarıcı mile sıkı geçme ile tespit edilirken, pinyonun mile kama ile tespit edildiği bilinmektedir.



Şekil. 9-16

Böyle bir sistemde gerekli mil çapı ne kadar olur? (Sabit çaplı mil kullanılacak) mil malzemesinin kopma gerilmesi 520MN/m^2 ve akma gerilmesi 330MN/m^2 dir. Dişlilerde kavrama açısı 20° dir. Sıkı geçmeden ötürü ortaya çıkabilecek gerilme birikimlerini ihmal ediniz.

Değişme noktalarındaki değerleri ayrı ayrı yazarak, bütün moment diyagramlarını çiziniz. $K_b = 1,5$ ve $K_t = 1,5$
Cev. $M_1 = 2626\text{N m}$, $M_b(\text{max}) = 7014\text{N m}$, $s_s(\text{müsaade edilen}) = 93,6\text{MN/m}^2$, $d = 84,9\text{mm}$

22. 5,4mm uzunluğunda ve 40mm çapındaki bir mil 500d/dk da dönerken giriş ucunda 10kW lık güçte sahip olmaktadır. Giriş ucundan 2,4m de 6kW alınmakta, geri kalan 4kW ise diğer uçtan alınmaktadır. $G = 80\text{GN/m}^2$ olarak, yükten dolayı bir uca göre diğer uçtaki açısal sapmayı bulunuz. Cev. $\theta = 1,96^\circ$

23. 250mm çapındaki dolu bir milin deniz motoruna ait pervaneyi çevireceği bildirilmektedir. Milin ağırlığını %70 kadar azaltmak gerektiğine göre, aynı malzemeden yapılacak içi boş mil için ölçüler ne olacaktır? Cev. $d_o = 438\text{mm}$, $d_i = 416\text{mm}$

23. Sabit çaplı bir mil, 800mm aralıkta duran iki yatak tarafından taşınmaktadır. Yataklar arasında iki kasnağın bulunduğu bildirilmektedir. Kasnaklar mile kama ile tespit edilmiştir. 80N gelen, 200mm çapındaki kasnak, sol yataktan 200mm sağda, diğeri ise, 240N gelmekte ve çapı 400mm iken, sol taraftaki yataktan 550mm sağda monte edilmişlerdir.

Mil 900d/dk da dönmektedir. Kayışlardaki gergin ve gevşek kollar yatay ve birbirlerine paraleldirler. 200mm çapındaki kasnağa 18kW lık güç verilmektedir. 400mm çapındaki kasnaktan diğeri aktarılan gücün daha küçük eğilme momentine neden olması için uygun yerleştirme düşünülmüştür.

Kayıştaki gerilme 2MN/m^2 ile sınırlandırılmıştır. Kasnak çapıyla kayış kalınlığı arasındaki oran, 30 dur. Kayış kalınlığı 6mm olacaktır. Kasnakla kayış arasındaki sürtünme katsayısı 0,3 tür.

Mil sıcak haddelenmiş bir çelikten mamul olup, kopma gerilmesi 550MN/m^2 ve akma noktasında 340MN/m^2 dedir.

Darbe söz konusu değildir. Yükleme süreklidir.

Mukavemet ve kritik hız gözönüne alınarak, gerekli mil çapını hesaplayınız. Mukavemet hesaplarında kasnakların ağırlıklarını ihmal ediniz.

Cev. Mil çapı = 33,88mm. Bu çapta kritik hız = 2276d/dk, bu değer emniyetli olarak çalışma devrinin üstündedir. 80N gelen kasnak-taki statik sehimi 0,141mm ve 240N gelen kasnakta ise, 0,181 dir.

Kaplin Dizaynı

KAPLINLER, milleri birbirlerine veya çevirici bir makinenin çevrilen başka bir makineye irtibatlanmasını sağlar. Sürekli bağlama için yapılırlar. Kavramalardaki durum bunlardakinin tam tersi şekildedir. Kavramalar ayrı bir bölümde incelenecektir.

KAPLINLERDE SINIFLAMA, rijid veya esnek dizaynları gözönüne alınarak yapılır.

(A) Rijid Kaplinler:

Flanşlı kaplin, baskılı veya konik burçlu kaplin şeklinde olurlar. Bu türdeki kaplin, düşük hız, hassas bir şekilde salgısı kontrol edilen millerde kullanılır.

(B) Esnek Kaplinler:

Falk esnek kaplini, Oldham kaplini, dişli tipli esnek kaplin, makaralı veya zincirli kaplin şeklinde olurlar.

Esnek Kaplinler;

- Hesaba katılmamış salgı kaçıklıklarını ortadan kaldırmak,
- Milin aksenal hareketini karşılamak,
- Güç aktarımında ortaya çıkabilecek darbelerin yaylarla, çıkabilecek titreşimlerinde kaplinin kendisi tarafından karşılamak için kullanılırlar.

Kaplinler kullanım yerlerine görece sınıflandırılırlar. Tespit edildikleri millerin aksenleriyle olan ilişkileri gözönüne alınması gereken faktörler arasındadır.

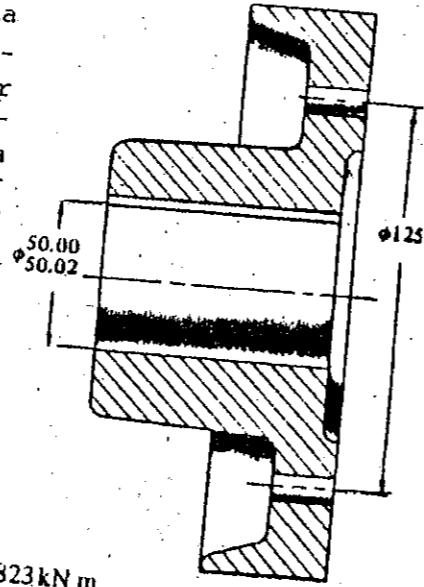
- Millerin aksenleri aynı hat üzerindedir.
- Millerin aksenleri kesişmektedir. (Universal tipinde birçok bağla-şekli mevcuttur.)
- Millerin aksenleri paralel ama, birbirleriyle aynı hat üzerinde değildirler. (Oldham kaplini içindeki kayıcı elemanı ile kullanılabılır. Kaymadan dolayı ortaya çıkan aşırı yük halinde kullanılmamalıdır.)

Rijid kaplin mildeki eğilmeyi naklettiğinden, yorulmaya neden olabilecek gerilmeler çıkabilir. Ondan dolayı, iyi bir salgı kontrolü ve kaplinin iyi bir yere yerleştirilmesiyle eğilme moment pratik olarak sıfır olabilir. Böylece, rijid kaplinler, esnek kaplinlerde olduğu gibi, sadece burulma için kontrol edilirler.

Her ne kadar standart kaplinlerin satın alınması imalatçıdan yapılabilirse de, çeşitli elemanların analizleri ve birbirlerine göre durumları, tek bir makine parçasına tatbik edilen, makine dizayn prosedürlerinin gösterimini sağlayacaktır.

Çözümlü Problemler

1. Rijid flanşlı bir kaplinde delik çapı 50,00 mm dir. Dört adet işlenmiş civata Ø125mm lik çap üzerinde yerleştirilmiştir. Delikler rayba çekilmiştir. Civatalar mil malzemesinden yapılırsa, Kopma gerilmeleri 550MPa, akma noktası çekmede, 345MPa olmaktadır. Burulma halinde mille beraber aynı değere sahip olacak şekilde, civatalar için gerekli ölçüleri tayin ediniz. Kaplinin yarısını gösteren Şekil. 10-1'e bkz.



Şekil. 10-1

- (a) Mil kapasitesi, ASME mil standardından hesaplanacağı üzere,

$$D^3 = \frac{16}{\pi s_s} M_t K_t$$

Burulmada, dolu mil için, mil ifadesi, bulunduğuna göre,

$$(0,05)^3 = \frac{16}{\pi (0,18 \times 550 \times 10^6) (0,75)} M_t K_t \text{ veya } M_t K_t = 1,823 \text{ kNm}$$

s_s (0,18) s_s den küçük olmak şartıyla = 0,18 (550) = 99MPa ve (0,3) s_{yp} = 0,3 (345) = 103,5MPa

Kama yuvalarının etkisi için 0,75 katsayısı alınabilir.

- (b) Kaplin darbe ve K_t yorulmaya nazari itibare alınarak dizayn edilebilirki $K_t = 1$ veya $(M_t K_t)$ sadece çarpan olarak alınabilir. Bu değer analiz süresince kullanılacaktır. Aynı netice elde edilir.

- (c) Civataların analizi aşağıdaki şekilde değişik yollardan birisine göre yapılabilir:

(1) Civataların elle sıkıştırıldığını kabul ediniz. Yük, kaplinin ilk parçasından ikinci parçasına, civata gövdesindeki uniform kesme gerilmesiyle aktarılmaktadır.

(2) Civataların elle sıkıştırıldığını kabul edelim. Yük, kaplinin ilk yarısından ikinci yarısına aktarılmasına neden olan civatanın gövdesindeki maksimum kesme gerilmesi, ortalama kesme gerilmesinin 4/3 katına eşittir.

(3) Civatalar öyle sıkılmaktadırki, kaplinin birinci yarısından ikinci yarısına güç, sürtünme marifetiyle aktarılmaktadır.

(4) Civataların sıkıştırıldığını kabul ediniz. Gücün bir kısmının sürtünme nedeniyle diğer kısmının ise civatalardaki kesmeden dolayı aktarılmaktadır.

(1) ve (2) de, delinmiş ve rayba çekilmiş delikler için kullanılan civataların yükü eşit olarak paylaştıklarını kabul ediniz. (Civatalar boşluklu deliklere yerleştirilirse, civataların yarısının efektif olduğu yaygın bir uygulamadır.)

- (d) (1) i kullanarak, konservatif olarak, dizaynda, $M_t K_t = s_s (\frac{1}{4} \pi d^2) (\frac{1}{4} D_{bc} \lambda n)$ veya $1,823 \times 10^3 = 0,18 \times 550 \times 10^6 (\frac{1}{4} \pi d^2) (0,125/2)(4)$, burada, $d = 0,00968$ m olarak bulunur.

$d =$ müsaade edilen kesme gerilmesi, N/m^2
 $s_s =$ Civatanın çapı, m (Gövde çapı)

$D_{bc} =$ Civata dairesi çapı, m

$n =$ Delinmiş ve rayba çekilmiş delikler için kullanılacak civata sayısı.

(Not: ASME mil standartından alındığı üzere, civata için aynı s_s kullanılacaktır.) Böylece M10 civata kullanınız.

(e) Yukarıdaki (2)yi kullanarak, $M_t K_t = s_s (\frac{1}{4} \pi d^2) (\frac{1}{4} D_{bc} \lambda n)$, buradanda, $d = 0,00112$ m ve M12 civatanın kullanılacağı söylenebilir,

(f) Bir sonraki problem çözümü (3. maddeyi kullanarak) gösterecektir.

2. Rijid kaplin dizaynında, civataların kullanımla gevşediği ve kaplinin kapasitesi, kısmen civatalardaki kesmeye göre ele alınacak gerilme esas alınarak tayin ediliir. Civataların sıkıştırılma etkileri, sürtünme güç aktarımının temeli olamak şartıyla, çoğu zaman ihmal edilebilir. Mâmafih, bu problemdeki ana gaye, bu türdeki bir kaplinin kapasitesini, sürtünme esas alınarak hesaplanmasıdır.

Flanşlı kaplinin aşağıda verilen özelliklere sahip olduğunu kabul edelim.

Civata sayısı, 6

Civata ölçüsü, 12mm çap

Civatalardaki yükler, 22kN, her civatada,

Temas noktasına ait iç çap, 175mm

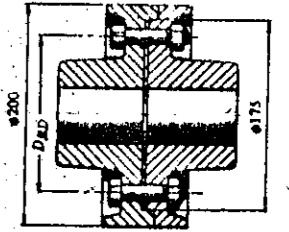
Temas noktasına ait dış çap, 200mm

Kaplinin dönüş hızı, 300d/dk

Sürtünme katsayısı, 0,15

Mil çapı, 50mm

Mil malzemesi, %0,45 çelik, tavllanmış, kopma gerilmesi 586MN/m ve akma noktası 310MPa dedir.



Şekil. 10-2

Civatalar kaplindeki deliklere boşluklu yerleştirilmiştir. Şekil. 10-2'ye bakınız.

- (1) Temas yüzeylere arasında kayma başladığı andaki sürtünme esas alınarak, bulunacak maximum güç kapasitesi,
(2) Mil gücüyle sürtünme gücünü kıyaslayınız. Sürekli yük halini ve milin sadece burulmaya maruz kaldığını kabul ediniz.

Çözüm:

(a) Sürtünme esaslı tork değeri, (kavramalar bahsine bakınız).

$$M_t = F r_f = 6 \times 22.000 (0,15) (0,0939) = 1859 \text{ N m}$$

burada $F =$ Civata yüklerinden dolayı ortaya çıkan aksenal yük = 132kN

$$f = \text{Sürtünme katsayısı} = 0,15$$

$$r_f = \text{Sürtünme katsayısı} = \frac{2}{3} \left(\frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \right) = \frac{2}{3} \left[\frac{0,1^3 - 0,0875^3}{0,1^2 - 0,0875^2} \right] = 0,0939 \text{ m}$$

Bu basınçını uniform olarak dağıldığını göstermektedir.

$$\text{Sürtünme gücü} = \frac{2\pi M_t N}{60} = \frac{2\pi (1859) 300}{60} = 58,4 \text{ kW}$$

(b) Mildeki tork değeri,

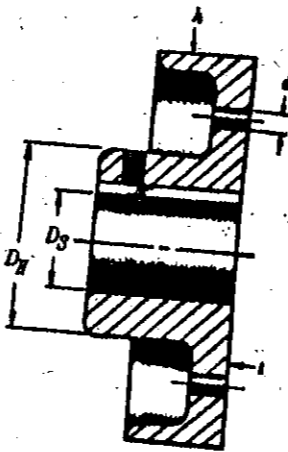
$$M_t = s_s \pi D^3 / 16 = 93 \times 10^6 (0,75) \pi D^3 / 16 = 1,712 \text{ kNm}$$

s_s (0,18) (586) den küçüktür, yani 105MPa ve 0,3 (310) = 93MPa. 0,75 katsayısının, gerilme konsantrasyonunu karşıladığını unutmayınız.

$$\text{Mil gücü} = \frac{2\pi M_t N}{60} = \frac{(2\pi) (1,712) (300)}{60} = 53,7 \text{ kW}$$

- (c) Verilen özellikler için, kaplin sürtünme esas alınır (58,4kW), bu değer mil gücünden daha büyük (53,7kW) olduğu görülmektedir.

3. 1. ve 2. Problemlerde, kaplinin aktaracağı güçleri aktarmak için gerekli çap hesaplarıyla uğraşılması. Bu problemde, flanşlı kaplinde gerekli parçalar arasındaki oranlar üzerinde durulacaktır. (a) Göbek çapı, D_H , (b) Kuşak, t , kalınlığı, (c) flanşın h kalınlığını, tayin için gerekli ifadeleri kurunuz ve ilgili bağıntıları çıkarınız. (Şekil. 10-3)



Şekil. 10-3

(a) Göbek çapı, oranlamayla bulunur. Göbek çapı, mil çapının $1\frac{1}{2}$ ilâ 2 katı kadar olur. Böylece,

$$D_H \approx 1\frac{1}{2}D_S \text{ ilâ } 2D_S$$

(b) Minimum kalınlık, t , iki nedene göre tayin edilecektir. (1) Kuşağın kesilmeye zorlanması (2) Kuşak ve civatanın yataklanması, civatalar elle sıkıştırılmış ve civatalar kuşağa bastırılmış kabul edilir.

(1) Kuşaktaki kesme: Kuşağın tork kapasitesi, minimum alanın kesmesine bağlıdır ki bahis konusu kesme, göbekte birleşme noktasında ortaya çıkmaktadır.

$$M_t = s_s (\pi D_H t) \frac{D_H}{2} \text{ veya } t = \frac{2M_t}{\pi s_s D_H^2}$$

Genellikle yukarıdaki ifadelerden, t , değeri çok küçüktür ve dökümde karşılaşılabilecek zorluklardan dolayı, hesaplanandan daha büyük değerleri kullanılması zorunluluğu ortaya çıkar.

(2) Civata ve Kuşağın Yataklanması: Yatakdaki tork değeri,

$$M_t = s_B (d t) \frac{D_{BC}}{2} n \text{ veya } t = \frac{2M_t}{s_B d D_{BC} n}$$

burada, s_B = İzdüşürülmüş alan için civata ve kuşak için müsaade edilen yatak basıncı, (hangisi zayıfsa) N/m²,
 d = Civata çapı, m
 D_{BC} = Civata dairesi çapı, m
 n = Civata sayısı, raybalanmış delik halinde civataların tamamı, boşluklu halde civata sayısının yarısı alınır. Bu kabul ihtiyaridir. Fakat dizayn sonuçlarını etkileyebilir.

(c) Flanş kalınlığı döküm gereksinimleri ve diğer oranlara bağlı olarak çıkarılır.

4. Şekil. 10-4'de görüldüğü üzere, FALK tipindeki bir kaplin, iki adet kamalanmış mile kamalanmıştır. (Kamalanmamış miller için $s_s = 55$ MPa kamalanmış miller için 41MPa) Mil 950d/dk da dönmektedir. Mil merkezinden itibaren bağlayıcı şerit 40mm boyunda ise, 0,25mm x 2,5mm ölçüsünde kaç tane sargı gerekecektir. (SAE 1045, suda su verilmiş ve 315° de çekilmiş) ASME standartlarına göre, bağlayıcının mukavemeti milin mukavemetinin %95'i kadardır. 10kW da, bu kaplini hangi sınıfta incellersiniz. Suda, su verilmiş ve 315° de çekilmiş çelik için, Kopma mukavemeti değeri 1045MPa ve akma noktasında gerilme 786MPa dır.



Şekil. 10-4

Çözüm:

(a) Mildeki tork değeri, $s_s = 41$ MPa alınarak, kama yuvası için gereken tolerans tanınarak,

$$M_t = s_s \pi d^3 / 16 = 41 \times 10^6 \pi (0,025)^3 / 16 = 125,8 \text{ N m}$$

(b) Sargı şeritlerinin sadece kesmeye maruz kaldıklarını kabul ediniz. Sargıdaki tork değeri,

$$M_t = s_s t h R_f n \text{ veya } 0,95(125,8) = (0,18 \times 10^9)(0,25 \times 2,5 \times 10^{-6})(0,04)(n)$$

s_s = Müsaade edilen kesme gerilmesi, kopma gerilmesinin 0,18 i kadar alınır. ASME ye göre veya 0,18 (10⁹) N/m²

t = Çelik şeritin kalınlığı, 0,25mm

h = Çelik şeritin yüksekliği, 2,5mm

R_f = Mil çapından sargıya olan mesafenin yarıçapı.

n = Sargı sayısı

Yukarıdaki ifadeyi çözerek, $n = 26,6$ bulunur ve 28 sargı alınır.

(c) 28 sargı için tork değeri, $M_t = s_s t h R_f n = (0,18 \times 10^9)(0,25 \times 2,5 \times 10^{-6})(0,04)(28) = 126 \text{ N m}$

Emniyetli güç değeri ise, $= \frac{2\pi M_t N}{60} = \frac{2\pi(125,8)(950)}{60} = 12,5 \text{ kW}$. Böylece,

kişi 10kW lık bir kaplini %25'lik aşırı yüklemeye dizayn edebilir.

5. Bir universal kaplin (Universal bağlantı veya Hooke bağlantısı), birbirleriyle aynı hat üzerinde bulunmayan iki mili irtibatlamaya yarar. (Şekil. 10-5). Çıkış milinin açısız hızı, giriş milinin açısız hızına eşit değildir. Böyle bir durum için giriş ve çıkış milleri aynı eksende değildirler. Hızlar arasındaki bağıntı,

$$\frac{N_{S_2}}{N_{S_1}} = \frac{\cos \theta}{1 - \cos^2 \alpha \sin^2 \theta}$$

N_{S_2} = Çevrilen milin açısız hızı,

N_{S_1} = Çeviren milin açısız hızı,

θ = Mil eksenleri arasındaki açı,

α = Çevirici mil çatalının pimi iki milin düzlemi içindeki konumıyla, çevirici mil arasındaki açıdır.

S_1 miline 40Nmtork tatbik edilmektedir. S_2 ise çıkış milini göstermekte ve ikiside aynı yatay düzlem içinde bulunmaktadır.

(a) Şekil. 10-5'de görülen konum için S_2 deki torku hesaplayınız.

(b) Müsaade edilen çekme gerilmesi 140MPa ve beher alanda müsaade edilen yatak direnci (gerilmesi) 14MPa için, bağlama hilalindeki pimin boyutunu hesaplayınız. Müsaade edilen kesme gerilmesi ise, 70MPa dır.

(c) Y-Y ekseninden 50mm mesafede bulunan E-E kesitindeki maximum kesme gerilmesi değerini hesaplayınız.

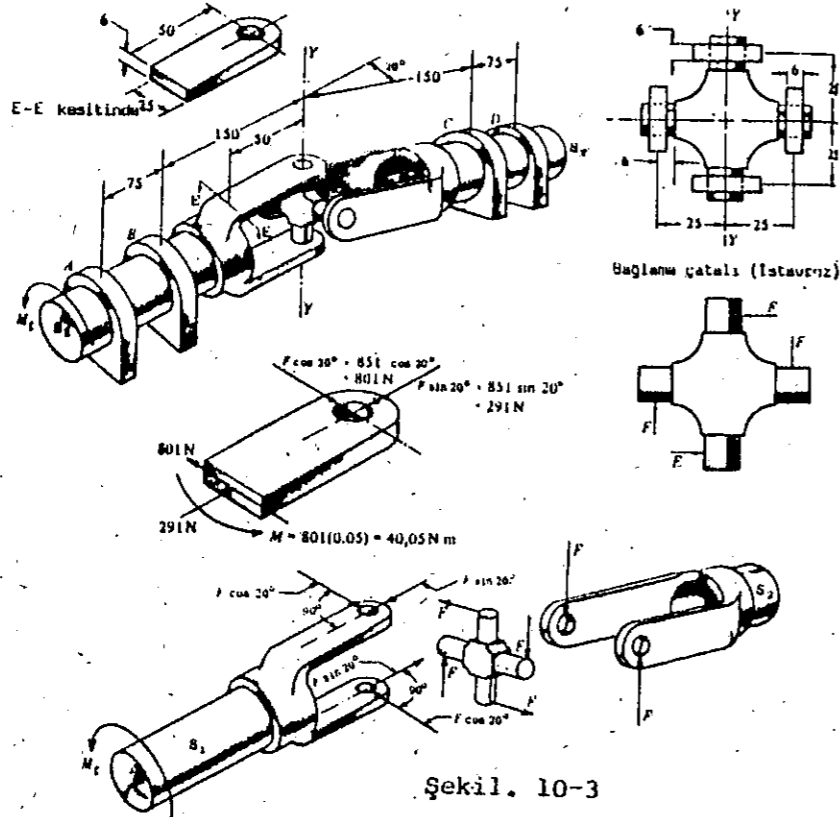
Çözüm:

(a) S_2 deki torku hesaplamak için çeşitli yollar vardır. Bir metod da çatal incelenmektedir. Bunun için denge denklemleri kullanılır ve çatal düzlemine etkiyen kuvvetler hesaplanır. F de olduğu gibi her kuvvetin çatala etkidiğini düşünelim. S_1 üzerine etkiyen F kuvvetinin bileşenleri, $F \cos 20^\circ$ ve $F \sin 20^\circ$ dir. Çatalın hareketinden dolayı, S_1 mili üzerindeki tork, $M_t = 40 = (F \cos 20^\circ)(0,05)$, buradan da, $F = 851 \text{ N}$ bulunur. S_2 mili üzerindeki tork ise, $0,05F = (851)(0,05) = 42,6 \text{ N m}$ olur. Gösterilen konum için, S_2 mili burulmaya ve S_1 mili ise burulmanın yanısıra eğilmeye maruzdur. Eğer S_1 mili 90° çevrilecek olursa, S_1 mili sadece burulmaya tabii olacaktır. Bu ara S_2 mili hem eğilmeye hem de burulmaya maruz kalacaktır.

İkinci metotta, torkun hesaplanması için açısal hızlar arasındaki bağıntıdan faydalanılır. Sürtünme kaybı olmaksızın, giriş gücünün, çıkış gücüne eşit olması gerekir.

$$\frac{2\pi T_{S_1} N_{S_1}}{60} = \frac{2\pi T_{S_2} N_{S_2}}{60} \quad \text{veya} \quad T_{S_1} N_{S_1} = T_{S_2} \left(N_{S_2} \frac{\cos \theta}{1 - \cos^2 \alpha \sin^2 \theta} \right)$$

Sonra, $T_{S_1} = 40 \text{ Nm}$ için $\theta = 20^\circ$ ve $\alpha = 90^\circ$ için, $T_{S_2} = 40 / (\cos 20^\circ) = 42,6 \text{ Nm}$ elde edilir. Çıkış torku, bu kuvvet analiziyle uysmaktadır.



Şekil. 10-3

(b) Pimlerin boyutu, maximum yüke bağlıdır. Bu da gösterilen konumda ortaya çıkar. Maximum pim yükü 851 N'dır.

$$(1) \text{ Mukavemet sınırına göre pim çapı, } s_b = \frac{F}{A} = \frac{F}{0,006d}, 14 \times 10^6 = \frac{851}{0,006d}, d = 10 \text{ mm}$$

$$(2) \text{ Eğilmeye göre pim çapı, } s = \frac{Mc}{I}, 140 \times 10^6 = \frac{851 \times 0,006(\frac{1}{4}d)}{(\pi/64)d^4}, d = 7,2 \text{ mm}$$

$$(3) \text{ Enine kesmeye göre pim çapı, } s_r = \frac{4}{3} \frac{F}{A}, 70 \times 10^6 = \left(\frac{4}{3}\right) \left(\frac{851}{\pi d^2}\right), d = 4,6 \text{ mm}$$

Böylece, mukavemet sınırına göre bulunan d çapı en küçüktür. 10mm lik pim yeterli olacaktır.

(c) E-E kesitindeki maximum basma gerilmesi,

$$s = \frac{Mc}{I} + \frac{P}{A} = \frac{801(0,05)(0,0125)}{0,006(0,025)^3/12} + \frac{291}{0,006 \times 0,025}$$

Maximum kesme = $\frac{1}{2}(65,9) = 33 \text{ MPa}$

= 65,9 MPa

Tamamlayıcı Problemler

6. Rijid flanşlı bir kaplin, raybalanmış deliklere takılacak 5 adet civatayla kullanılacaktır. Civataların buldukları daire çapı 150mm

dir. Miller çelikten mamul olup 50mm çapındadırlar. (Müsaade edilen kesme gerilmesi = 55MPa, kama yuvaları ele alındığında 41MPa).

(a) Civatalar gevşetilmiş ve kesme gerilmesi uniform olarak dağılmış halde,

(b) Civatalar gevşetilmiş ve maximum kesme gerilmesi, civatadaki ortalama kesme gerilmesinin 4/3 katı kadardır, denilmektedir. Bu şartlar altında standart civata çapını tayini ediniz.

Civatadaki ortalama kesme gerilmesi 69MPa'dır.

Cev. (a) $d = 7,04 \text{ mm}$, M8 i kullanınız, (b) $d = 8,13 \text{ mm}$ M10 u kullanınız.

7. Flanşlı bir kaplin 50mm çapındaki iki mili birbirine irtibatlandırmaktadır. Mille aynı malzemeden olmak üzere, kaplin kuşağı birbirine 4 adet civata ile yaklaştırılmaktadır. Civatalar deliklerde boşluklu haldedir. Civataların buldukları daire çapı 240mm'dir. Kuşak kalınlığı 22mm'dir.

(a) Milin aktaracağı tork kadar civataların aktaracağı düşünülerek gerekli civata çapını hesaplayınız. (b) Sürekli yük şartlarında, 2000d/dk'daki dönüş halinde aktarılacak güç ne kadar olur?

Civata somunlarının, çalışma esnasında gevşeyebileceğini düşünerek işe başlayınız.

Cev. (a) Civata çapı = 9,76mm M10 u kullanınız. (Kesme gerilmesi uniform kabul edilmiştir.) Yatağa göre yapılacak dizaynda civata çapı 1,74mm müsaade edilen yatak basınçlı, müsaade edilen kesmeye göre iki katı kadardır. Yatağın durumu dizaynı etkilememektedir.

(b) Sürekli yük şartlarında 21,1kW (Tork değeri = 1006N m).

8. Rijid bir kapline ait her parça bir mil üzerinde birbirlerine kama vasıtasıyla irtibatlanmaktadır. Mil çapı, D ve Mil boyu $1,25D$ dir. Kullanılan kama kare kesitlidir. $5D$ çapındaki civata daresinde 5 civata bulunmaktadır. Kaplin, civatalar, mil ve kama aynı malzemeden mamuldür.

(a) Kaplini, mildeki tork kadar mukavemetli yapabilmek için, d civata çapını D cinsinden hesaplayınız.

(b) Şafttaki torkun tamamını aktarma halinde, kama boyutu D cinsinden ne olabilir?

Cev. (a) Kesme uniform olmak üzere, $d = 0,122D$ ve Max um kesme = 4/3 ortalama, $d = 0,141D$ (b) $E_n = \text{Kalınlık} = 0,2 D$

9. Flanşlı bir kaplinin iki parçası birbirine 20mm lik 6 civata ile bağlanmıştır. Mil çapı 100mm ve civataların bulunduğu daire çapı 250mm'dir. Mil ve civata malzemesinin kopma gerilmesi ve basma mukavemeti 440MPa ve kopma mukavemeti 330MPa'dır. 180d/dk da bahis konusu mil kaplin kombinasyonu ile aktarılacak güç ne kadar olabilir? Mil üzerindeki eğilmeye çalışın yükü ihmal ediniz. Sürekli yük şartlarının geçerli olduğunu kabul ediniz.

Cev. $P = 176 \text{ kW}$ (Civataların tork kapasiteleri = 9,33kN m, uniform kesme gerilmesi dağılımını kullanınız ve mildeki tork kapasitesi ise 11,7kN m)

10. $M_1 = 40 \text{ Nm}$ değerindeki tork S_1 miline tatbik edilmektedir. S_2 bir kardan kavramasına ait bir mildir.

(a) S_2 milindeki torku hesaplayınız.

(b) Bağlantı çatalındaki pimplere gelen kuvveti hesaplayınız.

(c) A, B, C ve D deki reaksiyonları hesaplayınız.

Şekil. 10-5'e bakınız. Görülen şekilden S_1 milini 90° çeviriniz.

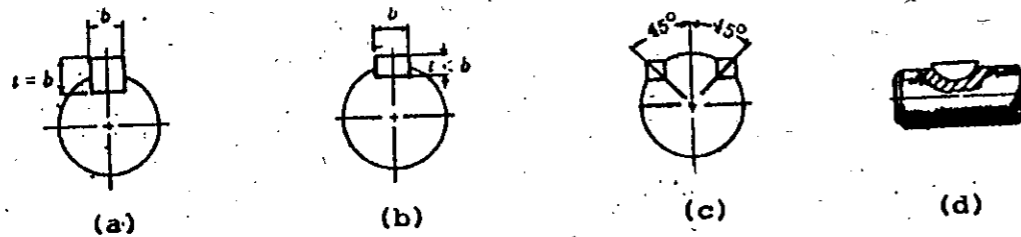
Cev. (a) 37,6N m (b) 800N (c) A daki kuvvet = 0, B deki = 0, C deki 182N, D deki = 182N.

Kamkalar, Pimler ve İçten Kamalı Miller

11

KAMALAR, mil ile ona bağlı eleman arasındaki relatif hareketi önlemek için kullanılır. Dişliler, kasnaklar, vb. sıkı geçme ile tespit edilseler bile, torkun tamamının aktarılabilmesi için kama kullanılması tavsiye edilir.

KAMALARDA ÇOK GÖRÜLEN TİPLER, Şekil. 11-1(a)'daki kare kesitli kama, Şekil. 11-1(b) düz kama, Şekil. 11-1(c)'deki Kennedy kaması ve Şekil. 11-1(d)'deki Woodruff kaması şeklindedir.

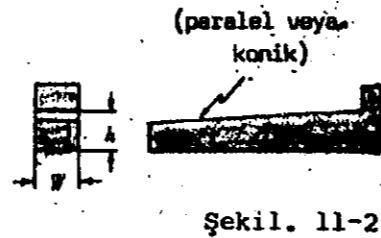


Şekil. 11-1

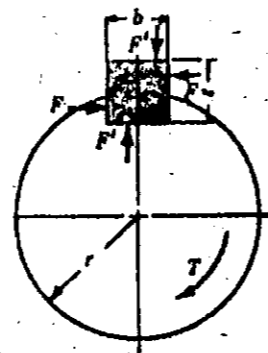
Kare kesitli ve düz kamalarda en, genellikle milin dörtte birine eşit alınır. Bu kamalar düz oldukları gibi 0,6 derece konikliğide sahip olabilirler. Şekil. 11-3'de burunlu kama gösterilmiştir. Eksenel hareket mil ile bununla eş çalışan diğer bir eleman arasında gerekiyorsa o takdirde feder kama ve içten kamalı mil kullanılabilir. Kamalar ve içten kamalı miller için BS ve ISO standartları mevcuttur.

KARE VE DÜZ KAMALARIN DİZAYNI, aktarılacak torktan dolayı ortaya çıkan kesme ve basma gerilmelerine dayanılarak yapılır. Kamada etkili olan kuvvetler Şekil. 11-3'de gösterilmiştir. Tatbik edilen F kuvvetleri kamanın, kama yuvasından çıkmasını engellemektedir. F kuvvetinin etkime noktası tam olarak bilinmez ve mil yüzeyine teğet boyunca etki ettiği kabul edilir. Bu kuvvet kamada, kesme ve basma gerilmeleri doğurmaktadır. Mildeki T torkuna karşı koyan kuvvet yaklaşık olarak, $T = Fr$, ile bulunur. r , mil yarıçapıdır. Kamadaki kesme gerilmesi, s_s ,

$$s_s = \frac{F}{bL} = \frac{Fr}{bLr} = \frac{T}{bLr} \quad L \text{ kama boyudur.}$$



Şekil. 11-2



Şekil. 11-3

Kesme düşünülerek, kamanın karşılayabileceği mil torku,

$$T_s = s_s b L r$$

Kamadaki basma gerilmesi, s_c

$$s_c = \frac{F}{(t/2)L} = \frac{Fr}{(t/2)Lr} = \frac{T}{(t/2)Lr}$$

Basma düşünülerek, kamanın karşılayabileceği mil torku,

$$T_c = s_c (t/2)Lr$$

Kare kama için, kesme ve basma düşünülerek ele alınacak tork değerinin, mildeki tork değerinin aynısı olduğu bilinmelidir. Bu çözüldükçe ispat edilebilir. Bunun içinde iki tork ifadesinin eşitliği sağlanır ve $s_c = 2s_s$ bağıntısının varlığından faydalanır. (Sünek malzemeler için) Bu aynı esaslar dahilinde, düz kamalarda, derinliklerinden daha geniş olmaları gözönünde tutularak, bunların basma halinde başarılı olamayacağı aşikardır. Federlerde ise, derinlikleri enlerinden daha büyük olmak şartıyla, kesme halinde başarılı olamazlar.

PİMLER, oynak mafsallarda kullanılır. Şekil. 11-4(a)'da görüldüğü üzere, çekme veya basma mevcut iki çubuğun bağlanmasında yararlanılmaktadır. F , aşırı yükü, mafsalin görevini aksatmasına neden olabilir. Bu gerilmeler,

1. Çubuktaki çekme gerilmesi;

$$s_t = \frac{dF}{\pi D^2}$$

2. Yuvadaki net alanda ortaya çıkan çekme gerilmesi (Şekil. 11-4(b) ye bakınız.

$$s_t = \frac{F}{(d_o - d)b}$$

3. Yırtılmadan dolayı, yuvada ortaya çıkabilecek kesme gerilmesi, Şekil. 11-4(c)'ye bakınız.

$$s_s = \frac{F}{b(d_o - d)} \quad \text{yaklaşık}$$

4. Köprücük veya çataldaki net alanda ortaya çıkan çekme gerilmesi:

$$s_t = \frac{F}{(d_o - d)2a}$$

5. Yırtılmaya göre, çataldaki kesme gerilmesi:

$$s_s = \frac{F}{2a(d_o - d)} \quad \text{Yaklaşık}$$

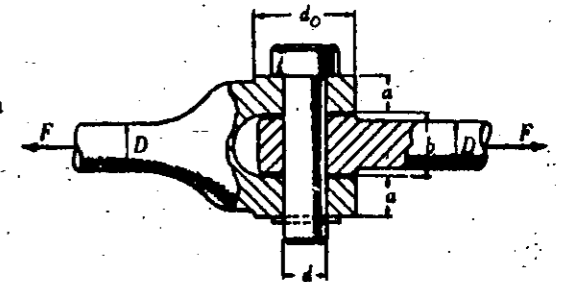
6. Yuvadaki basma gerilmesi, pimdeki dayanma basıncına göre,

$$s_c = \frac{F}{db}$$

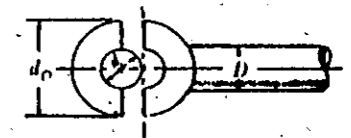
7. Çataldaki basma gerilmesi, pimdeki dayanma basıncına göre,

$$s_c = \frac{F}{2da}$$

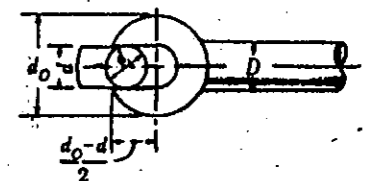
8. Pimdeki kesme gerilmesi, $s_s = \frac{F}{A} = \frac{2F}{\pi d^2}$



(a)



(b)



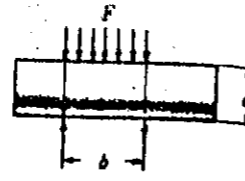
(c)

Şekil. 11-4

9. Pimdeki eğilme gerilmesi, pimin Şekil. 11-5'de görüldüğü gibi yüklenmiş ve taşınmakta olduğu kabulüne dayanmaktadır. M_b maksimum eğilme momenti, pim merkezinde ortaya çıkmaktadır.

$$M_b = Fb/8, I = \pi d^4/64, c = d/2, \text{ ve}$$

$$s_b = \frac{Mc}{I} = \frac{4Fb}{\pi d^3}$$



Şekil. 11-5

10. Yuvadandan dolayı pimdeki basma gerilmesi, $s_c = \frac{F}{db}$

11. Çataldan dolayı, pimdeki basma gerilmesi, $s_c = \frac{F}{2ud}$

İÇTEN KAMALI MİLLER, Şekil. 11-6'da görüldüğü üzere, mil ve ilgili elemanın göbeği arasında relatif aksenal harekete izin verirler. İçten kamalı millerde, kamalar millerle birlikte entegre olmuş şekildedir. 4,6 veya 10 elemanlı olabilirler. Kama yuvaları, göbeğe, istenilen ölçülerde broşlanarak elde edilir. İçten kamalı milden kamalar genelde düz kenarlı ve involüt şekilde imâl edilirler. İçten kamalı bağlantıda, relatif aksenal hareket olduğu zaman, kama kenarlarındaki basınçın 7MPa'ya sınırlanmış olması gerekir. İçten kamalı bir bağlantıda, taşınacak tork,

$$T = pAr_m$$

dir. Burada,

P = kamalardaki müsaade edilen basınç, <7MPa

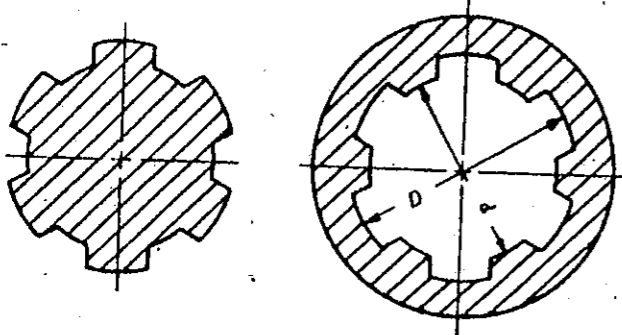
A = kamalardaki toplam yük alanı m^2
 $= \frac{1}{2}(D-d)(L)$ (kama sayısı), m^2

D = Mil çapı, m

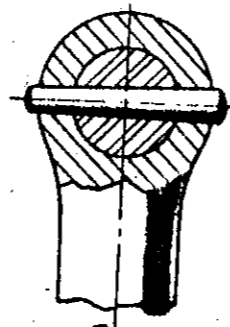
d = D - kama derinliği iki katı, m

L = Göbek boyu, m

r_m = Ortalama yarıçap, m



Şekil. 11-6



Şekil. 11-7

KONİK PİMLER, Şekil. 11-7'de gösterilene benzerdir ve göbekleri millere kamalamada kullanılırlar. Pimin geniş kısmının çapı çoğu zaman, mil çapının dörtte biri kadardır. Bu tipdeki kama bağlantısında, irtibat, pimin iki kesme alanı ile tayin edilebilir. Pim kaması, bazende kesme pimi olarak da kullanılır.

1. Kare kamanın kesme ve basma için eşdeğer mukavemette olduğunu gösteriniz.

Çözüm:

Basma ele alınınca, kama şu torku taşıyabilir; $T_c = s_c(t/2)Lr$.

Kesme ele alınırsa, kama şu torku taşıyabilir; $T_s = s_s b L r$.

Kesme ve basmada eşit mukavemet elde etmek için iki tork ifadesini eşitleyelim. $s_c = 2s_s$ olarak, $T_c = T_s$, $2s_s(t/2)Lr = s_s b L r$, ve $t = b$ (kare kama) elde edilir.

2. Mil ve kama aynı malzemeden ve aynı boyda oldukları sürece, kare kama için gerekli boy ne kadar olabilir?

Çözüm:

Gerilme birikimi gözönüne alınarak, %25 lık bir redüksiyon düşünülerek, d çapındaki bir milin aktaracağı tork, $T = 0,75 \pi d^3 s_s / 16$ dir. Bu tork değerini, kesme düşünülerek yazılan tork değerine eşitleyerek,

$$0,75 \pi d^3 s_s / 16 = s_s b L r$$

elde edilir. b için $d/4$ değerini ifadede yerine koyarak, L için çözüm yapılırsa $L = 1,25d$ bulunur.

3. Bir kare kesitli kama, 35mm çapındaki mile bir dişliyi bağlamada kullanılacaktır. Dişlideki göbek 60mm dir. Mil ve kama aynı malzemeden yapılmaktadır. Müsaade edilen kesme gerilmesi 55MPa dir. 395N m luk tork aktarımını istendiğine göre, kamanın minimum ölçüsü ne olacaktır?

Çözüm:

Kesme ele alınacak olursa, elde edilen ifadeyi, 395N m ye eşit alıp, b için çözüm yapılacak olursa,

$$r L s_s = 395, (0,035/2)(0,06)(b)(55 \times 10^6) = 395, b = 6,84 \text{ mm}$$

4. Feder kamadan 680N m lik tork aktarması istenmektedir. Kamanın ölçüleri 12mm x 9mm (en x derinlik)dir. Çelik kamadaki müsaade edilen çekme ve basma gerilmesi değeri 110MPa dir. Ayrıca kesme gerilmesi değerinin de 57,5MPa olduğu söylenmektedir. Kama için gerekli boyu hesaplayınız.

Çözüm:

Kama, derinliğinden daha geniş olduğundan, kesmeden önce, basma ile karşılaşacaktır.

$$s_c(t/2)Lr = 680, (110 \times 10^6)(0,009/2)(L)(0,019) = 680, L = 0,0723 \text{ m}$$

5. Eğer, 4. Problemdaki kama, 9mm eninde ve 12mm derinliğinde ise, aynı yük ve aynı malzeme için gerekli boy ne kadar olacaktır?

Çözüm:

Bu durumda, kama kesme yönünden basmaya göre daha zayıftır.

$$s_s b L r = 680, 57,5 \times 10^6(0,009)(0,019)L = 680, L = 0,0691 \text{ m}$$

6. Oynak bir mafsaldaki pim, Şekil. 11-4(a)'da görüldüğü üzere, 90kN luk aksenal yük maruzdur. Yuva kalınlığının, pim çapının 1,5 katı olduğunu kabul ediniz. Eğilmeden dolayı, müsaade edilen çekme ve basma gerilmesi 60MPa dir ve müsaade edilen kesme gerilmesi ise, 30MPa dir. Müsaade edilen mukavemet gerilmesi 20MPa ise, gerekli pim çapını tayin ediniz.

Çözüm:

Pimi, (a) eğilme, (b) kesme, (c) mukavemete göre kontrol ediniz.

$$(a) \text{ Eğilme: } s_b = \frac{Mc}{I} = \frac{(FL/8)(d/2)}{\pi d^4/64}, 60 \times 10^6 = \frac{(90,000 \times 1,5d/8)(d/2)}{\pi d^4/64} \text{ ve}$$

$$d = 0,0535m, \text{ eğilme için gerekli.}$$

$$(b) \text{ Kesme: } s_s = \frac{F}{A} = \frac{F}{2\pi d^2/4}, 30 \times 10^6 = \frac{90,000}{2\pi d^2/4} \text{ ve}$$

$$d = 0,0437m, \text{ kesme için gerekli.}$$

$$(c) \text{ Mukavemet: } s_b = \frac{F}{Ld} = \frac{F}{(1,5d)d}, 20 \times 10^6 = \frac{90,000}{1,5d^2} \text{ ve}$$

$$d = 0,0548m, \text{ dayanma için gerekli, } d = 6mm \text{ alınabilir.}$$

7. Bir otomobilin transmisyonundaki içten kamalı bir milde, 10 adet kama, 58mm çapındaki mile açılmıştır. Her kamanın yüksekliği, 5,5mm ve göbekteki kama yuvaları 45mm boyundadır. 2500d/dk da aktarılacak gücü hesaplayınız. Kamalar üzerindeki, normal basınç 4,8MPa dır.

Çözüm:

$$\text{Kamalarındaki toplam yüzey alanı, } = (0,0055)(0,045)(10) = 0,002475m^2$$

$$\text{Tork} = (0,002475)(4,8 \times 10^6)(0,02625) = 312N \cdot m. \text{ Güç} = 312(2\pi/60)(2500) = 81,7kW$$

8. Woodruff (yarı yuvarlak) kaması 4,8mm x 25mm boyutundadır. Kama $\%0,35C$ luk, soğuk haddelenmiş çelikten mamul 30mm lik mile dişliyi tespitde kullanılmaktadır. Kama, dişlinin göbeğine kadar girmektedir. Kama, malle aynı malzemeden mamuldür. ($s_u = 634MPa$ ve $s_y = 538MPa$). ASME mil standardını düşünerek, milin aktaracağı torku hesaplayınız. $s_s = 0,6s_y$ olarak ve 1,5 luk emniyet faktörünün akma mukavemetine göre seçildiğini kabullenerk, kama için tork kapasitesini hesaplayınız.

Çözüm:

Mil için müsaade edilen kesme gerilmesi, $0,18s_u$ veya $0,30s_y$ dir. (Hangisi küçükse.) Bu problemde müsaade edilen gerilme $s_s = 0,18(634) = 114MPa$ dir. Sonra, milin tork kapasitesi, $\%25$ lik kama yuvası toleransıya,

$$T = 0,75\pi D^3 s_s / 16 = 0,75\pi(0,030)^3(114 \times 10^6) / 16 = 453N \cdot m$$

Kesme halinde, kamadaki tork kapasitesi, kesme alanını, $115mm^2$ olarak,

$$T = s_s A_s r = \frac{(0,6)(538 \times 10^6)}{1,5} (115 \times 10^{-6}) \frac{0,03}{2} = 371N \cdot m$$

dir. Basma halinde, kamanın taşıyacağı tork, minimum basma alanı kullanılarak, $22mm^2$

$$T = s_c \left(\frac{t}{2}\right) L r = \frac{538 \times 10^6}{1,5} (22 \times 10^{-6}) \frac{0,03}{2} = 118N \cdot m$$

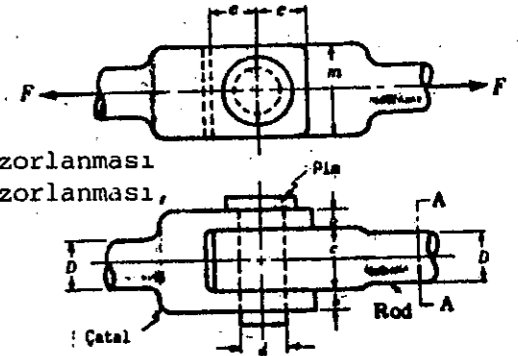
elde edilir. Böylece kamalanmış bağlantının tork kapasitesi, basma hali düşünülerek o andaki tork kapasitesi ile kontrol edilir.

Tamamlayıcı Problemler

9. Aşağıdaki, Şekil. 11-8'de görülen oynak mafsal, $\%0,18-0,23C$ lu çelikten mamuldür. Müsaade edilen gerilmeyi 100MPa, kesme gerilmesini 50MPa ve eksenel yükü 22,5kN alarak,

(1) Aşağıdakiler için cebirsel bir ifade bulunuz.

- A-A kesitindeki çekme gerilmesi
- Pimdeki kesme gerilmesi,
- Pim ve çubuk arasındaki gerilmeyi,
- Pim ve çatal arasındaki gerilmeyi,
- Çubuktaki delikte görülen çekme gerilmesi,
- Çataldaki delikte görülen çekme gerilmesi,
- Pimdeki eğilme gerilmesi,
- Pim tarafından çubuğun yırtılmaya zorlanması
- Pim tarafından çatalın yırtılmaya zorlanması,



Şekil. 11-8

- Cev. (a) $s_t = 4F/\pi D^2$
 (b) $s_s = 2F/\pi d^2$
 (c) $s_c = F/dc$
 (d) $s_c = F/2db$
 (e) $s_t = F/[c(m-d)]$
 (f) $s_t = F/[2b(m-d)]$
 (g) $s_b = 4Fc/\pi d^3$
 (h) $s_s = F/2ce$
 (i) $s_s = F/[(2b)(2e)]$

(2) Çeşitli parçaların boyutlarını hesaplayınız.

$$\text{Cev. } D = 17mm, d = 17mm, c = 17mm, b = 8,5mm, m = 31mm, e = 13,5mm$$

10. Ekonomik nedenlerden dolayı, kama aşırı yükler halinde, kesme pimi olarak kullanılmaktadır. Mil, 668MPa lik kopma gerilmesi değeriyle, $\%045C$ lu çelikten imâl edilmiştir. Burulma halinde maximum güç aktarılmakta ve akma gerilmesinin 400MPa olduğu söylenmektedir. Mil çapı 50mm dir. Standart olmayan (50mm mil için) 6mm x 6mm lik kama kullanılmaktadır. Kama mukavemeti, mil mukavemetinin $\%60$ ı kadar ise, uygulanacak kama boyu ne kadar olmalıdır? Kama, $\%0,3C$ lu soğuk haddelenmiş çelikten mamuldür. Kopma gerilmesi 550MPa ve akma gerilmesi de 380MPa dır.

$$\text{Cev. } 39mm.$$

11. Kayan bir dişli, 678N m lik torku, 38mm çapındaki mile aktarmaktadır. Kullanılan kama tipi feder kama olup, boyutları, 12,5mm x 9,5mm dir. (Genişlik x kalınlık). Kamanın, malle aynı malzemeden yapıldığını ve eşdeğer mukavemete sahip olduğunu kabul ederek, dişlideki göbek boyu ne kadar olacaktır? Bu durumda kama boyunun göbek boyuna eşit kabul etmeyiniz.

$$\text{Cev. Göbek boyu} = 44,8mm, \text{ basma halinde.}$$

12. Kare kesitli bir kama, 12mm x 12mm $\phi 50mm$ çapındaki bir milden belli değerdeki gücü dişliye aktardığı söylenmektedir. Dişliye 1,7kN luk tork tatbik ediliyor. Yükleme sürekli ise kama boyu ne kadar olacaktır? Kama $\%0,35C$ lu çelikten soğuk haddelenme ile elde edilmiştir. Kopma gerilmesinin 655MPa, akma noktasının 414MPa olduğu bilinmektedir. Cev. Kama boyu = 0,0481m. Uygun bir oran için, kama boyunun mil çapına eşit, yani 50mm alınır.

13. Eğer kama ve mil aynı malzemeden yapılmışsa, mil ve kamanın aynı mukavemete sahip olmaları için, kama boyunun ne kadar olacağını hesaplayınız. Kama dikdörtgen kesitlidir. En $D/4$ ve yükseklik, $3D/16$ dir. Mil sadece burulmanın etkisi altındadır. Cev. Kama boyu = $1,57D$
14. 050mm çapındaki mile kamalanmış bir dişlinin sürekli yük altında 1360N m luk tork aktaracağı söylenmektedir. Kesmede müsaade edilen gerilmesi 62MPa olan, 12mm x 12mm ölçüsündeki kare kesitli kama kullanılmaktadır. Kama boyu ne olabilir? Kopma gerilmesi 550MPa ve akma gerilmesi 345MPa olan, SAE 1035 çeliğin mil için yeterli olup olmayacağını araştırınız. Cev. Kama boyu = 73mm, Standarda göre mil 99MPa lık gerilmenin etkisi altındadır.
15. İki sistemde, güç kapasitesi oranını tayin ediniz. 24mm lik mil, 6mm x 6mm x 48mm lik kama ve 24mm çapında mil, 6mm çapında pim kama, ele alınmaktadır. Pim kama, mil eksenine diktir ve mil merkezinden geçmektedir. Gerilme konsantrasyonu katsayısı standartlarından bulunabilir. Üzerinde 6mm lik radyal delik bulunan 24mm çapındaki mil için, gerilme konsantrasyon katsayısı 1,75 dir. Sadece burulmanın oluştuğunu ve milin, kama ve pimle aynı malzemeden olduğunu kabul ediniz.
16. 12,5mm x 32mm ölçüsündeki Woodruf kama, %0,35C lu soğuk haddelenmiş çelikten mamuldür. ($s_u = 634\text{MPa}$ ve $s_y = 540\text{MPa}$). Adı geçen kama, $\phi 45\text{mm}$ çapındaki bir mile kasnağı tespit için kullanılacaktır. Malzemenin akma değerine göre seçilen emniyet katsayısını 1,5 alarak, kamanın kesme ve basma halinde tork kapasitesini hesaplayınız. Kesilmeye maruz alan, 191mm^2 ve kama kasnak göbeğine 3mm kadar girmektedir. Standartları kullanarak, mil için tork kapasitesini hesaplayınız. Cev. Kesmede kama kapasitesi = 928N m
Burmada kama kapasitesi = 778N m
Mil kapasitesi = 1,53kN.m

12

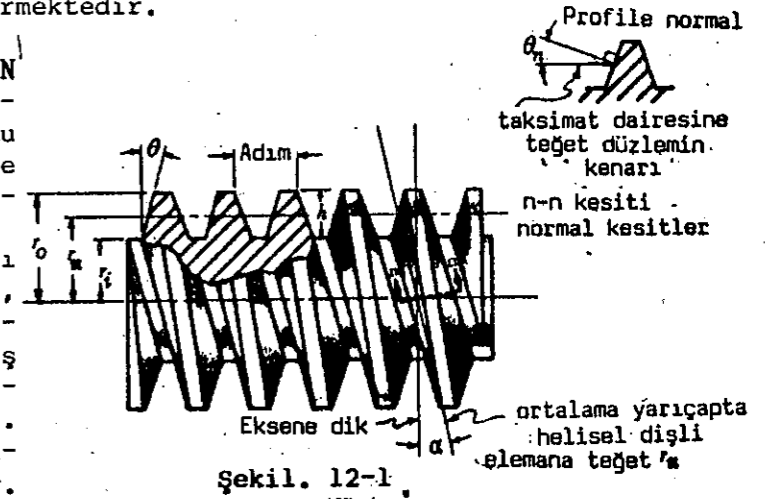
Vida ve Diş Çekilmiş Bağlayıcılar

GÜÇ TAŞIYAN VİDALAR, vidalı krikolar, mengenerler, preslerde büyük mekanik avantajlarından dolayı kullanılırlar. Bazende geriye doğru kullanılanlarıda mevcuttur.

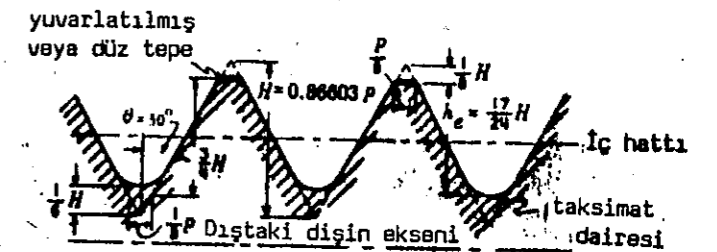
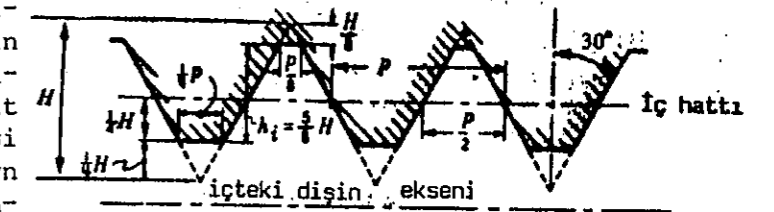
DİŞ ÇEKİLMİŞ BAĞLAYICILAR, vida prensiplerini kullanılarak, civataları saplamaları, başlı civatalar, tezgah civataları, kilit vidaları ve çeşitli özel cihazlardakileri içermektedir.

VİDA DİŞLERİNDE KULLANILAN

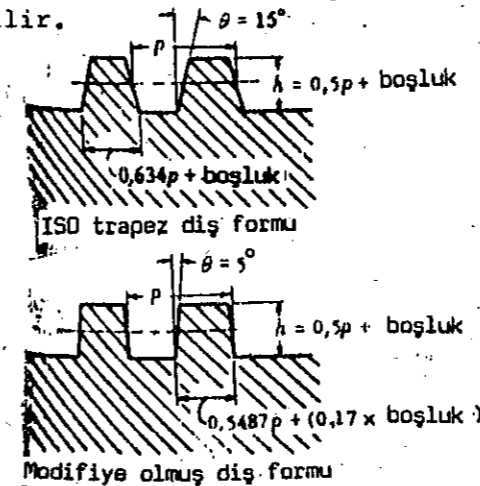
TERİMLER, Şekil. 12-1'de gösterilmektedir. Diş formu genellikle, aksel kesitte gösterilir. Güç aktaran vidalarda, genellikle kare ve ISO, trapez formları kullanılır. (Şekil. 12-2, aşağıda). Diş çekili bağlayıcılar için, ISO metrik diş formu hakiki şekil ve taksimatlarına haizdir. Şekil. 12-3.) Bu basit şekil, maksimum metal ihtiva etmektedir. Değişik tipdeki geçmelerin kullanılması, daha fazla metalin alınmasını, gerektirir. Standart ölçüler için detaylı tablolar, diş çekilmeleri ve geçmelere ait genel bilgi için, herhangi bir standart makine dizayn kitabında veya Makine Mühendisleri el kitabında görülebilir.



Şekil. 12-1.



Şekil. 12-3



Şekil. 12-2

Adım, herhangi bir diş üzerindeki bir noktanın, bitişindeki diğer dişlerdeki aynı nokta arasındaki mesafe olarak tanımlanabilir.

Hatve, birlikte çalışacağı bir somun içinde, vidanın bir turda olacağı yoldur. Tek dişli vidada, hatve adıma eşittir. Çift dişli vidada, hatve adımın iki katına eşittir, vb.

Helis açısı, hatve ve ortalama yarıçapla ilgili bir değerdir.

$$\tan \alpha = \frac{\text{hatve}}{2\pi r_m}$$

Normal kesitteki bazı hesaplarda, θ_n , diş profilinin tayin eden eğim, den istifade edeceğiz. Bu açı, aksenal kesitteki θ ve helis açısıyla bulunabilir.

$$\tan \theta_n = \tan \theta \cos \alpha$$

Not: Takip edilecek ifadede, $\cos \theta_n$ ortaya çıktığı zaman, $\cos \theta$ ile değiştirilmesi büyük bir problem yaratmaz. α , nın küçük değerleri için, kullanılacak bu yaklaşık ifade, çok büyük hata yaratmaz.

DÖNDÜRME MOMENTİ VE EKSENEL YÜK, aşağıdaki ifadede görüleceği üzere, birbirleriyle yükün indirilmesinde ve ayrıca kaldırılmasında da aynı derecede ilgilidirler.

$$T = W \left[r_m \left(\frac{\tan \alpha + f/\cos \theta_n}{1 - f \tan \alpha/\cos \theta_n} \right) + f_c r_c \right]$$

burada,

T = Vida veya somuna tatbik edilen tork, hangisi çevrilirse,

W = Vida akseline paralel yük,

r_m = Ortalama diş yarıçapı

r_c = Sürtünme yüzeyinin efektif yarıçapı, bilezik yarıçapı.

f = Civata ve somun dişleri arasındaki sürtünme katsayısı,

f_c = Bilezikteki, sürtünme katsayısı,

α = Ortalama yarıçapta, dişin helis açısı,

θ_n = Diş profiline çizilen teğetle radyal hat arasındaki açı, (yük tarafı), ortalama yarıçaptaki diş helisine normal olan düzlemde ölçülmektedir.

Vidayı yük yönünde (yükü indirmede) ilerletmek için gerekli tork,

$$T = W \left[r_m \left(\frac{-\tan \alpha + f/\cos \theta_n}{1 + f \tan \alpha/\cos \theta_n} \right) + f_c r_c \right]$$

Bu tork, pozitif veya negatif olabilir. Pozitif ise, yapılacak işin vidayı ilerletmek için, negatif ise, denge hali için, tork, dönüşü geçiktirecektir. Örneğin, aksenal yük yalnız başına, dönüşü neden olacaktır.

VİDA MEKANİZMALARINDA VERİM, çıkış gücüyle, giriş gücünün oranı şeklinde bilinir.

$$\text{Verim} = \frac{100(W)(\text{hatve})}{2\pi T} \% = \frac{100 \tan \alpha}{\frac{\tan \alpha + f/\cos \theta_n}{1 - f \tan \alpha/\cos \theta_n} + \frac{f_c r_c}{r_m}} \%$$

DİŞDEKİ GERİLMELER, dişlinin kısa bir ankastre giriş olarak kabul edilmeyle hesaplanabilir. (Şekil. 12-4'e bakınız.) Giriş yükü olarak, W , aksenal vida yükü alınır ve bunun ortalama yarıçapta konsantre olduğu düşünülür. Örneğin, diş derinliği, h in yarısı. Giriş eni diş boyu kadardır. (Ortalama yarıçapta.)

Bu kabullerle, dişin kökündeki eğilme gerilmesi, yaklaşık olarak,

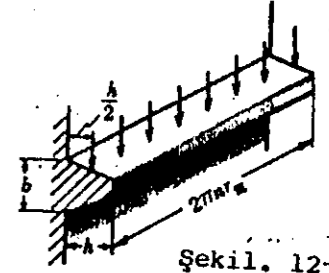
$$s_b = \frac{3Wh}{2\pi n r_m b^2}$$

ve ortalama enine kesme gerilmesi ise,

$$s_s = \frac{W}{2\pi n r_m b}$$

n , yüke tabi diş sayısı ve b ise kökteki diş kesitinin enidir

Dişin birleşme noktasındaki ve kök silindirindeki gerilmenin durumu çok karmaşıktır. Yukarıda verilen ifadeler, dizaynda kullanılacak bir kılavuz olup, yaklaşık değerler vereceklerdir. Bu ifadelerdeki, r_m yerine birçok dizayn yapımcılar r_i yi vida ve r_o da somun için kullanmaktadır.



Şekil. 12-4

YATAK BASINCI, vida yüzeyleri ile somun dişleri arasında ortaya çıkar ve dizaynda ele alınması gereken kritik bir faktördür. Bilhassa güç aktaran vidalarda çok göze çarpar. Yaklaşık olarak,

$$P = \frac{W}{2\pi n r_m h}$$

ile hesaplanır. Bu hesap düşük kenar için olacaktır. (1) İç ve dış diş ait kök ve diş üstü arasındaki boşluk, yükün h derinliği boyunca taşınmadığını, (2) yük, diş boyunca uniform olarak dağıldığını gösterir.

KÖK DAİRESİNDEKİ GERİLMELER, vidada, çıplak dairenin aktaracağı yükleri ve torkları ele alarak hesaplanabilir. (Dişin yarattığı mukavemet değerini ihmal ederek), burulma kesme gerilmesi,

$$s_s = \frac{2T}{\pi r^3}$$

Yukarıdaki formülün değişik hali bazı problemlerde diş çekili bağlayıcılarda dişlerin mukavemeti artırıcı etkileri için kullanılabilir. Basitçe, silindir yarıçapı olduğundan daha büyük kabul edilerek yapılacak değişiklikten ibarettir. (13. Bölüme bkz.) Sonra,

$$s_n = \frac{W}{\text{kök alanı}} = \frac{W}{\pi r^2}$$

r_i vidada kök yarıçapıdır. T ise ele alınan kesitteki yaklaşık tork değeridir. Bu tatbik edilen toplam tork değeri olabildiği gibi, bilezik sürtünme torku, veya sadece vida torku (toplam-bilezik torku) olabilir. Hangisinin uyacağını görmek için her durum dikkatlice incelenmelidir.

Direkt gerilme, çekme veya basınç şeklinde olabilirki,

$$s_n = \frac{W}{\text{gerilme alanı}}$$

Gerilme alanları, kök alanlarında olduğu gibi, birçok el kitabı ve kitaplarda tablo haline getirilmiştir.

Çözümlü Problemler

1. Şekil. 12-5'deki vida, alt ucuna tatbik edilen bir tork ile hareket ettirilmektedir. Somun yüklenmiştir ve kılavuzlar vasıtasıyla dönmesi engellenmektedir. Rulmanlı yatakdaki sürtünme ihmal edilecektir. Vidada dış çap 48mm ve üçlü ISO trapez dişlidir. Adım 8mm dir. Dişli-de sürtünme katsayısı 0,15 ise, 40N m lum T torkunun yaratacağı yükü hesaplayınız.

Çözüm:

$$T = W \left[r_m \left(\frac{\tan \alpha + f/\cos \theta_n}{1 - f \tan \alpha/\cos \theta_n} \right) + f_c r_c \right]$$

$$\text{Diş derinliği} = P/2 = 4 \text{ mm}$$

$$r_m = (48 - 4)/2 = 22 \text{ mm}$$

$$\tan \alpha = \frac{\text{hatve}}{2\pi r_m} = \frac{24}{2\pi(22)} = 0,174$$

$$\alpha = 9,85^\circ$$

$$\theta = 15^\circ$$

$$\tan \theta_n = (\tan \theta) (\cos \alpha)$$

$$= (\tan 15^\circ) (\cos 9,85^\circ) = 0,264$$

$$\theta_n = 14,79^\circ$$

θ_n ve θ arasındaki farkın çok küçük olmasından sadece θ yı kullanabiliriz. Böylece,

$$400 = W \left[0,022 \left(\frac{0,174 + 0,15/0,967}{1 - (0,15)(0,175)/0,967} \right) + 0 \right] \text{ veya } W = 5370 \text{ N}$$

2. Problem 1'deki vida çözülebilecek mi dir?

Çözüm:

Aşağıdaki ifadede elde edilecek tork negatif ise vidanın çözülebileceği bilinmelidir.

$$T = W \left[r_m \left(\frac{-\tan \alpha + f/\cos \theta_n}{1 + f \tan \alpha/\cos \theta_n} \right) + f_c r_c \right]$$

Zira, $f_c = 0$ dir. Eğer $(-\tan \alpha + f/\cos \theta_n)$ negatif ise T de negatif olacaktır.

1. Problemden, $\tan \alpha = 0,174$ ve $f/\cos \theta_n = 0,150/0,967 = 0,155$ bulunur. Neticede, vida çözülecektir. Örneğin W yükü tatbik edildiğinde, vidanın dönüşünü engellemek için, tutucu torkun tatbik edilmesi gerekir.

3. 1. Problem için, vida ve somun diş yüzeyleri arasında ortalama yatak basıncını hesaplayınız.

Çözüm:

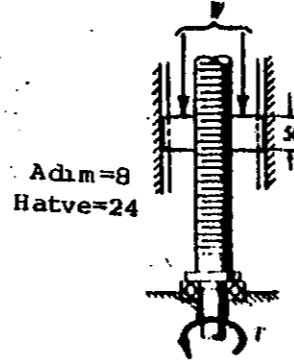
$$P = \frac{W}{2\pi n r_m h} = \frac{5370}{2\pi(6,25)(0,022)(0,004)} = 1,55 \text{ MN/m}^2$$

burada, $n = \frac{\text{Somun boyu}}{\text{adım}} = \frac{50}{8} = 6,25$ adet diş sayısı, yükü paylaşmak tadır.

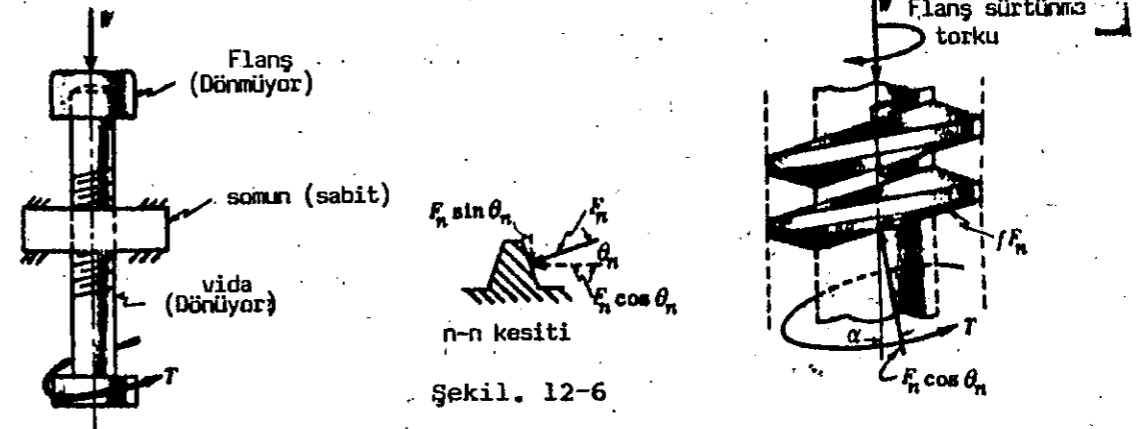
4. W yüküne karşı vidayı ilerletmek için gerekli T torku için gerekli ifadeyi çıkarınız.

Çözüm:

Aşağıdaki Şekil. 12-6'ya bakınız. Somun dişleriyle, vida dişlerine tatbik edilen toplam normal kuvvet F_n dir. Çalışma sırasında bu kuvvet diş boyunca yayılmaktadır. Bu analiz için, kuvvetin ortalama vida yarıçapı, r_m de toplandığı söylenebilir.



Şekil. 12-5



Şekil. 12-6

Normal kuvvet vektörü, F_n , normal kesitte hakiki boyda görülür. $F_n \cos \theta_n$ bileşeni bölüm dairesine teğettir ve vida ekseninde α (helis açısı) açısını yapmaktadır. $F_n \sin \theta_n$ bileşeni ise, radyaldır. fF_n sürtünme kuvveti, diş helisi boyunca etkimektedir.

Vida üzerinde etkiyen bir başka kuvvette W dir. Ayrıca, Wf_c ve tatbik edilen T torkuda sayılabilir. Vida eksenine paralel kuvvetlerin toplanmasıyla,

$$W - F_n \cos \theta_n \cos \alpha + fF_n \sin \alpha = 0$$

Vida eksenini etrafındaki momentleri toplayacak olursak,

$$T - F_n r_m \cos \theta_n \sin \alpha - fF_n r_m \cos \alpha - Wf_c r_c = 0$$

Bu iki ifade arasında F_n i yok ederek,

$$T = W \left[r_m \left(\frac{\tan \alpha + f/\cos \theta_n}{1 - f \tan \alpha/\cos \theta_n} \right) + f_c r_c \right] \text{ bulunur.}$$

5. Aşağıdaki veriler Şekil. 12-7'de görülen bir el mengersi için verilmiştir.

ISO metrik dişler

Adım = 1,75mm (tek dişli)

Dış çap = 12mm

Kök çapı = 9,853mm

Kök alanı = 76,25mm²

Diş sürtünme katsayısı = 0,12 (=f)

Flanş sürtünmesi katsayısı = 0,25 (=f_c)

Ortalama flanş yarıçapı = 6mm

Yük $W = 4000$ N

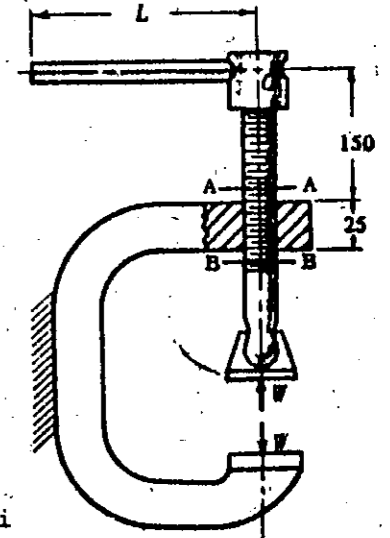
Mengeneyi kullanan kişi kola 80N luk bir kuvveti rahatlıkla tatbik edebilmektedir.

- (a) Gerekli, L boyu ne kadar olacaktır?
 (b) Vida gövdesinde doğacak maximum kesme gerilmesi değeri nedir ve hangi noktada görülür?
 (c) Dişler üzerindeki P yatak basıncı değerini hesaplayınız.

Çözüm:

$$(a) \text{ Gerekecek Tork, } T = W \left[r_m \left(\frac{\tan \alpha + f/\cos \theta_n}{1 - f \tan \alpha/\cos \theta_n} \right) + f_c r_c \right] \text{ Şekil. 12-7}$$

$$r_m = \frac{1}{2}(12 + 9,853) = 5,46 \text{ mm, } \tan \alpha = \frac{\text{hatve}}{2\pi r_m} = \frac{1,75}{2\pi(5,46)} = 0,0509$$



Şekil. 12-7

$\theta_n = \theta = 30^\circ$ alınacaktır. Zira, helis açısı oldukça küçüktür. Sonra,

$$T = 4000 \left[0,00546 \left(\frac{0,0509 + 0,12/0,866}{1 - (0,12)(0,0509)/0,866} \right) + (0,25)(0,006) \right]$$

vida torku + flanş torku = 4,16 + 6 = 10,16
Bu torku 80N luk kuvvetle yaratabilmek için, gereken L boyu $L = \frac{10,16}{80} = 0,127m$

(b) Somunun hemen üstündeki A-A kesiti, tork ve eğilmeye tabi olmaktadır. B-B kesiti ise somunun hemen altında olup, tork ve direkt basma yükünün etkisi altındadır. Maximum kesme gerilmesi için her iki kesitide kontrol etmekte yarar vardır.

A-A kesitinde,

$$\text{Burulma kesme gerilmesi, } s_s = \frac{Tr}{J} = \frac{(10,16)(0,00493)}{0,924 \times 10^{-9}} = 54,3 \text{ MN/m}^2$$

$$T = 10,16 \text{ N m (yukarıdan); } r = r_i = \frac{9,85}{2} \text{ mm, } J = \frac{1}{2} \pi r_i^4 = 0,924 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$\text{Eğilme gerilmesi, } s_t = \frac{M_b c}{I} = \frac{(12)(0,00493)}{0,462 \times 10^{-9}} = 128 \text{ MN/m}^2$$

$$M_b = (80)(0,15) = 12 \text{ N m, } c = r_i = 4,93 \text{ mm, } I = \frac{1}{4} \pi r_i^4 = 0,462 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$\text{Maximum kesme gerilmesi, } \tau(\max) = \sqrt{\left(\frac{s_s}{2}\right)^2 + s_t^2} = 83,9 \text{ MN/m}^2$$

B-B kesitinde,

Bu kesit flanş sürtünme torkunun, $Wf_c r_c$, etkisi altındadır. Böylece, burulma kesme gerilmesi,

$$s_s = \frac{(Wf_c r_c) r_i}{J} = \frac{(4000)(0,25)(0,006)(0,00493)}{0,924 \times 10^{-9}} = 32,0 \text{ MN/m}^2$$

$$\text{Direkt basma gerilmesi, } s_c = \frac{W}{A} = \frac{4000}{\pi(0,00985)^2/4} = 52,5 \text{ MN/m}^2$$

$$\text{Böylece, maximum kesme gerilmesi, } \tau(\max) = \sqrt{(52,5/2)^2 + 32^2} = 41,4 \text{ MN/m}^2$$

Netice olarak, bize göre, maximum kesme gerilmesi A-A kesitinde oluşur ve değeride 83,9MN/m dir.

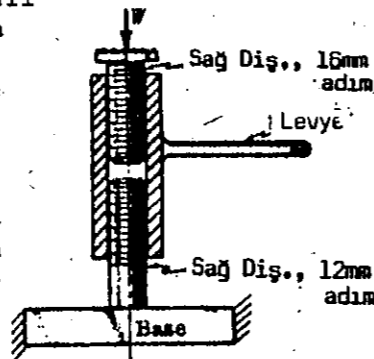
$$(c) \quad P = \frac{W}{2\pi n r_m h} = \frac{4000}{2\pi(14,3)(0,00546)(0,00107)} = 7,62 \text{ MN/m}^2$$

$$n = \frac{\text{somun boyu}}{\text{adım}} = \frac{0,025}{0,00175} = 14,3 \text{ diş ve } h = r_o - r_i = \frac{12 - 9,853}{2} = 1,07 \text{ mm}$$

6. Şekil. 12-6'daki şemaya uyacak şekilde bir vidalı kriko yapılacaktır. Vida dönmemektedir. Vida dış çapı 50mm dir. Kare diş söz konusu olup, tek diş (derinlik = $\frac{1}{2}$ adım) ve diş sürtünme katsayısı 0,15 olarak tahmin edilmektedir.
- (a) Krikonun verimi ne kadar olacaktır?
- (b) Vida gövdelerindeki kesme gerilmesi değeri 28 MN/m^2 ile sınırlandırılırsa, kaldırılacak yük ne kadar olabilir? Somuna tatbik edilen torkun altındaki vidaya eğilme etkisi yapmadığını kabul ediniz.

Çözüm:

- (a) Diferansiyel vida hareketi görülmektedir. Somunun bir kere çevrilmesiyle, yük iki



Şekil. 12-8

vidanın hatveleri farkı kadar yükselmektedir. Böylece bir turda yapılan çıkış gücü,

$$\text{Çıkış gücü tur} = W(\text{üst vida hatvesi} - \text{alt vida hatvesi}) \\ W(0,016 - 0,012) = 0,004W$$

Yükün tatbik edildiği vidada dönme olmadığı için, flanş sürtünmesi söz konusu değildir.

Somunu, üst vidaya relatif olarak çevirmek için, gerekli tork, T' :

$$T' = W \left[r'_m \left(\frac{\tan \alpha' + f/\cos \theta'_n}{1 - f \tan \alpha'/\cos \theta'_n} \right) \right] = W \left[0,021 \left(\frac{0,121 + 0,15/1}{1 - (0,15)(0,121)/1} \right) \right] = 0,00580W$$

$$r'_m = r'_o - \frac{\text{diş derinliği}}{2} = 0,025 - 0,016/4 = 0,021 \text{ m, } \tan \alpha' = \frac{\text{adım}}{2\pi r'_m} = \frac{0,016}{2\pi(0,021)} = 0,121$$

Somunu, üst vidaya relatif olarak çevirmek için, gerekli tork, T'' olup, bu da;

$$T'' = W \left[r''_m \left(\frac{-\tan \alpha'' + f/\cos \theta''_n}{1 + f \tan \alpha''/\cos \theta''_n} \right) \right] = W \left[0,022 \left(\frac{-0,0868 + 0,15}{1 + (0,15)(0,0868)} \right) \right] = 0,00137W$$

$$r''_m = r''_o - \frac{\text{diş derinliği}}{2} = 0,025 - 0,012/4 = 0,022 \text{ m, } \tan \alpha'' = \frac{\text{adım}}{2\pi r''_m} = \frac{0,012}{2\pi(0,022)} = 0,0868 \\ \theta''_n = \theta'' = 0^\circ \text{ ve alınır.}$$

Böylece, somuna tatbik edilen toplam tork = $T = T' + T'' = (0,00580 + 0,00137)W = 0,00717W$

$$\text{Verim} = \frac{\text{Çıkış gücü/tur}}{\text{Giriş gücü/tur}} = \frac{0,004W}{(0,00717W)2\pi} = 0,0888 = 8,88\%$$

(b) Üstdeki vida daha kritiktir, zira onu daha büyük tork tatbik edilmektedir ve daha küçük kök alanına sahiptir. Hesaba katılması gereken, direkt basma gerilmesi, s_s ve burulma kesme gerilmesi, s_c , vardır.

$$s_c = \frac{W}{\text{Kök alanı}} = \frac{W}{\pi r_i^2} = \frac{W}{\pi(0,017)^2} = 1101W$$

$$r_i = r_o - \text{diş derinliği} = 0,025 - 0,008 = 0,017 \text{ m}$$

$$s_s = \frac{Tr}{J} = \frac{(0,00580W)(0,017)}{0,131 \times 10^{-6}} = 752W$$

$$r = r_i = 0,017 \text{ m, } J = \frac{1}{2} \pi r_i^4 = \frac{\pi}{2} (0,017)^4 = 0,131 \times 10^{-6} \text{ m}^4 \text{ ve } T = T' \text{ (adımın bir parçası)} = 0,00580W$$

$$\text{Maximum kesme gerilmesi, } \tau(\max) = \sqrt{(s_c/2)^2 + s_s^2}$$

$$28 \times 10^6 = \sqrt{(1101/2)^2 W^2 + 752^2 W^2}$$

$$W = 30,000 \text{ bulunur.}$$

7. El kumandalı bir supap taşlama tezgahı gövde boyunca aşağıya doğru itilen bir somunla çalıştırılmaktadır. Gövdede aksenal yönde, helisel yivler kare kesitlidir. Çözülme hareketi gövdenin dönmeye neden olmakta ve böylece subabı yuvasında çevrilmesi bir tornavida hareketiyle veya emme kepiyle rahatlıkla sağlanabilmektedir. Şemada görülenin dışında aşağıdaki verileri kabul ederek, Şekil. 12-9,

f_s , Somun ve gövde arasındaki sürtünme katsayısı = 0,10

Subab ve oturma yüzeyi arasındaki, f_c sürtünme katsayısı = 0,35

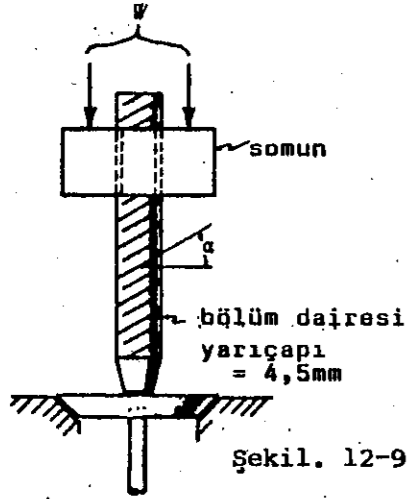
Subab ile oturma yüzeyi arasındaki ortalama sürtünme yarıçapı = 25mm

Kabul edilen şartlar altında, minimum helis açısı ne kadar olacaktır? Çözüm:

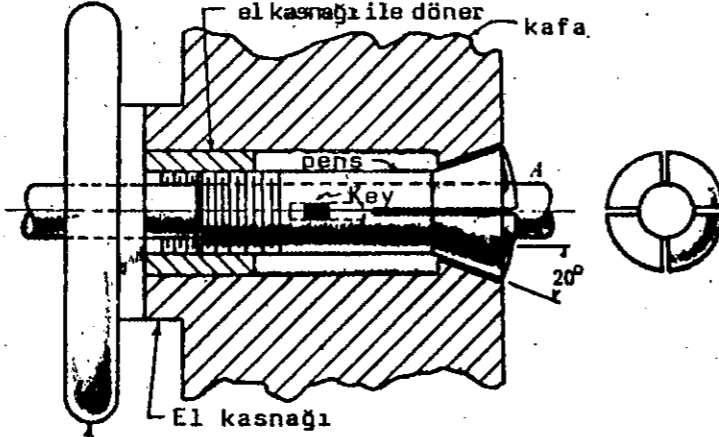
Helis açısı çözülmeyi garanti edecek şekilde en az değerde olacaktır. Bu da ifadede $T=0$ yapılarak bulunacak bir değerdir.

$$T = W \left[r_m \left(\frac{-\tan \alpha + f/\cos \theta_n}{1 + f \tan \alpha/\cos \theta_n} \right) + f_c r_c \right]$$

$$\text{Sonra } \tan \alpha = \frac{r_m f + r_c f_c \cos \theta_n}{r_m \cos \theta_n - r_c f_c} = \frac{(0,0045)(0,1) + (0,025)(0,35)(1)}{(0,0045)(1) - (0,025)(0,035)(0,1)} = 2,54 \text{ ve } \alpha(\min) = 68,5^\circ$$



Şekil. 12-9



Şekil. 12-10

8. Şekil. 12-10'da görülen pens aynası, bir el kasnağı ile hareket ettirilmekte, bu hareketiyle kafa içindeki konik oturma yüzeyine pens çekilebilmektedir. Bu, 4 pens parçasının iş parçasını sıkıca tutmasına neden olmaktadır. Aşağıda verilenleri kabul ederek;

Pens ve konik yüzey sürtünme katsayısı = 0,20

Flanşdaki sürtünme katsayısı = 0,10

Diş sürtünmesi katsayısı = 0,10

Flanşın efektif yarıçapı, $r_c = 20\text{mm}$

Diş, $60^\circ - V$, Diş çap 24mm, kök çapı 21,55mm ve pitch (adım) 2mm.

Eğer pens parçası iş parçasına 400N luk bir kuvvet tatbik ediyorsa, el kasnağında ne kadarlık tork gerekli olacaktır?

Çözüm:

Pens parçalarının esnemesini ihmal edersek, pense ait bir parçaya ait serbest cisim şeması Şekil. 12-11'de olduğu gibi gösterilebilir.

W , pens üzerindeki toplam yüküdür. P ise, konik oturma yüzeyinin, pens parçası üzerinde tatbik edildiği normal kuvvettir. Pens eksenini paralel ve dik kuvvetler için denge denklemleri aşağıdaki ifadelerde olduğu gibi yazılabilir:

$$W/4 = P \sin 20^\circ + 0,20 P \cos 20^\circ$$

$$P \cos 20^\circ - 0,20 P \sin 20^\circ = 400$$

Benzer çözümle, $W = 973\text{N}$ bulunur. Bu vida mekanizmasının yarattığı eksenel kuvvettir.

El kasnağında gerekli olarak tork, (vida mekanizmasının somunu)

$$T = W \left[r_m \left(\frac{\tan \alpha - f \cos \theta_n}{1 - f \tan \alpha/\cos \theta_n} \right) + f_c r_c \right]$$

$$\text{burada, } r_m = \frac{24 + 21,55}{4} = 11,39\text{mm} \text{ ve } \tan \alpha = \frac{\text{hatve}}{2\pi r_m} = 0,0279$$

$$\theta_n = \theta = 30^\circ \text{ olarak, ve } f_c \text{ ve } r_c \text{ değerlerini kullanarak, } T = 4,51\text{Nm}$$

9. Civata gövdesindeki kesme gerilmesinin 140MN/m^2 yi aşmayacağı kabul edilerek, 20mm çapındaki bir civatayı sıkamak için gerekli anahtar torkunu hesaplayınız.

Civata dış çapı = 20,00mm

Kök çapı = 16,72mm

Diş kesiti, 60° eğilidir. ($\theta = 30^\circ$). Adım = 2,5mm

Somundaki efektif sürtünme yarıçapı, $r_c = 12\text{mm}$

Diş ve flanş sürtünme katsayısı tahminen 1,0 dir.

Çözüm:

Civata gövdesindeki maximum kesme gerilmesi, $\tau(\max) = \sqrt{(s_s)^2 + s_t^2}$

olup, bu ifade, $s_t = \text{direkt çekme gerilmesi} = \frac{4W}{\pi d^2} = \frac{4W}{\pi(0,01672)^2} = 4556W$

$$s_s = \frac{T' r_i}{J} = \frac{T' r_i}{\frac{1}{2} \pi r_i^4} = 1,094 \times 10^6 T', \text{ ve}$$

$T' = \text{vida torku} = \text{anahtar torku} = \text{flanş sürtünme torku}$

$$\text{Mamafih, } T = W \left[r_m \left(\frac{\tan \alpha + f/\cos \theta_n}{1 - f \tan \alpha/\cos \theta_n} \right) + r_c f_c \right]$$

$$r_m = \frac{20 + 16,72}{4} = 9,18\text{mm}, \tan \alpha = \frac{\text{hatve}}{2\pi r_m} = \frac{2,5}{2\pi(9,18)} = 0,0433$$

$f = f_c = 0,10$, $r_c = 12\text{mm}$

$\theta_n = \theta = 30^\circ$, alınarak,

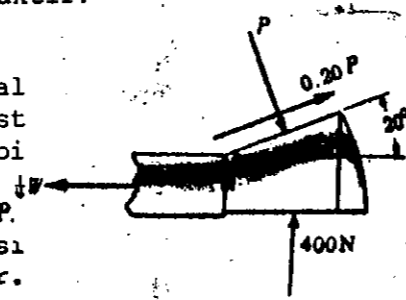
$$T = W \left[0,00918 \left(\frac{0,0433 + 0,1/0,866}{1 - (0,1)(0,0433)/0,866} \right) + (0,1)(0,012) \right]$$

$$= 0,00146W + 0,0012W = 0,00266W$$

sonra, $s_s = 1,094 \times 10^6 T' = (1,094 \times 10^6)(0,00146W) = 1596W$

Şimdide, W için çözüm yapılacak olursa, $W = 50,3\text{kN}$

Böylece, anahtar torku, $T_n = 0,00266W = (0,00266)(50,300) = 134\text{Nm}$

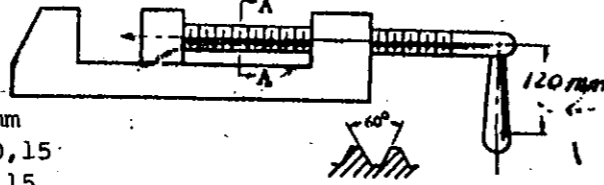


Şekil. 12-11

Tamamlayıcı Problemler

10. Aşağıdaki veriler bir atölye mengenesine aittir. (Şekil. 12-12).

Vidanın dış çapı = 12mm
Kök çapı = 10,16mm
Adım (tek diş) = 1,5mm
Flanş sürtünme yarıçapı = 5mm
Flanş sürtünme katsayısı = 0,15
Vida sürtünme katsayısı = 0,15
Çalışanın rahatlıkla 120N luk bir kuvvet tatbik ettiğini kabul edelim.



Şekil. 12-12

- (a) Mengenenin çeneleri arasında ortaya çıkan sıkma kuvvetini,
(b) Mengenenin verimini,
(c) Vida gövdesinin, A-A kesitindeki torku hesaplayınız.

Cev. (a) 7357N, (b) %12,2, (c) 5,52N m

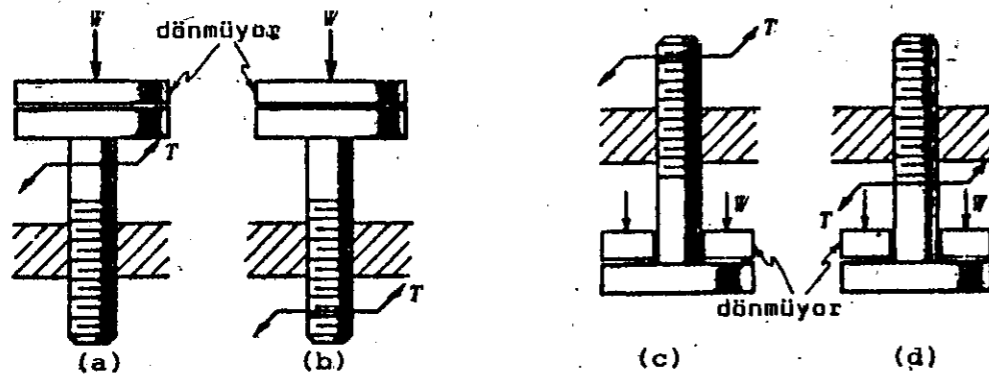
11. Yük yönünde bir vida ve somunu hareket ettirmek için gerekli torku hesaplayınız. (Şekil. 12-6'daki şekile benzer bir şematik resimden faydalanınız.)

12. Aşağıdaki Şekil. 12-13'de dört ayrı durum gösterilmiştir. Durumla yükün bulunduğu ve torkun tatbik noktasına göre belirlenmiştir. Her bir durum için, aksenal yük, W , 10kN, dıştan tatbik edilen tork 90N m ve sürtünme torku ise, 30N m dir.

- (1) Her durum için, aksenal yükü ve torku tayin ediniz. Bu değerleri somunun hemen üstündeki kesit için, vida gövdesindeki gerilmelerin hesabında kullanınız.

- (2) Somunun alt kısmındaki kesit için aynı hesaplamaları yapınız.

Cev. (1) (a) 10kN, 60N m, Cev. (2) (a) 0kN, 0N m
(b) 10kN, 30N m, (b) 0kN, 90N m
(c) 0kN, 90N m, (c) 10kN, 30N m
(d) 0kN, 0N m, (d) 10kN, 60N m



Şekil. 12-13

13. 40kN luk bir kuvvet elde edebilmek için 24mm lik civata sıkıştırılmıştır. Aşağıda liste halinde verilen özellikleri kullanarak,

- (a) Somuna tatbik edilecek gerekli sıkıştırma torkunu hesaplayınız.
(b) Civata gövdesindeki maximum kesme gerilmesini hesaplayınız.
Civata dış çapı, 24mm, kök çapı, 20,32mm, adım, 3mm, $f_c = f = 0,15$, $r_c = 16mm$

Cev. (a) 193N m, (b) 84,9MN/m²

14. 13. Problemdaki özellikleri kullanarak, civata başının, sıkıştırma anında, tutulmaması için gereken sürtünme katsayısı ne kadar olur? Somun içinde aynı efektif sürtünme yarıçapını kabul ediniz.
Cev. 0,151

15. Büyük bir sürgülü vana, basınçlı su hattında kullanılmaktadır. Sürgü 6000N gelmektedir. Su basınçından dolayı ortaya çıkan sürtünme kuvveti, açılmaya karşı koymakta ve değeri 2000N olmaktadır. Vana gövdesi dönmekte ve yukarıya doğru kaldırılması ucuna takılı bir el kasnağı ile sağlanmaktadır. Vana gövdesindeki vidanın çapı 38mm dir. Kasnak iç çapı 40mm ve dış çapı 75mm olan bir takviye flanşına basmaktadır. Vana gövdesindeki dişler kare diş olup (tek diş) adımı 8,5mm dir. Flanş için sürtünme katsayısını 0,25 ve dişler için ise 0,10 olarak kabul edilir.

- (a) Vana sürgüsünü kaldırmak için ise 0,10 olarak kabul ediniz.

- (b) Vida ve flanş mekanizmasının verimini hesaplayınız.

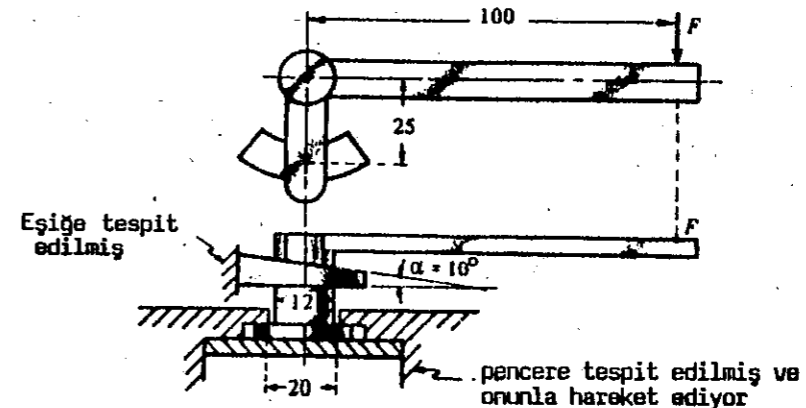
- (c) Vida gövdesindeki maximum kesme gerilmesini hesaplayınız.

Cev. (a) 82,0N m, (b) %13,2, (c) 7,6MN/m²

16. Bir fırında tel halatı gerginleştirmede kullanılmaktadır. Dişler kesitte karedir. Vidanın dış çapı 38mm ve adım 8,5mm dir. Somunda vida arasındaki sürtünme katsayısı 0,15 dir. Tel halatın 8000N kadar gerilmesi için fırındüye tatbik edilmesi gereken tork ne kadardır?
Cev. 63N m

17. Çelik vida, bronz somunu çevirmektedir. Somunun döndürülmesiyle bir ekstrüksiyon presinde 300kN luk aksenal yük oluşmaktadır. Vidanın dış çapı 100mm ve kare kesitli diş mevcuttur. (Derinlik = 1/2 adım), hatve 16mm dir. Somun boyu öyle seçilmiştir ki vida ile somun dişleri arasındaki yatak basıncı 16MN/m² yi geçmeyecektir. Ayrıca, somun dişlerindeki kesme gerilmeside 28MN/m² değerini aşamayacaktır. Uygun somun boyunu hesaplayınız.
Cev. 130mm

18. Şekil. 12-14'de bir pencere mandal tipi görülmektedir. Pencere çerçevesi ve flanşındaki sürtünme katsayıları 0,3 ve 0,2 olarak kabul edilecektir. Pencereyi kapatmak için gerekli 280N u yaratmak için mandal kolunda tatbik edilmesi gereken F kuvveti ne kadar olmalıdır?
Cev. 40N



Şekil. 12-14

13

Civatalarda Yükler

ÇEKMEYE ZORLANAN CİVATA BAĞLANTILARI, çoğu zaman bağlayıcıların dizaynları içinde incelenirler. Civata ilk yüklemeye çekmeye, W_1 , maruzdur. Sonradan W_2 , dış yükün etkisinde kalabilir. (Şekil. 13-1). Civata üzerindeki bileşke W yükü,

$$W = W_1 + W_2 \left(\frac{m_1 + m_2 + m_3 + \dots + m_n}{b + m_1 + m_2 + m_3 + \dots + m_n} \right)$$

ile veya $W = W_1 + W_2 \left(\frac{m}{m+b} \right)$ kullanılarak bulunur.

W_1 = Sıkmadan dolayı civatadaki ilk yük, N

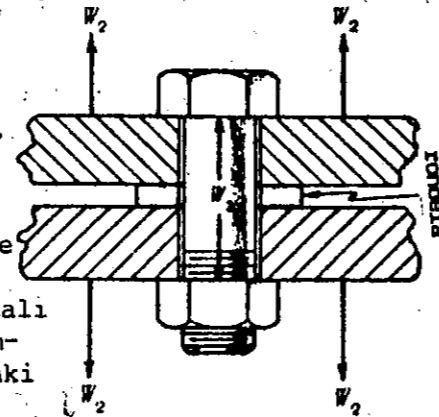
W_2 = Dış yük, N

W = W_1 ve W_2 den dolayı, civatadaki bileşke kuvvet, N

m_1, m_2 ve m_3 m/N olarak tanımlanırlar ve civatalı elemanlarda yükden dolayı görülen sehimlerdir. Bu semboller, civatalı montajdaki parçalara ithaf edilmiştir.

m = m_1, m_2, vb , toplamı

b çivata için m/N olarak yük için ortaya çıkan sehimdir.

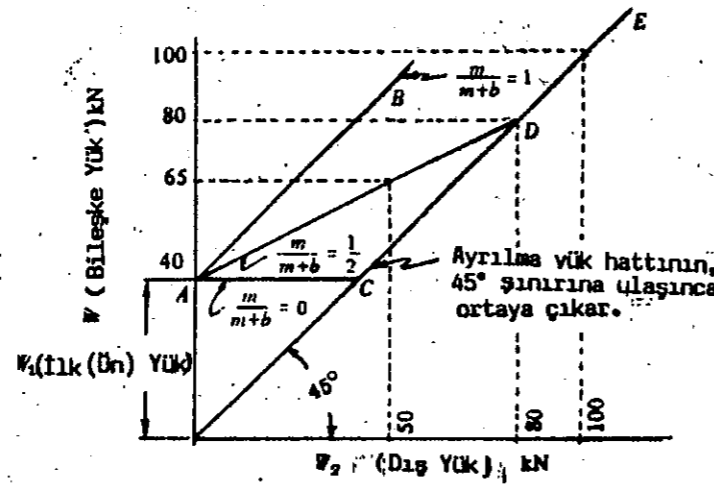


Şekil. 13-1

CİVATALI BAĞLANTININ ELEMANLARINA AYRILMASI, $W_2 = W$ olduğu zaman ortaya çıkar.

Yukarıda verilen ifade, eğimi $m/(m+b)$ olan bir düz doğru denklemdir ve ordinat W_1 i kesmektedir. Bu doğrunun çizilmesiyle, (Şekil. 13-2) elemanların ayrılması halinde, hesaplama için kullanılan bir metod elde edilmiş olur. AC hattı, sıfır eğim için bir ekstrem haldir. Sıfır eğimin görülmesi anında, beher N başına pratik olarak hiç sehim yoktur. Sehimin olmaması civatayla kıyaslanırsa daha iyi anlaşılır. Örn. $m/b = 0$. AB hattı elemanlarla kıyaslandığında, beher N başına

sehimin pratik olmadığı andaki ekstrem hali temsil etmektedir. Örn. $b/m = 0$. Bu iki ekstrem konum arasında hakiki durum ortaya çıkarkı bu da AD ve DE hattıyla gösterilmektedir. (Sayfa.160, 3. soru bu grafiğe atfedilmiştir.)



Şekil. 13-2

CİVATADAKİ ÖN GERİLME, sıkılmaktan dolayı ortaya çıkar, bu da bir tork anahtarı ile gerçekleştirildiği gibi tecrübeli bir ustanın sıkma ayarını iyi yapmasıyla sağlanabilir. Tecrübelerde elde edildiğine göre, ilk civata yükü $W_1(N)$, usta bir mekanik tarafından sağlandığı sürece, ifadesi,

$$W_1 = Kd$$

dir. d = nominal civata çapı (m), K ise $1,75 \times 10^6$ ilâ $2,8 \times 10^6$ N/m arasında değer alabilir.

Civatayı sıkma için tork anahtarı kullanılırsa, W_1 yükü yaklaşık olarak,

$$W_1 = T/0.2d$$

ile bulunur. T = Tatbik edilen sıkıştırma torku ve d = Nominal civata çapıdır. Yukarıdaki ifade, vida diş torku ifadesini kullanarak elde edilir (Bölüm 12). Bunun için helis açısı ihmal edilmiş ve diş ve somun için sürtünme katsayısı 0,15 ve somunun sürtünme flanşı yarıçapı civatanın taksimat iç dairesinin 2/3 ü kadardır. İyi yağlanmış dişler için, civatada ön yük, yukarıda gösterilmiş ifadedekinin iki katı kadardır. Vida diş torku ifadesinin kullanımı yukarıdaki yaklaşım için tercih edilir.

Ön civata yükü, ayrıca teorik bir ifadeyle de bulunabilir.

$$T = \text{diş torku} + \text{flanş torku} = W_1 r_m \left(\frac{\tan \alpha + f / \cos \theta_n}{1 - f \tan \alpha / \cos \theta_n} \right) + W_1 f_c r_c$$

r_m = dişin ortalama çapı, m

f = diş sürtünmesi katsayısı

f_c = flanş sürtünmesi katsayısı

α = Helis açısı

θ_n = diş açısının yarısı

r_c = flanş sürtünme yarıçapı, m

GERİLMELİ CİVATALARDA HASIL OLAN GERİLMELER, civatanın bileşke eksenel yüküyle, burulma kesme gerilmesinin neticesi olarak bilinir. Gerilmeli bir civatada maximum kesme gerilmesi,

$$\tau(\max) = \sqrt{(W/2A_r)^2 + (16T_f/d_s^3)^2}$$

$\tau(\max)$ = Vida gövdesindeki maximum kesme gerilmesi, N/m²,

A_r = Kök alanı, m²

T_f = Diş torku, N m

W = Bileşke eksenel civata yükü, N

d_s = Dişin kök çapı, m

daha az konservatif bir dizayn için, A_r ve d_s , A_s ve d_s ile değiştirilebilirki, A_s ortalama bölüm dairesi alanı ortalama küçük çap alanıdır ve $d_s = \sqrt{4A_s/\pi}$.

Genel olarak, statik bir yüklemeye, civatada ortaya çıkan maximum kesme gerilmesi malzemenin akma gerilmesinin 3/4 ünü geçmemelidir. Mamafih öyle haller vardırki, örneğin küçük civatalar halinde, (12mm veya daha az) akma noktası kesinlikle geçilmez. Değişken yükler halinde, civata mukavemete göre dizayn edilmelidir. Dinamik yüklemeler halinde civataların ilk burulma gerilmelerini kaybedecekleri hatırdan çıkarılmamalıdır. Bu, civata başının ve/veya somunun, yetersiz somun altı sürtünme direnci halinde, geriye kayma ortaya çıkabilir.

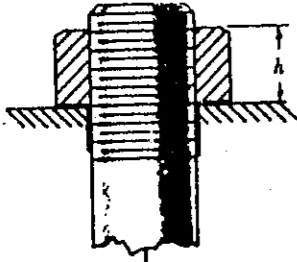
ÇARPMA GERİLMELERİ, civatalara aniden tatbik edilen veya çarpan yüklerden dolayı, ortaya çıkar. Civatanın, çarpmadaki tüm enerjiyi absorbe etmesi kabul edilir. ($U = \frac{1}{2} F \delta$)

F = çarpmanın neden olduğu kuvvet, N, δ = Çarpmanın neden olduğu değiştirme, m. U = çarpma enerjisi, J.

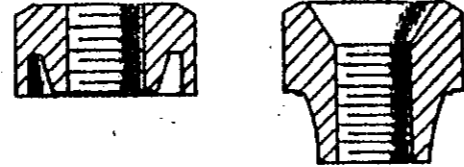
SOMUN İÇİN GEREKLİ BOY, dişin her dönüşünün, bileşke kuvvetinin, W eşdeğer bir parçası olarak kabul edilmesiyle hesaplanabilir. Şekil. 13-3'de gösterildiği üzere;

Gerilme altındaki civatanın mukavemeti, kesmeye maruz dişlerin mukavemetine eşit olacaktır. Gerilmeye maruz civata için, $W = \frac{1}{4} \pi d_r^2 s_s$, kesmeye maruz dişler için, sünek malzemelerde, $s_s = \frac{1}{2} s_t$ ve sonra,

$$\frac{1}{4} \pi d_r^2 = \frac{1}{4} \pi d_r h \quad \text{veya} \quad h = \frac{1}{2} d_r$$



Şekil. 13-2



Şekil. 13-4

Her dişin, kendi payına düşen yükü alır kabulü doğru değildir. Somun basınç ve civata çekme altında olduğundan, yük, somunun altındaki dişlerine doğru kayacaktır. Ağır yüklere tabi civatalarda, Şekil. 13-4'de görüldüğü gibi, daha iyi yük dağılımı sağlamak için bazen özel civatalar kullanılabilir.

CIVATANIN YORULMA MUKAVEMETİ, tatbik edilen maximum ve minimum yüklere bağlıdır. W_2 , dış yük değişken ise, W_1 lik civata yükü, makul bir emniyet katsayısı ile ayrılmayı önleyecek şekilde olmalıdır. W_2 dış yükü, W bileşke civata yüküne eşit olduğu zaman, ayrılma ortaya çıkacaktır. Sonra,

$$W_2 = W_1 + W_2 \left(\frac{m}{m+b} \right)$$

veya $W_1 > W_2 \left(1 - \frac{m}{m+b} \right)$ olmalıdır. Böylece, ayrılma önlenir. Ayrılma

olmadığı zaman yük, W_1 ve $W_1 + W_2 \left(\frac{m}{m+b} \right)$ değerleri arasında değişmelidir.

KÖKDE BİRİKEN GERİLME, standart bir diş için oldukça yüksektir. Fotoelastik testlere göre, statik gerilme konsantrasyon katsayısı 5,62 kadar büyük bir değerde olabilir. Statik yüklere maruz sünek malzemeler için bu durum çok ciddi değildir. Mamafih, gerilme konsantrasyon katsayısının, standart kaba dişin mukavemet limitini düşürdüğü görülmüştür. Böyle bir halde kat sıyı 2 ilâ 4 arasında değer almaktadır. Böylece, değişken gerilmenin, dişli bir civatada, uygun bir gerilme katsayısı ile çarpılması gerekir.

Çözümlü Problemler

1. Bileşke civata yükü, W , için W_1 ve W_2 tatbik edilen dış yük cinsinden bir ifade çıkarınız.

Çözüm:

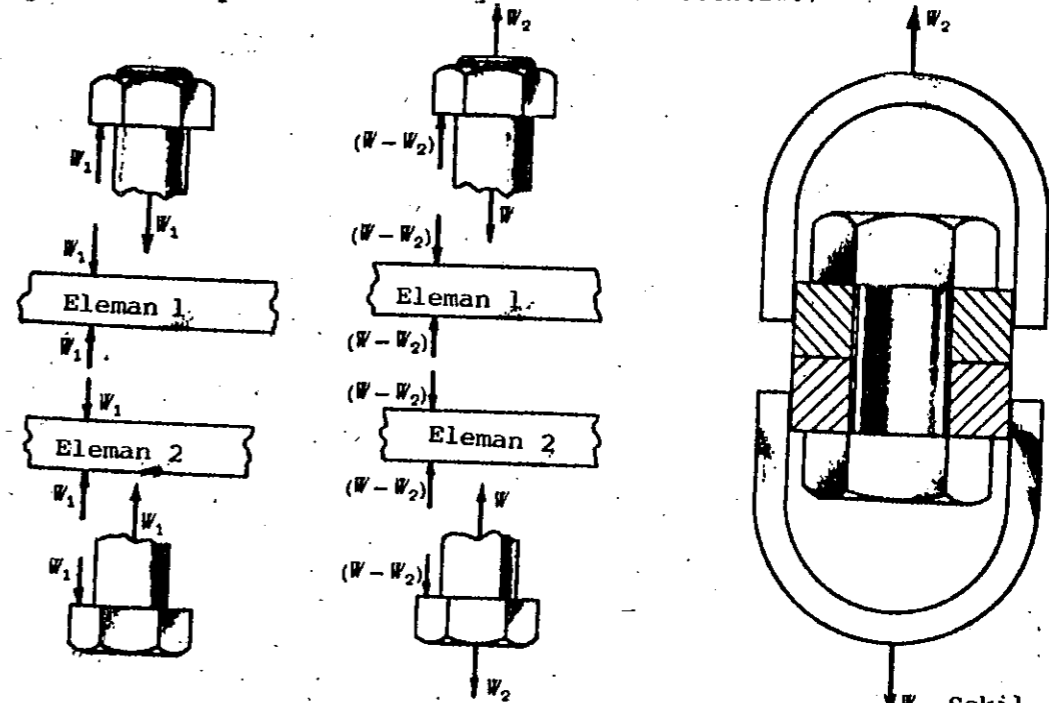
İki elemanın birbirleriyle civatalandığını düşünelim. Şekil. 13-5'de elemanların ve civatanın, W_1 yüküne sıkıştırma yüküne maruz bırakılmış hali görülmektedir. Şekil. 13-5'da ise, elemanları ve civatayı, dış W_2 yükünün tatbik edilmesinden sonraki durum gösterilmiştir. Civata boyundaki değişimin, civata ile bağlanmış elemanların boydaki değişimlerine eşit olduğunu kabullenerek,

$$(\Delta L)_b = (\Delta L)_1 + (\Delta L)_2$$

$$(W - W_1)b = [W_1 - (W - W_2)]m_1 + [W_1 - (W - W_2)]m_2$$

$$W = W_1 + W_2 \left(\frac{m_1 + m_2}{b + m_1 + m_2} \right) = W_1 + W_2 \left(\frac{m}{m+b} \right)$$

bulunabilir. Semboller bir önce kullanılanlar gibidir. (Not: Dış yükün civataya tatbik edildiği kabul edilecektir.)



Şekil. 13-5

Şekil. 13-6

Şekil. 13-7

2. Şekil. 13-7'de gösterildiği üzere, iki elemanın birbirine bağlanması civatayla yapılmaktadır. Elemanlar ve civata aynı malzemeden mamuldürler ve aynı kesit alanına haizdirler. İlk sıkıştırma yükü, W_1 , 20kN ise, bunları ayırmak için gerekli W_2 , dış yükün değeri ne kadar olacaktır?

Çözüm:

Bağlanacak ve civata malzemesi ve kesit alanları da aynı olduğundan bunlar birim N yükü altında aynı sehime sahip olacaklardır. Böylece,

$$m = b \quad \text{ve} \quad W = W_1 + W_2 \left(\frac{m}{m+b} \right) = W_1 + \frac{1}{2} W_2$$

olur. $W = W_1$ olduğu zaman ayrılma söz konusudur. Neticede, $W_2 = 20 + \frac{1}{2} W_2$, veya $W_2 = 40$ kN (ayrılmadan önce)

3. Civatayla bağlanmış elemanlar için birim yük başına gelen sehmin, civata için aynı kalması sağlanarak, çeşitli elemanlar birbirleriyle civata ile bağlanmışlardır. Örn. $m=b$: veya $m/(m+b)=1/2$. Aşağıdakileri grafiklerle çizerek hesaplayınız. Bunun için Şekil. 13-2'yi kullanınız.

- (a) Civatadaki ilk sıkıştırma yükü 40kN ise, civatalanmış elemanların ayrılabilmeleri için ne kadarlık bir dış güç gerekecektir.
 (b) 50kN luk dış yük için bileşke civata yükün ne kadar olur?
 (c) 100kN luk dış yük için bileşke civata yükü ne kadar olur?

Çözüm: Şekil. 13-2'ye bakınız.

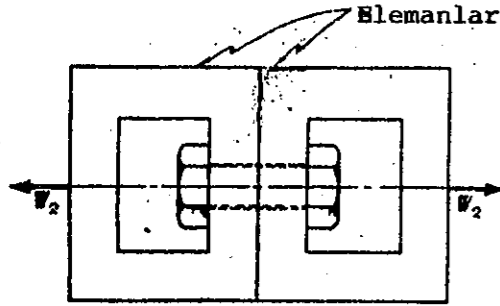
- (a) $W_1 = 80\text{kN}$ luk dış yük halinde, ayrılma D noktasında görülür.
 (b) $W_2 = 50\text{kN}$ da, civata bileşke yükü, $W = 65\text{kN}$ olur.
 (c) $W_2 = 100\text{kN}$ da, civata bileşke yükü, $W = 100\text{kN}$ olur. (Ayrılma ortaya çıkmıştır.)

4. Şekil. 13-8'de görülen civatalı bir bağlantı, somunun sıkıştırılmasıyla ön yüklemeye tabi tutulmaktadır. Civatadaki ön yük 5,3kN dir. Elemanların N yükü altında gösterdikleri sehmin, civatada N yükü için görülen sehmin arasındaki oran, $1/3$ ise, $W_2 = 9,6\text{kN}$ luk dış yük tatbiğiyle, civatadaki yükün ne olabileceğini hesaplayınız.

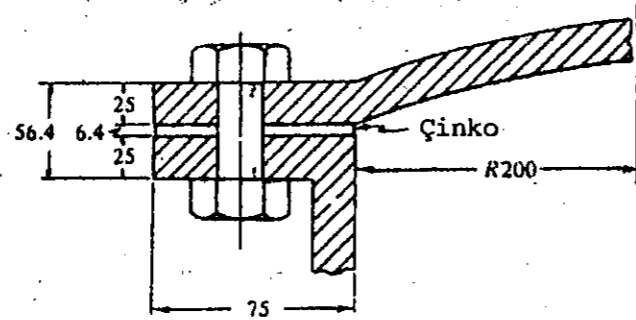
Çözüm:

$$m/b = 1/3, \text{ olduğundan, } W = W_1 + W_2 \left(\frac{m}{m+b} \right) = W_1 + \frac{1}{4}W_2 = 5,3 + \frac{1}{4}(9,6) = 7,7\text{kN.}$$

$W_2 > W$, olduğundan, elemanlar ayrılmış durumdadır ve civatadaki son yük 9,6kN dur.



Şekil. 13-8



Şekil. 13-9

5. Dökme demir basınç kabının kapağı, Şekil. 13-9'da görüldüğü üzere M12 çelik civatalarla yerinde tutulmaktadır. Başlangıçtaki sıkıştırma yükü 22kN dur. Kap 21°C de olduğu zaman basınçın atmosferik basınç olduğu söylenmektedir. Her civatadaki yükü hesaplayınız. Hesaplarınızı (a) Eğer basınç, $1,4\text{MPa}$ a yükseltince, (b) eğer kap 121°C ye kadar ısıtılırsa, içerideki basınç atmosferik başlangıçta, (c) eğer kap 121°C ye kadar ısıtılırsa, içerideki basınç $1,4\text{MPa}$ başlangıçta, Çelik için $E = 207\text{GPa}$, dökme demir için $= 83\text{GPa}$, çinko için $= 83\text{MPa}$ Çelik için lineer genişleme katsayısı $= 11,9 \times 10^{-6}/\text{K}$, dökme demir için $= 10 \times 10^{-6}/\text{K}$ çinko için $32 \times 10^{-6}/\text{K}$ dir.

Çözüm:

(a) Flanşın ve çinko contanın kesit alanı, beher civata için,

$$A = \frac{1}{10}(\pi D_{m1}) = \frac{1}{10} \pi \left(\frac{0,4 + 0,55}{2} \right) (0,075) = 0,0112\text{m}^2$$

$$\text{M12 civatanın kesit alanı} = 0,113 \times 10^{-3}\text{m}^2$$

Böylece, çinko ve dökme demir flanş için net alan =

$$0,0112 - 0,113 \times 10^{-3} = 0,0111\text{m}^2/\text{ci}$$

$$s = \frac{\Delta L}{L} E = \frac{P}{A}, \text{ den } \frac{\Delta L}{P} = \frac{L}{AE} \text{ m sehmin/yük, N elde edilir.}$$

$$(L/AE)_{\text{çinko}} = \frac{6,4 \times 10^{-3}}{0,0111 \times 83 \times 10^9} = 6,947 \times 10^{-12} \text{ m/yük N}$$

$$(L/AE)_{\text{ci}} = \frac{5 \times 10^{-2}}{0,0111 \times 83 \times 10^9} = 5,427 \times 10^{-11} \text{ m/yük N}$$

$$(L/AE)_{\text{civata}} = \frac{5,64 \times 10^{-2}}{0,113 \times 10^{-3} \times 207 \times 10^9} = 2,411 \times 10^{-9} \text{ m/yük N}$$

$$m = 6,947 \times 10^{-12} + 5,427 \times 10^{-11} \text{ m/yük N, } b = 2,411 \times 10^{-9} \text{ m/yük N, } \frac{m}{m+b} = 2,48 \times 10^{-2}$$

$$W_2 = \frac{\pi(0,4^2)}{4} \left(\frac{1,4 \times 10^6}{10} \right) = 1,76 \times 10^4 \text{ N civata ve } W = 22,000 + 2,48 \times 10^{-2} (1,76 \times 10^4) = 22,4\text{kN}$$

$$(b) (\Delta L)_{\text{çinko}}, \text{ sıcaklık değişmesinden dolayı } = \frac{6,4 \times 10^{-3} (100)(32 \times 10^{-6})}{2,048 \times 10^{-5} \text{ m}}$$

$$(\Delta L)_{\text{ci}}, \text{ sıcaklık değişmesinden dolayı, } = 2(0,025)(100)(10 \times 10^{-6}) = 5 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$(\Delta L)_{\text{civata}}, \text{ sıcaklık değişmesinden dolayı, } = \frac{5,64 \times 10^{-2} (100)(11,9 \times 10^{-6})}{6,712 \times 10^{-5} \text{ m}}$$

$$(\Delta L)_{\text{çinko}} + (\Delta L)_{\text{ci}} = 2,048 \times 10^{-5} + 5 \times 10^{-5} = 7,048 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$(\Delta L)_{\text{civata}} = (\Delta L)_{\text{elemanlar}} + (\Delta L)_{\text{civata}}$, yük ve sıcaklık artışından dolayı artacaktır. W_1 yü civatadaki yeni yük olarak alalım ve $W_1 = 22\text{kN}$ olduğunu hatırlayarak,

$$(\Delta L)_{\text{civata}} = \frac{(W_1 - 22,000)(5,64 \times 10^{-2})}{0,113 \times 10^{-3} (207 \times 10^9)} + 6,712 \times 10^{-5}$$

$$= 2,411 \times 10^{-9} (W_1 - 22,000) + 6,712 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$(\Delta L)_{\text{elemanlar}}$, yükteki artıştan dolayı azalacak ve sıcaklık artışından dolayı artmaya temayüllüdür. Böylece,

$$(\Delta L)_{\text{elemanlar}} = - \frac{(W_1 - 22,000)(5,64 \times 10^{-2})}{0,0111 \times 83 \times 10^9} + 7,048 \times 10^{-5}$$

$$= 6,122 \times 10^{-11} (W_1 - 22,000) + 7,048 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$(\Delta L)_{\text{civata}} = (\Delta L)_{\text{elemanlar}}$ yaparak, $W_1 = 23,4\text{kN}$ bulunur. Bu yeni civata yüküdür.

(c) Dış yük tatbik edildikten sonra, civata bileşke yükü,

$$W = 2,34 \times 10^4 + 2,48 \times 10^{-2} (1,76 \times 10^4) = 23,8\text{kN}$$

6. 250mm boyundaki M12 lik çelik civata, bir darbeli yüke maruzdur. Absorbe edilecek kinetik enerji 4J dir.

(a) Civata başıyla somun arasında dış çekili kısım yok ise, civata gövdesindeki gerilmeyi hesaplayınız. (b) Dışlerin köklerine ait alandan dolayı, gövde alanı azaltılırsa gövdedeki gerilmeyi hesaplayınız.

Çözüm:

(a) Çarpma ile ortaya çıkacak enerji, 12mm lik gövdenin uzamasıyla karşılanmaktadır. $0,113 \times 10^{-3}\text{m}^2$.

$$U = \frac{F}{2} \delta = \frac{F}{2} \left(\frac{FL}{AE} \right) = \frac{F^2 L}{2AE}$$

$$\text{veya } F = \sqrt{\frac{2AEU}{L}} = \sqrt{\frac{2(0,113 \times 10^{-3})(200 \times 10^9)4}{0,25}} = 26,9 \text{ kN (darbe yükü)}$$

Kök alanı $A_r = 76,2 \text{ mm}^2$ Kök alanına bağlı olarak bulunan gerilme, $s = 2,68 \times 10^4 / (76,2 \times 10^{-6}) = 353 \text{ MPa}$. Bu değer gerilme konsantrasyonunu ihmal etmektedir.

(b) Civata gövdesinin çapı, kök çapına kadar indirilirse,

$$F = \sqrt{\frac{2(76,2 \times 10^{-6})(200 \times 10^9)4}{0,25}} = 22,1 \text{ kN} \quad \text{ve} \quad s = \frac{2,21 \times 10^4}{76,2 \times 10^{-6}} = 290 \text{ MPa}$$

Bulunan bu değerlerle, civata gövdesinin, çapını kök çapına kadar indirilmesiyle gerilme azaltılabilmektedir. Çarpma gerilmesi, civata boyunun artırılmasıyla da azaltılabilir.

7. Civata ile birbirlerine tespit edilmiş elemanlar arasında 380mm boyunda M24 civata kullanılmaktadır. İlk bağlamadaki yük 45kN dur. Dişler ve bilezik arasındaki sürtünme katsayısını 0,15 alınız ve bilezik yarıçapı 15mm dir. (a) Somuna tatbik edilen sıkma torkunu hesaplayınız. Bunun için, teorik diş tork ifadesini kullanınız. (b) Civatadaki maksimum kesme gerilmesini hesaplayınız.

Çözüm:

$$(a) \text{ Özel diş için, } d_o = 24 \text{ mm} \quad d_m = 22,155 \text{ mm} \quad \tan \alpha = \frac{\text{hatve}}{\pi d_m} = \frac{3 \times 10^{-3}}{\pi(0,02216)} = 0,0431$$

$$d_f = 20,3 \text{ mm} \quad r_m = 11,08 \text{ mm}$$

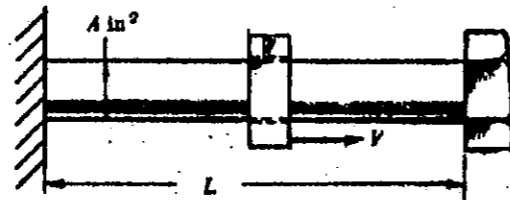
$$T = 45,000 \left[11,08 \times 10^{-3} \left(\frac{0,0431 + 0,15/0,866}{1 - 0,0431 \times 0,15/0,866} \right) + 0,15 \times 15 \times 10^{-3} \right] = 109 + 101 = 210 \text{ N m}$$

Tatbik edilen torkun bir kısmı, dişler tarafından absorbe edilmiştir. Bu da 109N m kadardır. Bilezik tarafından absorbe edilen toplam tork değeri 101N m dir.

$$(b) \quad s_x = \frac{45,000(4)}{\pi(20,3 \times 10^{-3})^2} = 139 \text{ MPa}, \quad \tau_{xy} = \frac{109 \times 16}{\pi(20,3 \times 10^{-3})^3} = 66,3 \text{ MPa}$$

$$\text{ve } \tau(\max) = \sqrt{(139/2)^2 + 66,3^2} = 96,1 \text{ MPa}$$

8. Yatay bir civatanın gövdesinde hasil olan maksimum gerilme için uygun ifadeyi çıkarınız. Civata kafası, V hızıyla hareket eden bir W konsantrik ağırlığın çarpmasına maruz kalacaktır. W den ortaya çıkabilecek eğilmeyi ve gerilme konsantrasyonunu ihmal ediniz. Yandaki şekile bakınız. (Şekil 13-10). Çözüm:



Şekil. 13-10

Hareketli parçanın sahip olduğu kinetik enerji, çarpma anında civata tarafından yutulmalıdır. N , m ve sn . birimlerini kullanarak,

$$\frac{1}{2}MV^2 = \frac{1}{2}Ps, \quad (W/E)V^2 = (sA)(sL/E), \quad \text{ve } s = V\sqrt{WE/gAL} \text{ çekme}$$

9. Civatalı bir bağlantıya tatbik edilen dış yük sıfır ile 7,2kN arasında değer almaktadır. Civata ile elemanlar arasındaki, beher N e düşen sehim oranı, 3 dür. Civata malzemesi için, s , mukavemet sınırı, ters aksenal yüklemde 208MPa ve akma noktası 346MPa dadır. Diş için kök alanı $84,3 \text{ mm}^2$ dir. Gerilme konsantrasyon katsayısı $K_f = 2,5$ ve emniyet katsayısı, $N = 2$ dir. Buna göre,
- (a) Ayrılmayı önlemek için, başlangıçta tatbik edilen yüklemeyi hesap-

layınız.

- (b) Ortalama s_m , y_i ve değişken gerilme değerini, s_v , (a) da hesaplanan başlangıç yüküne bağlı olarak hesaplayınız.
- (c) Soderberg çalışma diyagramını kullanılan malzeme için çizin ve (a) da hesaplanan başlangıç yüküne göre civatanın emniyetli yüklenip yüklenmediğini araştırınız.

Çözüm:

$$(a) \text{ Ayrılmayı önlemek için, } W_1 > W_2 \left(1 - \frac{m}{m+b} \right) \quad \text{ise, } \frac{m}{m+b} = \frac{1}{4} \quad \text{sonra,}$$

$$W_1(\min) = 7200 \left(1 - \frac{1}{4} \right) = 5400 \text{ N}$$

$$(b) W(\max) = 5400 + 7200/4 = 7200 \text{ N}$$

$$W(\min) = 5400 + 0 = 5400 \text{ N}$$

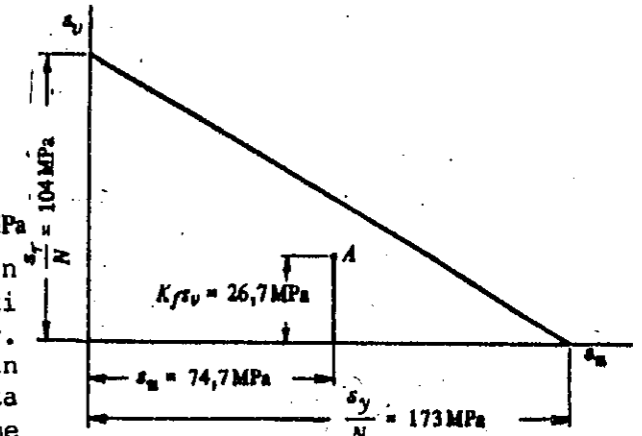
$$W_m = 6300 \text{ N (ortalama yük)}$$

$$W_v = 900 \text{ N (değişken yük)}$$

$$s_m = 6300 / (84,3 \times 10^{-6}) = 74,7 \text{ MPa}$$

$$K_{fsv} = 2,5(900) / (84,3 \times 10^{-6}) = 26,7 \text{ MPa}$$

- (c) Ortalama ve değişken yüklerin toplamı Şekil. 13-11'deki A noktasında gösterilmiştir. A noktası, çalışma hattının altına düştüğünden, civata emniyetli yüklüdür. Gerilme konsantrasyonu katsayısının sadece değişken gerilmeye uygulandığını unutmayınız. Statik olarak ele alınabilecek ortalama gerilmede konsantrasyon katsayısı kullanılmamıştır.



Şekil. 13-11

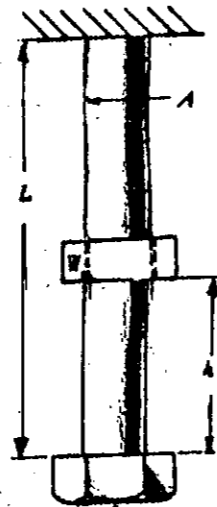
Tamamlayıcı Problemler

10. Basınç kabının kapağı, yerinde on adet M20 civatayla tutulmaktadır. Basınç 1,4MPa dır. Kapağın efektif alanı, $0,2 \text{ m}^2$, basınç maruz kalmaktadır. Civataların, bağlı parçalara göre sertlik oranı 1/4 dür. Her civata ön yüklemelidir. (Basınç tatbikinden önce.) Başlangıçtaki sıkıştırma 27kN ya kadar yapılmıştır. (a) Bağlantı iç basınçın doğurduğu yükten dolayı ayrılacak mıdır? (b) Bağlantı ayrılmıyorsa, aksenal yükten dolayı her civatada ortaya çıkan çekme gerilmesini hesaplayınız. Cev. (a) Elemanlar ayrılmayacaktır. (b) $s = 220 \text{ MPa}$.
11. Bir yağ silindirinin iki ucu dört civatayla tespit edilmiştir. Civata alanları $0,00013 \text{ m}^2$ ve her biri başlangıçta 13,4kN a kadar sıkılmıştır. Silindirin kesit alanı $0,0013 \text{ m}^2$ dir. Civataların ve silindirin efektif boyu aynı kabul edilmekte, ve 460mm gelmektedir. Uçdaki plakaları çok rijid kabul ederek, piston ve kafaya 27kN luk yük tatbik edilebilecek basınçın bulunması halinde, her civataya düşen yükü hesaplayınız. Piston tam açılmış halde, strokun sonunda bulunmaktadır. Civata ve silindir malzemesi, çelik olup kopma mukavemeti 550MPa ve akma noktası 345MPa dır.
12. M20 lik tamamen çelik bir civata ($A_r = 2,25 \times 10^{-4} \text{ m}^2$) iki çelik plakayı çelik bir silindirin uçlarını tespitde kullanılacaktır. Silindir içine, 10MPa lık yağ basınçı tatbik edilmektedir. 50kN luk bir baş-

lanğıç çekmesinin, silindirden sızdırmayı önleyeceğini gösteriniz. Ve sonrada civaadaki toplam yükü hesaplayınız.
Cev. 52,7kN

13. Dökme demir silindir kafası iç çapı 0,5m olan bir silindire sekiz adet civatayla bağlanmaktadır. Civatalanacak parçalara göre, civatanın fazlasıyla esnek olduğunu düşünelim. 1,4MPa lık iç basınç için, civatalar üzerindeki kuvvet ne kadardır? Civatalar, 2,1MPa da açılacak olan bağlantıyı tam önleme sınırındadır.
Cev. 51,54kN civata başına.

14. Baştan başa diş çekili bir civata, iki plakaya birbirine tespitde kullanılmaktadır. Plakalar arasında conta bulunmaktadır. Civatadaki beher yük başına olan sehimin, civatalanmış parçalarda beher yük başına olan sehime oranı 1/4 dür. Civatanın başlanğıç sıkılma yüküne, ilave edilecek yükün yüzdesi ne kadardır? Plakaların yük altında ayrılmayacakları kabul edilecektir.
Cev. Tatbik edilen yükün %80 i civataya gider.



Şekil. 13-12

15. Düşey bir civatada hasıl olan çekme gerilmesi için gerekli ifadeyi çıkarınız. W ağırlığındaki konsantrik bir parça, h mesafesinden aşağıya doğru düşmektedir. (Şekil. 13-12)
Cev.

$$s = \frac{W}{A} \left(1 + \sqrt{\frac{2AEh}{WL}} + 1 \right) \text{ (çekme)}$$

16. Civatalı bir bağlantıya tatbik edilen dış yük sıfırla 6,24kN arasında değerler almaktadır. Civata, başlanğıçta 5,8kN luk yüklenmiştir. Civatada, kök alanı $105 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ dir. Civata için beher yük başına sehimin, elemanda beher yük başına sehime oranı 3 dür.
(a) Maximum ve minimum civata yüklerini hesaplayınız.
(b) Gerilme konsantrasyon katsayısını 2,8 alarak, ortalama gerilme ve değişken gerilmeyi hesaplayınız.
(c) Soderberg çalışma-gerilme diyagramını çizin ve civatanın 1,8 lik emniyet katsayısıyla emniyetli yüklenip yüklenmediğini kontrol ediniz. Malzemede akma noktası 276MPa ve dayanıklılık limiti, ters eksepele yüklemde 138MPa dir.

Cev. (a) $W(\max) = 7,36 \text{ kN}$, $W(\min) = 5,8 \text{ kN}$

(b) $s_m = 62,7 \text{ MPa}$, $s_v = 20,8 \text{ MPa}$

(c) Civata emniyetli yük altında

17. İki elemanın birbirleriyle tespitinde kullanılan civatalar için, başlanğıç yük değerini bulunuz. M12 x 1,75 lik civatada maksimum kesme gerilmesi ne kadar olacaktır? Somunun 70N m lik torkla sıkıldığı bilinmektedir. Diş ve bilezik için sürtünme katsayısı 0,15 dir. Flanş yarıçapı 8,5mm alınabilir. Gerilme konsantrasyonunu ihmal ediniz.

Cev. Başlanğıç civata yükü = 27,9kN. Maximum kesme gerilmesi = 261MPa (9,83mm lik kök çapı esas alınmıştır.)

Kavramalar

KAVRAMA, millerin birbirlerine irtibatlanmalarını ve birbirlerinden ayrılmasını sağlayan bir sürtünme cihazıdır. Kavramaların ve frenlerin dizaynları çeşitli açılardan mukayese edilebilir. Bu çok diskli bir kavramanın fren olarak kullanılmasıyla açıklanabilir. Fren dizaynındaki bir problem, kavrama dizaynına göre daha belirgin olarak göze çarparkı, bu da ısının üretilmesi ve bunun dağıtılmasıdır. Sürtünmeli kavramalarda, ısı, elemanların relatif hareketlerinden dolayı ortaya çıkar. Fakat, kayma miktarı, frende olduğu kadar büyük değildir. Sürtünmeyle aktarılan gücün her zaman kaymayla gerçekleştiğini unutmamak gerekir. Bu nedenle pozitif güç aktarımı elde etmek istenince, pozitif bir cihaza başvurmak gerekir. Çeneli tipli kavrama.

PLAKALI VEYA DİSKLİ KAVRAMALAR

ÇOK DİSKLİ KAVRAMA, Şekil. 14-1'de gösterilmiştir. Gösterilmiş plakalar, A , genelde çeliktirler. Bunlar C mili üzerine dizilmişler ve ekselel yönde hareket serbestliğine sahiptirler. (Sondaki disk hariç.) B olarak gösterilmiş diskler genelde bronzdan mamul olup, D miline tespit edilmişlerdir.

$$n = n_{\text{çelik}} + n_{\text{bronz}} - 1$$

Gösterilen sistem için, $n = 5 + 4 - 1 = 8$, temas halindeki yüzey çifti sayısı;

Tork kapasitesi,

$$T = FfR_f n$$

T = tork kapasitesi, N m

F = ekselel kuvvet, N

f = sürtünme katsayısı

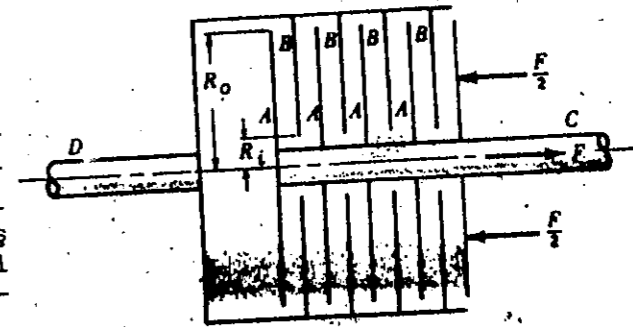
$$R_f = \text{sürtünme yarıçapı} = \frac{2}{3} \left(\frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \right), \text{ eğer temas basıncı uniform kabul edilirse,}$$

$$= \frac{R_o + R_i}{2} \text{ Eğer aşınma uniform kabul edilirse,}$$

R_o = Temas yüzeylerinin dış yarıçapı, m

R_i = Temas yüzeylerinin iç yarıçapı, m

n = Temas yüzeyleri çiftleri sayısı



Şekil. 14-1

Eksenel kuvvet, F , $p\pi(R_o^2 - R_i^2)$

p , ortalama basınçtır.

Aktarılan güç,

$$\text{Güç} = TN(2\pi/60)W$$

T = mil torku, N m ve N = dönüş hızı, d/dk.

Uniform aşınma için, basınç değişimi,

$$p = \frac{C}{r} = \frac{F}{2\pi(R_o - R_i)r}$$

ile bulunur. C , sabite ve r ise, Şekil. 14-3'de gösterilen küçük elemanın yarıçapı. (sayfa. 168)

KONİK KAVRAMALAR

KONİK KAVRAMA, işlevini konik parçanın sıkıştırma hareketiyle gerçekleştirir.

(a) Konik parçalar birbirine temas halinde, konik kavramanın tork kapasitesi, uniform basınça bağlı kalınarak,

$$T = \frac{Ff}{\sin \alpha} \left(\frac{2}{3} \right) \left(\frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \right)$$

Tork kapasitesi ayrıca,

$$T = Ff \left(\frac{R_o^3 - R_i^3}{3R_m b \sin^2 \alpha} \right)$$

T = Tork, N m

F = Eksenel kuvvet, N

f = Sürtünme katsayısı

R_o = Temasin dış yarıçapı, m

R_i = Temasin iç çapı, m

R_m = Ortalama yarıçap = $\frac{1}{2}(R_o + R_i)$, m

b = Temas yüzü eni, m

α = Koniklik açısı

$$\text{veya } T = F_n f \left(\frac{2}{3} \right) \left(\frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \right) \quad F_n = p(2\pi R_m)(b)$$

(b) Konik kavramanın tork kapasitesi, aşınma dikkate alınarak,

$$T = \frac{FfR_m}{\sin \alpha} \quad \text{veya } T = F_n f R_m$$

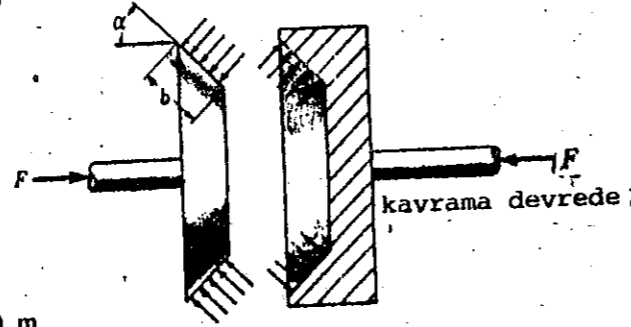
Basınç değişimi, uniform aşınma gözönüne alınarak,

$$p = \frac{F}{2\pi(R_o - R_i)r} \quad \text{Şekil. 14-8'e bakınız.}$$

Maximum basınç en küçük yarıçapta oluşur; $p_{max} = \frac{F}{2\pi(R_o - R_i)r_i}$

Minimum basınç en büyük çapta oluşur; $p_{min} = \frac{F}{2\pi(R_o - R_i)R_o}$

$$\text{Ortalama basınç} = \frac{F}{\pi(R_o^2 - R_i^2)}$$



Şekil. 14-2

KONİK KAVRAMALARIN DEVREYE ALINMASI, konik kavramanın iki ayrı elemanı aynı hızlarda dönerlerken, bunların birbirleriyle irtibatlarını sağlamak için tatbik edilecek kuvvet, aslında çalışma sırasında istenenden daha fazla olabilir. Bu, bu türdeki kavramalar için bir problem teşkil eder. Sürtünme kuvvetinin devreye alma durumuna bağlı olduğundan, problemin analizi daha da güçleşebilir. Devreye almada, relatif döner hareketin, relatif eksenel harekete oranı şeklinde tanımlanabilir. Konservatif bir işlem için, kavramın devreye alınması sırasında relatif döner hareketin oluşmadığı kabul edilir. Böylece, kavrama elemanlarının birbirleriyle teması yani kavramın devreye alınabilmesi için, gerekli F_n kuvveti,

$$F_n = F_n(\sin \alpha + f \cos \alpha)$$

olur. Bu kuvvet istenen maximum değer olup, F_n nin elde edilmesi için gereklidir. Bu kuvvetde sonradan, arzulanan sürtünme torkunu elde edebilmek için, sürtünme kuvveti şekline dönüşecektir.

KAVRAMADA, KOVAN İLE KARŞILIĞINI BİRLİKTE DEVREYE ATMAK İÇİN GEREKLİ EKSENEL KUVVET, sürtünme esas alınarak, kavrama elemanlarının birbirleriyle temas etmeleri için gerekli eksenel kuvvet,

$$F = F_n \sin \alpha \quad \text{ve} \quad F = F_n(\sin \alpha - f \cos \alpha)$$

değerleri arasında değişecektir. Titreşimden dolayı, Titreşim pek stabil olamaz ve iki ayrı parçayı birlikte tutmak için gerekli kuvvet, F in büyük değerleridir: $F = F_n \sin \alpha$.

KAVRAMA ELEMANLARINI BİRBİRLERİNDEN AYIRMAK İÇİN GEREKLİ EKSENEL KUVVET, aslında koniklik açıları müşterek seçilirse, parçaları birbirinden ayırmak için kuvvet gerekmez. Zira, eğer, $f \cos \alpha > \sin \alpha$ ise parçaları birbirinden ayırmak için gereken F_d kuvveti, $F_d = F_n(f \cos \alpha - \sin \alpha)$ dir.

KONİK KAVRAMADA GÜÇ KAPASİTESİ, aşağıdaki şekilde bulunabilir. İfade uniform basınça göre ayrı ayrı çıkarılabilir.

$$\text{Uniform aşınma} : P = TN(2\pi/60) = \frac{(F_n f D_m / 2) N}{9.549} = \frac{F f R_m}{\sin \alpha} \left(\frac{N}{9.549} \right) \text{ Watt}$$

$$\text{Uniform basınç} : P = TN(2\pi/60) = F_n f \left(\frac{2}{3} \right) \left(\frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \right) \frac{N}{9.549} = \frac{F f}{\sin \alpha} \left(\frac{2}{3} \right) \left(\frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \right) \frac{N}{9.549}$$

F = Eksenel kuvvet, N

f = Sürtünme katsayısı,

R_o = Dış yarıçap, m

R_i = İç yarıçap, m

N = Dönüş hızı, d/dk

α = Koniklik açısı

$F_n = p(2\pi R_m)(b)$, p , ortalama basınç R_m ortalama koni yarıçapı, ve b de alın yüzü enidir.

Çözümlü Problemler

1. Birbirlerine bir F kuvvetiyle bastırılan, bir çift yüzey için tork kapasite ifadesini çıkarınız. Aşağıdaki şekil. 14-3'e bakınız.

Çözüm:

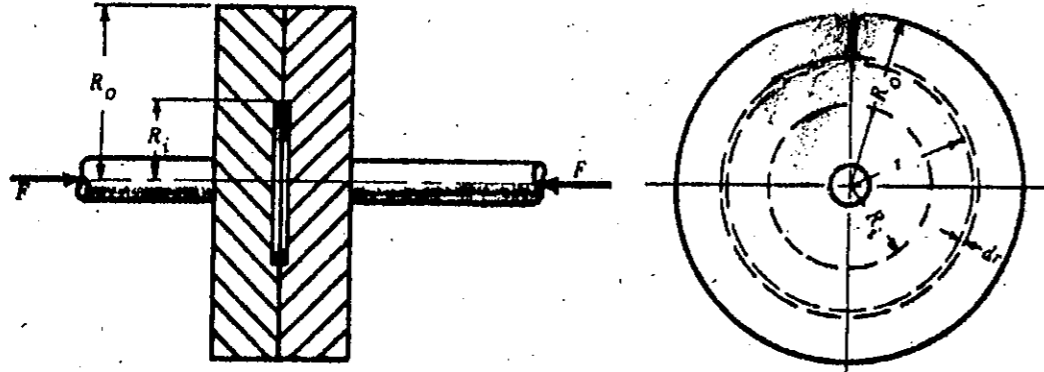
Elementer $dA = 2\pi r dr$ alanını ele alalım. Bu elemandaki normal kuvvet $= dN = p dA = p(2\pi r dr)$. Bu elemandaki sürtünme kuvveti $= dQ = f dN = f(p2\pi r dr)$. Diferansiyel sürtünme torku böylece, $= dT = r dQ = r(fp2\pi r dr) p$ ve f sabitleri çıkarılıp, integrasyon yapılırsa, toplam tork değeri bulunabilir.

$$\text{Bu da, } T = 2\pi f p \int_{R_i}^{R_o} r^2 dr = 2\pi f p \left(\frac{R_o^3 - R_i^3}{3} \right)$$

Eksenel kuvvet, $F = p(\pi)(R_o^2 - R_i^2)$ bundan da, ortalama basınç $p = \frac{F}{\pi(R_o^2 - R_i^2)}$ bulunabilir.

p nin bu değerini T de yerine koyacak olursak,

$$T = 2\pi f p \left(\frac{R_o^3 - R_i^3}{3} \right), \quad T = f'f \left[\frac{2}{3} \left(\frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \right) \right] = f'f R_f \quad \text{elde edilir.}$$



2. Birbirlerine F kuvvetiyle bastırılan bir çift yüzey için tork kapasite ifadesini çıkarınız. Yukarıdaki, Şekil. 14-3'e bakınız. Uniform aşınma kabul edilecektir.

Çözüm:

Kavrama yeniyse, basınçın uniform olması belki doğru olabilir. Yüzeyle oldukça rijid iseler, hızın yüksek olduğu dış parça, iç parçaya kıyasla daha çabuk aşınacaktır. Başlangıçtaki aşınmalardan sonra, profil eğrisi şeklini koruyacak veya bundan sonra aşınma uniform kabul edilebilecektir.

Uniform aşınma değişik yolla açıklanabilir. Bunun için, herhangi bir zaman aralığında birim alanda yapılan işin sabit olduğu kabul edilmektedir.

$$\frac{(\text{sürtünme kuvveti})(\text{hız})}{\text{Alan}} = \frac{(fp2\pi r dr)(r\omega)}{2\pi r dr} = C' \text{ sabiti}$$

$$\text{veya, } p = C'/f r \omega.$$

Sonra, f ve ω sabit olduğundan, $p = C/r$ C de sabit bir sayıdır.

Basınçın yarıçapın tersi ile değiştiğini göstermek için başka bir yol, δ , aşınmanın p basınçına ve V hızına doğru orantılı olduğunu kabul etmekle başlar. Böylece, $\delta = KpV = Kp(r\omega)$, ya $p = C/r$ Zira, δ ve K birer sabitedir ve ω da kavrama için tespit edilmiş bir değerdir.

1. problemde olduğu gibi, diferansiyel sürtünme torku, $dT = r(fp2\pi r dr)$ dır. Böylece, toplam tork,

$$T = \int_{R_i}^{R_o} r f \left(\frac{C}{r} \right) 2\pi r dr = 2\pi f C \left(\frac{R_o^2 - R_i^2}{2} \right)$$

C yi bulmak içinde,

$$F = \int_{R_i}^{R_o} p(2\pi r dr) = \int_{R_i}^{R_o} (C/r)(2\pi r dr) = 2\pi C(R_o - R_i), \quad \text{veya } C = \frac{F}{2\pi(R_o - R_i)}$$

kullanılır. C nin bu değerini T de yerine koyarak, elde edilir.

$$T = f'f \left(\frac{R_o + R_i}{2} \right) = f'f R_f$$

3. İki ayrı durum için, uniform basınç ve uniform aşınmayı, sürtünmeyi yarıçapını esas alarak kıyaslayınız.

(1) $R_o = 100\text{mm}$, $R_i = 90\text{mm}$; (2) $R_o = 100\text{mm}$, $R_i = 25\text{mm}$

$$\text{Çözüm: (1) Uniform basınç, } R_f = \left(\frac{2}{3} \right) \left(\frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \right) = \left(\frac{2}{3} \right) \left(\frac{0,1^3 - 0,09^3}{0,1^2 - 0,09^2} \right) = 0,0951\text{mm}$$

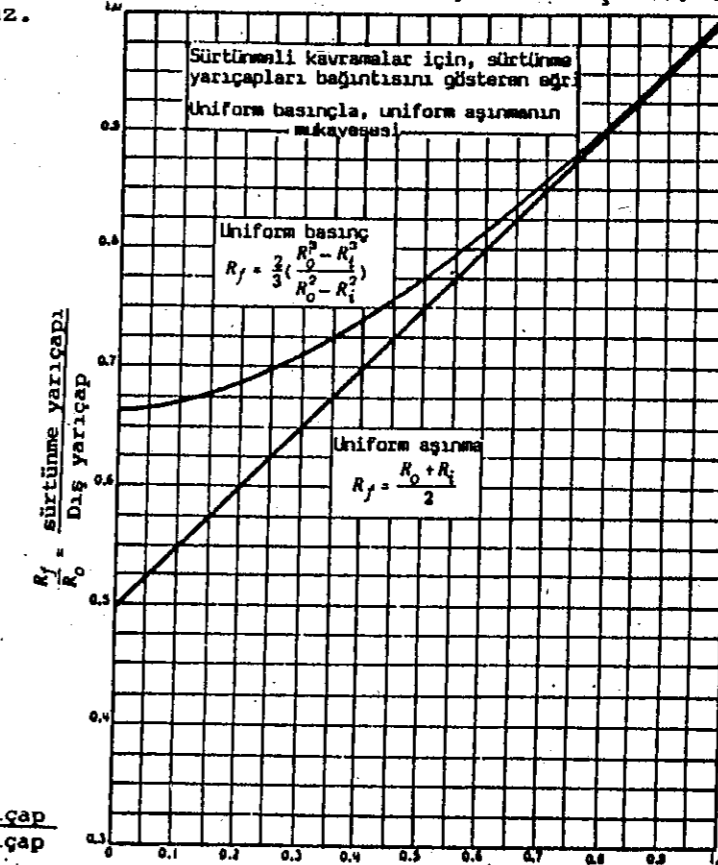
$$\text{Uniform aşınma, } R_f = \frac{R_o + R_i}{2} = \frac{0,1 + 0,09}{2} = 0,0950\text{mm}$$

$$(2) \text{ Uniform basınç, } R_f = \left(\frac{2}{3} \right) \left(\frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \right) = \left(\frac{2}{3} \right) \left(\frac{0,1^3 - 0,025^3}{0,1^2 - 0,025^2} \right) = 0,0700\text{mm}$$

$$\text{Uniform aşınma, } R_f = \frac{R_o + R_i}{2} = \frac{0,1 + 0,025}{2} = 0,0625\text{mm}$$

Böylece, R_o/R_i nin küçük değerleri için, uniform aşınma arasındaki fark oldukça küçüktür. R_o/R_i arttıkça, fark daha büyük olmaktadır.

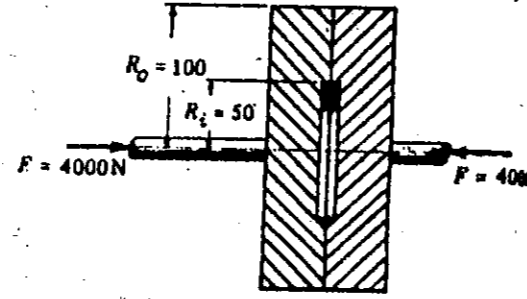
4. Uniform basınç ve uniform aşınma kabulleri için (R_f/R_o) ı ordinat, (R_i/R_o) i apsis olarak eğri takımını çiziniz. Şekil. 14-4'deki çözüme başvurunuz.



Şekil. 14-4

$$\frac{R_i}{R_o} = \frac{\text{iç yarıçap}}{\text{Dış yarıçap}}$$

5. Eksenel kuvvetin 4000N olduğu bir plakalı kavramada, maximum, minimum ve ortalama basınç hesaplayınız. Temasda iç yarıçap $R_i=50\text{mm}$, dış yarıçap, dış yarıçap, $R_o = 100\text{mm}$. Uniform aşınma kabul edilecektir. Şekil. 14-5'e bakınız.



Şekil. 14-5

Çözüm:

Basınç değişimi,

$$p = \frac{C}{r} = \frac{F}{2\pi(R_o - R_i)r} \text{ ile bulunur.}$$

Maximum basınç, $r=R_i$ olduğu zaman ortaya çıkar.

$$p(\text{max}) = \frac{4000}{2\pi(0.1 - 0.05)(0.05)} = 255 \text{ kN/m}^2$$

Minimum basınç $r=R_o$ olduğu zaman ortaya çıkar,

$$p(\text{min}) = \frac{4000}{2\pi(0.1 - 0.05)(0.1)} = 127 \text{ kN/m}^2$$

$$\text{Ortalama basınç } p = \frac{\text{kuvvet}}{\text{temas yüzeyi}} = \frac{F}{\pi(R_o^2 - R_i^2)} = \frac{4000}{\pi(0.1^2 - 0.05^2)} = 170 \text{ kN/m}^2$$

6. Çok diskli bir kavrama, çelik-bronzdan mamul olup, 750d/dk da 4kW aktaracaktır. Temas noktasında iç yarıçap, 40mm ve dış çap ise, 70mm dir. Kavrama yağ içinde çalışmakta ve ümit edilen sürtünme katsayısı 0,10 dur. (Yağ, daha rahat devreye alma ve ısının dağıtılmasında, kapasite azaltılsa bile, için kullanılmaktadır.) Ortalama müsaade edilen basınç 350kN/m², maximumdur. (İyi ısı dağılımı için yeterli yüzey elde etmekte düşük dizayn basınçları kullanılır.)

- ozüm
- (1) Çelik ve Bronzdan olmak üzere toplam kaç tane disk kullanılacaktır?
 - (2) Ortalama basınç ne kadardır?
 - (3) Gerekli basınç ne kadardır?
 - (4) Hakiki maximum basınç ne kadardır?

Çözüm:

- (a) İlk defa, aşınmayı uniform kabul ederek, temas eden bir çift yüzey için tork kapasitesini hesaplayınız.

$$(b) \text{ Tatbik edilen toplam tork, } T = \frac{4000(60)}{750(2\pi)} = 50.9 \text{ Nm}$$

$$(c) \text{ Yüzey çiftleri sayısı} = \frac{\text{toplam tork}}{\text{tork/çift}} = \frac{50.9}{20.0} = 2.54$$

Kullanılacak sayının çift olması gerektiğinden, 4 çift yüzeyde, 3 çelik 2 bronz disk kullanınız.

- (d) 4 çift yüzey kullanarak, düşünülmüş basınç değerini kullanabiliriz

$$\text{Bir çift yüzey başına hakiki tork} = \frac{\text{toplam tork}}{\text{yüzey çiftleri}} = \frac{50.9}{4} = 12.7 \text{ Nm}$$

- (e) Gerekli hakiki kuvveti hesaplamak için;

$$T' = Ff \left(\frac{R_o + R_i}{2} \right), 12.7 = F(0.1) \left(\frac{0.07 + 0.04}{2} \right), F = 2310 \text{ N}$$

$$\text{Ortalama basınç, } \frac{F}{A} = \frac{2310}{\pi(0.07^2 - 0.04^2)} = 223 \text{ kN/m}^2$$

- (f) $r=R_i$ de maximum basınç ortaya çıkar;

$$p(\text{max}) = \frac{F}{2\pi(R_o - R_i)r} = \frac{2310}{2\pi(0.07 - 0.04)(0.04)} = 306 \text{ kN/m}^2$$

Cevaplar: (1) Dört çift yüzey, 3 adet çelik ve 2 adet bronz disk, toplam 5 disk. (2) Ortalama basınç = 223kN/m². (3) Eksenel kuvvet = 2310N. (4) Hakiki, maximum basınç 306kN/m².

8. Çok diskli bir kavrama 5 çelik ve 4 adet bronz diskten oluşmuştur. Kavramadan 16N m lik tork aktarması istenmektedir. Eğer iç çap, 50mm ile sınırlandırılıyorsa, (1) disklerde gerekli dış çapı, (2) gerekli eksenel kuvveti, hesaplayınız. Sürtünme katsayısı 0,1 olarak alınabilir. Ortalama basınçın 350kN/m² yi geçmemesi arzu edilmektedir. Aşınmanın uniform olduğu kabul edilmektedir.

Çözüm:

$$\text{yüzey çiftleri başına tork} = \frac{16}{8} = 2 \text{ Nm. , Sonra,}$$

$$2 = Ff \left(\frac{D_o + D_i}{4} \right) = \left[\frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_i^2) p \right] f \left(\frac{D_o + D_i}{4} \right) = \left[\frac{\pi}{4} (D_o^2 - 0.05^2) (350,000) (0.1) \left(\frac{D_o + 0.05}{4} \right) \right]$$

buradan, deneme ve sına ile $D_o = 0.07 = 70\text{mm}$

$$D_o = 70\text{mm için, } F = \frac{T}{f(D_o + D_i)/4} = 666 \text{ N (ve ortalama basınç} = \frac{(666)(4)}{\pi(0.07^2 - 0.05^2)} = 353 \text{ kN/m}^2)$$

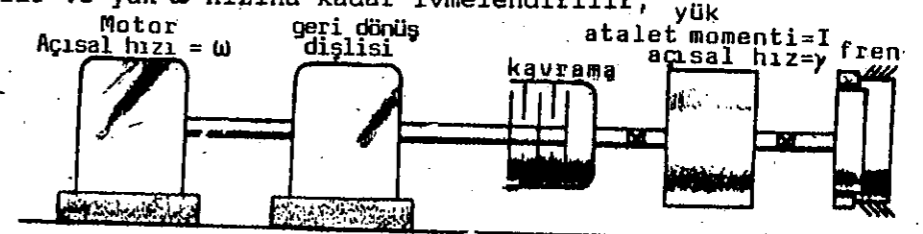
9. Bir kavramanın incelendiğinde, hangi şartlar altında uniform basınç, uniform aşınmadan daha uygun olabilecektir?

Çözüm:

Aşınma ortaya çıktığında, sehimi karşılayabilecek esnek plaka kullanılmasında, uniform basınç kabulü daha uygun olacaktır?

10. ω sabit hızında dönen bir motor geri dönüş tertibatlı bir dişli düzeneğiyle belli bir yükü çevirmektedir. Bunun için uygun kavrama ve düzen Şekil. 14-6'da gösterilmiştir. Yükü durdurabilmek için fren tertibatı kullanılmıştır. Çalışma için iki metodun mukayesesi yapılacaktır.

- (1) Birinci metotta, kavrama devrededir ve yük, motor dönüş hızı ω ya kadar getirilmiştir. ω hızına kadar yükselmesi belli bir saniyede olmaktadır. Kavrama devreden çıkarılınca fren yükü durdurur. Geri dönüş dişlisine yol verilip, dönme ters yönde başlar ve yük- ω hızına kadar ivmelendirilir, yük



Şekil. 14-6

(2) İkinci metotta, kavrama devrededir. Yük belli bir t saniyede ω hızına erişmektedir. Sonra kavrama devreden çıkarılıp, yük durdurulup, geri dönüş dişlisiyle hareket ters çevrilir ve motor, yük ω hızına erişinceye kadar dönmeye devam eder.

İki metotta sürtünme nedeniyle ortaya çıkan ısı miktarını mukayese ediniz.

Çözüm:

A. Önce 1. metodu ele alalım;

T = kavrama tarafından yaratılan sürtünme torku, (aynı zamanda motor torkudur) ve $d\theta$ = motordaki elemanter bir dönüş açısı olsun. Yükün, ω hızına erişinceye kadar motorca yapılan iş,

$$W_m = \int_0^t T d\theta = \int_0^t T \omega dt$$

zira, $d\theta/dt = \omega$ dir. (Sabit motor hızı). Fakat yük üzerindeki, kavrama tarafından yaratılan tork, yüke α gibi bir açısal hız kazandırır. Neticede, $T = I\alpha$ elde edilirki, I yükün polar atalet momentidir.

$$W_m = \int_0^t I\alpha \omega dt = I\omega \int_0^t \alpha dt$$

$d\gamma/dt = \alpha$ olduğundan, γ yükün açısal hızı olmak şartıyla, hız 0 dan motor hızı değerine, ω kadar değerler alabilir. Motorun yaptığı iş ise,

$$W_m = I\omega \int_0^\omega d\gamma = I\omega[\omega - 0] = I\omega^2$$

Isıya dönüşüm sürtünme işi, W_f , motora verilen enerji olup, dönüşün kinetik enerjisinden daha küçüktür.

$$W_f = W_m - \frac{1}{2}I\omega^2 = I\omega^2 - \frac{1}{2}I\omega^2 = \frac{1}{2}I\omega^2$$

Kavrama devrede olmadığı halde, yüke bir fren tatbik edilirse, sürtünmede kaybolan enerji, döner elemanların kinetik enerjilerine eşittir veya $\frac{1}{2}I\omega^2$ dir. Geri dönüş dişlisi devreden çıkarılıp, yük motorla aynı hıza eriştirilirse, $-\omega$ sürtünmede yapılan iş, yukarıdaki gibi elde edilebilir ve bu da $\frac{1}{2}I\omega^2$ dir.

Kaybolan enerji üç grupta toplanabilir: (a) Hızın sıfırdan ω hızına kadar çıkmasında, kavramadaki sürtünmede kaybolan enerji, $\omega, \frac{1}{2}I\omega^2$. (b) Frenlemede kaybolan enerji, $\frac{1}{2}I\omega^2$. (c) Hızın sıfırdan $-\omega$ hızına kadar çıkmasında, kavramada kaybolan enerji $-\omega, \frac{1}{2}I\omega^2$ dir. Böylece, bu metotta kaybolan toplam enerji (1) $(3/2)I\omega^2$ dir.

Toplam çevrim için geçen zaman, t saniye sıfırdan ω hızına kadar geçen süre ile, ω dan sıfıra kadar geçen süre, t saniye ve sıfırdan da $-\omega$ a kadar sürenin toplamıdır. (Bununla frenleme zamanının ivmelenme zamanına eşit olduğu kabul edilmektedir.) Toplam zaman (1) metodu için $3t$ saniyedir.

B. 2. metodu ele alalım:

Yük hızının ω , motor hızına çıkarılıncaya kadar yapılan sürtünme işi, daha önce olduğu gibi $\frac{1}{2}I\omega^2$ dir.

Kavrama devreden çıkarılınca, geri dönüş dişlisi devreden çıkar ve kavrama tekrar devreye alınabilir. Motor sabit bir ω hızıyla dönmekte ve böylece motor tarafından yapılan iş,

$$İş = \int_{t_1}^{t_2} T \omega dt = \int_{t_1}^{t_2} -I\alpha \omega dt = -I\omega \int_{t_1}^{t_2} \alpha dt = 2I\omega^2$$

Motor torkunun, geri dönüş dişlisinin girişine tatbik edildiğini unutmayınız. Böylece, motor torkunun yönü, yüke tatbik edilen torkla

ters yöndedir. $T = -I\alpha$

Yükün ω hızıyla döndüğü zamanki kinetik enerjisi $-\omega$ hızıyla döndüğü zamanki kinetik enerjisine eşit olduğundan, motor tarafından yapılan iş, kavramanın kayması anında ortaya çıkan ısı olarak görülür. Böylece, sürtünme işi tarafından kullanılan toplam enerji, 2. metotta, $(\frac{1}{2}I\omega^2 + 2I\omega^2) = (5/2)I\omega^2$ olmaktadır.

2. metotta, toplam zaman, çevrimde, yükü 0 dan ω hızına kadar geçen süre, t ile ω dan $-\omega$ ya kadar geçen $2t$ lik sürenin toplamıyla bulunur. Bu da $3t$ saniyedir.

Böylece iki metod içinde hesaplanan toplam süre aynı olmaktadır. Fakat 1. metoduna 2. ye nazaran daha verimi daha yüksektir. 1.deki kayıplar $(3/2)I\omega^2$, sürtünme işinde ve 2.deki kayıplar ise, yine sürtünmede $(5/2)I\omega^2$ dir.

Bunların aksine, 2. no'lu metod 1. e nazaran daha çabuk neticeye ulaşır. Zira frenin, kavramanın ve geri dönüş dişlisinin kullanılması için daha az zamana ihtiyaç vardır.

11. Konik parça ile karşılığı arasındaki basınç uniform kabul ederek, bir konik kavrama için tork kapasitesi ifadesini çıkarınız. (Şekil. 14-7'ye bkz.)

Çözüm:

- (a) r ve $(r+dr)$ yarıçaplarıyla çevrili bir elemanter alanı ele alalım. Konideki bu elemanın alanı,

$$dA = 2\pi r \left(\frac{dr}{\sin \alpha} \right)$$

- (b) Elemanter, torkların integrasyonu,

$$dT = \int_{R_i}^{R_o} \left(2\pi r \frac{dr}{\sin \alpha} \right) pfr$$

veya

$$T = \frac{2\pi pf}{\sin \alpha} \left(\frac{R_o^3 - R_i^3}{3} \right)$$

- (c) Düzlemdə yayılı halde, alana tatbik edilen basınçtan ötürü, ortaya çıkan F_n kuvvetini tanımlayınız. $F_n = p(2\pi R_m b)$

- (d) F_n ile F eksenel kuvveti arasında bir bağıntı kurabilmek için, $d\phi$ lık bir merkez açısına sahip elemanı ele alalım. Bu elemanın alanı,

$$dA = 2\pi R_m b (d\phi/2\pi) = R_m b d\phi$$

elemandaki normal kuvvet $dN = pR_m b d\phi$ dir. Elemanter kuvvetten dolayı yatay bileşen ise, dF olup, bu da,

$$\int dF = \int_0^{2\pi} pR_m b d\phi \sin \alpha \text{ veya } F = 2\pi pR_m b \sin \alpha = F_n \sin \alpha$$

- (e) (c) ifadesinden elde edilen p basınç değerini (b) yerine koyalım, bu takdirde,

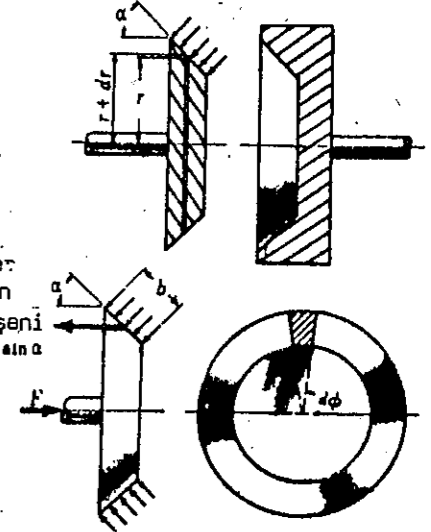
$$T = \frac{F_n f}{R_m b \sin \alpha} \left(\frac{R_o^3 - R_i^3}{3} \right) = F_n f \left[\frac{2}{3} \left(\frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \right) \right] = \frac{Ff}{\sin \alpha} \left[\frac{2}{3} \left(\frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \right) \right]$$

elde edilir. Zira, $R_m = \frac{1}{2}(R_o + R_i)$. $(b \sin \alpha) = R_o - R_i$ ve $F_n = F/(\sin \alpha)$.

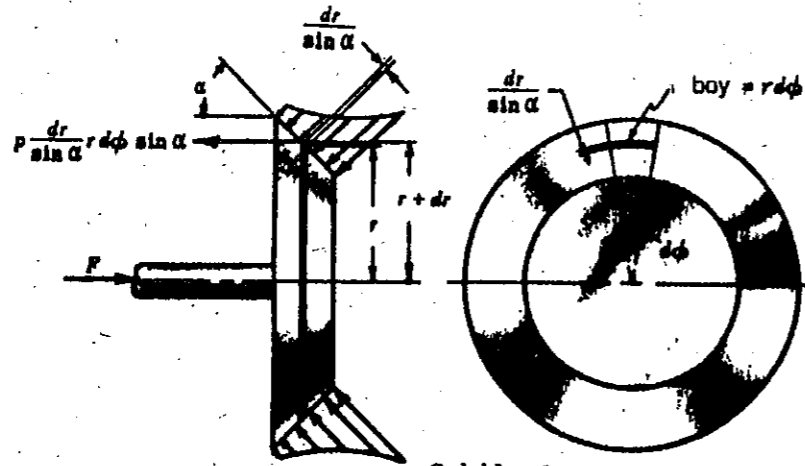
12. Uniform aşınma gözönüne alınarak, konik kavrama için tork kapasitesini hesaplayınız. (Şekil. 14-8'e bkz.)

Çözüm:

- (a) Aşınmanın uniform olabilmesi için, birim alandaki işin sabit



olması gerekir. Elemanter bir alan ele alalım:



Şekil. 14-8

bahis konusu alan, r ve $(r+dr)$ yarıçaplarıyla çevrilmiştir.

$$\frac{N \text{ devirde yapılan iş}}{\text{alan}} = \frac{pf[2\pi r(dr/\sin \alpha)](2\pi rN)}{2\pi r(dr/\sin \alpha)} = \text{sabit}$$

veya $p = C/r$, C sabit sayı,

Bu netice, sabit herhangi bir noktadaki aşınma gözönüne alınarakda bulunabilir ve basınç ile hızın çarpımına eşittir. Böylece, aşınma = $KpV = Kp(\omega r)$ = sabit veya $p = C/r$ dir. ω sabitdir.

$$(b) \text{ Tork, } T = \int_{R_i}^{R_o} pf \left(2\pi r \frac{dr}{\sin \alpha} \right) r = 2\pi Cf \left(\frac{R_o^2 - R_i^2}{2 \sin \alpha} \right),$$

$$C = pr.$$

$$(c) F_n = \int_{R_i}^{R_o} p \left(2\pi r \frac{dr}{\sin \alpha} \right) = \frac{2\pi C}{\sin \alpha} (R_o - R_i)$$

d) C yi yok etmek için, (c) den bulunan C değerini (b) de yerine koyalım.

$$T = F_n f R_m$$

(e) F_n ile F arasındaki bağıntı, elemanter alanda bir elemanter normal kuvveti ele alınarak kurulabilir. Alan $dr/(\sin \alpha)$ ve $r(d\phi)$ ölçüsünü taşımaktadır. $dF_n = p(dr/\sin \alpha)r d\phi$

(f) Elemanter alandaki kuvvetlerin yatay bileşenlerinin toplamı F :

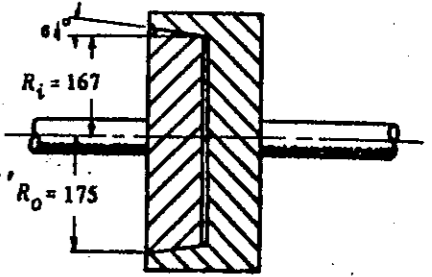
$$F = \int_{R_i}^{R_o} \int_0^{2\pi} p \frac{dr}{\sin \alpha} r d\phi \sin \alpha = \int_{R_i}^{R_o} \int_0^{2\pi} \frac{C}{r} (dr) r d\phi$$

$$= 2\pi C(R_o - R_i)$$

(c) den, $2\pi C(R_o - R_i) = F_n \sin \alpha$; Böylece, $F = F_n \sin \alpha$, uniform basınçta olduğu gibi, $F_n = F/(\sin \alpha)$ değerini (d) ifadesinde yerine koyarak,

$$T = F_n f R_m = \frac{F}{\sin \alpha} f R_m$$

13. Yüzey malzemesi konik kavramadan, 1250d/dk da 200N m luk torku aktarması istenmektedir. Kavramanın büyük çapı 350mm, koniklik açısı $6\frac{1}{2}^\circ$ alınır. Eni, b , 65mm ve sürtünme kat sayısı 0,20 dir. Şekil. 14-9'a bkz.
- (a) Torku aktaracak gerekli aksel kuvveti,
- (b) Kavramanın devreye alınması, kavrama sabit iken gerçekleşmektedir. Kavramayı devreye almak için gerekli F_e , aksel kuvvetini,
- (c) Maximum tork aktarılması halinde, temas yüzeylerindeki ortalama normal, p basınçını,
- (d) Aşınmayı uniform kabul ederek, maximum normal basınçı hesaplayınız.



Şekil. 14-9

Çözüm:

$$(a) R_m = R_o - \frac{1}{2} b \sin \alpha = 175 - \frac{1}{2} (65)(0,1089) = 171 \text{ mm}$$

$$(b) T = \frac{F}{\sin \alpha} f R_m, 200 = \frac{F}{0,1089} (0,20)(0,171), F = 637 \text{ N}$$

$$(c) F_e = F_n (\sin \alpha + f \cos \alpha) = \frac{T}{f R_m} (\sin \alpha + f \cos \alpha) = \frac{200}{(0,20)(0,171)} (0,1089 + 0,199) = 1800 \text{ N}$$

$$(d) p = \frac{F}{\pi(R_o^2 - R_i^2)} = \frac{637}{\pi(0,175^2 - 0,167^2)} = 74,1 \text{ kN/m}^2$$

$$(e) p(\text{max}) = \frac{F}{2\pi(R_o - R_i)R_i} = \frac{637}{2\pi(0,175 - 0,167)(0,167)} = 75,9 \text{ kN/m}^2$$

14. 13. Problemdaki şartları ve aynı kavramayı gözönüne alarak, uniform basınçta,

(a) Tork aktarmak için gerekli aksel kuvvet, F , i

(b) Kavramayı devreye sokmak için gerekli, F_e , aksel kuvveti, kavrama devreye, dönmeye başlamadan önce girmektedir.

(c) Maximum tork aktarılması halinde, temas yüzeylerindeki ortalama normal basınçı, p , i hesaplayınız.

Çözüm:

$$(a) T = Ff \left(\frac{R_o^3 - R_i^3}{3R_m b \sin^2 \alpha} \right), 200 = F(0,20) \left[\frac{0,175^3 - 0,167^3}{3(0,171)(0,065)(0,1089^2)} \right], F = 563 \text{ N}$$

$$(b) F_e = F_n (\sin \alpha + f \cos \alpha) = 5173(0,1089 + 0,199) = 1592 \text{ N}, F_n = \frac{F}{\sin \alpha} = 5173 \text{ N} \text{ olmak şartıyla,}$$

$$(c) F_n = p(2\pi R_m b), 5173 = p(2\pi)(0,171)(0,065) p = 74,0 \text{ kN/m}^2$$

15. İki ayrı kavramanın güç kapasitelerini mukayese ediniz. Bir tanesi çok diskli kavrama, diğeri ise, konik kavramadır. Her iki kavramada aynı hızda dönmektedirler. Aynı ortalama çapa sahiptirler ve her iki kavramaya da eşit aksel kuvvet tatbik edilmektedir. Her iki kavramada sürtünme katsayısı aynı değerdedir. Çok diskli, 4 çelik ve 3 bronz disk bulunmaktadır. Konik kavramadaki koniklik açısı 20° (kavrama açısı = 10°). Her ikisi için uniform aşınma kabul edilecektir.

Çözüm:

$$\frac{T(\text{diskli kavrama})}{T(\text{konik kavrama})} = \frac{6fR_m}{(F/\sin \alpha)R_m} = 6 \sin \alpha = 6 \sin 10^\circ = 1,044$$

Böylece, verilen ölçüler için, diskli kavramanın güç kapasitesi = 1,044 x konik kavrama güç kapasitesi olur.

16. Konik kavrama, serbest döşenmiş halde, 100N m aktaracaktır. Mevcut aksenal kuvvet 850N dur. Gerekli yüzey eni ne kadardır? Koniklik açısı 24° ve maximum ortalama basınç 100kN/m^2 ile sınırlandırılmıştır. Sürtünme katsayısı 0,2 dir. Uniform aşınma kabul edilecektir.

Çözüm:

Kavramayı devreye sokmak için gerekli kuvvet,

$$F_g = F_n(\sin \alpha + f \cos \alpha), 850 = F_n(0,208 + 0,196), F_n = 2106\text{N}$$

$$T = F_n f R_m, 100 = 2106(0,2)R_m, R_m = 237\text{mm}$$

$$F_n = p(2\pi R_m b), 2106 = 100,000(2\pi)(0,237)b, b = 14\text{mm}$$

Tamamlayıcı Problemler

17. Çok diskli bir kavramada, sürtünme elemanının radyal yönündeki eni, maximum yarıçapın (1/5)i kadardır. Sürtünme katsayısı 0,25 dir. (a) 3000d/dk da 60kW aktarmak için gerekli disk sayısı kaç tanedir? Kavramada maximum çap 250mm yi geçmez. Aksenal yük ise 600N ile sınırlandırılmıştır. (b) Her temas yüzeyine ait ortalama birim basınç hesaplayınız. Cev. 13 disk, 32kN/m^2 .
18. Çok diskli bir kavramada 9 plaka bulunmaktadır. Bunlara ait iç çap 25mm ve dış çap 50mm olarak verilmiştir. Sürtünme katsayısı 0,2 ve maximum ortalama müsaade edilen basınç 275kN/m^2 ise, çalışma kuvveti ne olacaktır ve 500d/dk da kavrama ne kadar güç aktaracaktır? Cev. 1620N, 5,09kW.
19. Diskli bir kavramada 2 çelik disk, dış çapı 250mm ve iç çapı 200mm olan asbest kaplı bir başka diskle temas halindedir. Sürtünme katsayısı 0,35 ile 1000d/dk da aktarılacak güç ne kadardır? Diskler birbirlerine 8000N luk kuvvetle bastırılmaktadırlar. Cev. 66kW.
20. Çok diskli bir kavramada altı çift temas yüzeyi, çelik ve asbest kaplı çelikten oluşmaktadır. Sürtünme katsayısı, 0,2 aksenal kuvvet 400N ise, 600d/dk da aktarılan güç ne kadardır? Cev. 3,24kW.
21. Deri döşenmiş bir konik kavramada 1200d/dk da güç aktarılmaktadır. Toplam koniklik açısı 20° dir. (Kavrama açısı 10°). Temas yüzeylerinin alın yüzü eni 90mm dir. Sürtünme katsayısı 0,25 ise 16kW lık güç aktarmak için gerekli ortalama çap ne kadardır? Maximum ortalama basınç 70kN/m^2 dir. Cev. Ortalama çap: 226mm.
22. Deri döşenmiş bir kavramadan 1000d/dk da 15kW aktarması istenmektedir. Koni kavrama açısı 10° ($\alpha = 10^\circ$) ve ortalama çap 200mm dir. Sürtünme katsayısı 0,3 dür. (a) 70kN/m^2 lik basınçta tahammül edecek şekilde gerekli b , enini hesaplayınız. (b) Gerekli torku elde edebilmek için, her iki parça sabit halde iken ne kadarlık aksenal kuvvete ihtiyaç vardır. Uniform aşınmanın mevcut olduğunu kabul ediniz. Cev. (a) 109mm, (b) 2240N.
23. Konik kavramada konik yüzeyler dökme demirden mamul olup, sürtünme katsayısı 0,2 ve 500d/dk da 30kW lık güç aktaracağı söylenmektedir. Maximum çap 300mm ile sınırlandırılmıştır. Koni kavrama açısı, $\alpha, 15^\circ$ dir. Ortalama basınç 350kN/m^2 ile sınırlandırılmıştır.

(a) b enini hesaplayınız. (b) Kavramayı devrede tutabilmek için gerekli kuvvet ne kadardır? Uniform aşınma kabul edilecektir. Cev. (a) 65,7mm (deneme ve sınamaya çözümü), (b) 5240N.

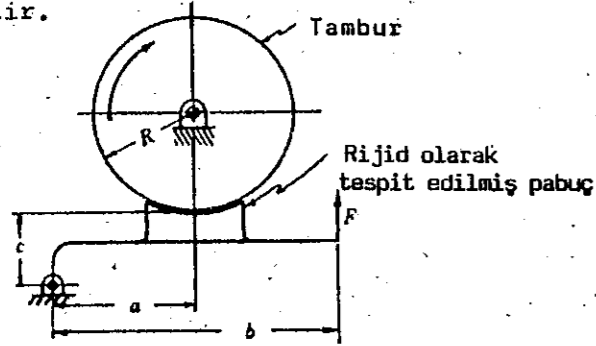
24. Konik bir kavrama açısı 10° ortalama çap 300mm ve en 100mm dir. Sürtünme katsayısını 0,2 alarak, uniform aşınma halinde, ortalama basınç 70kN/m^2 değerinde, dönüş hızı 500d/dk olarak verilmektedir. (a) Kavramayı devreye sokmak için gerekli kuvveti ve (b) aktarılacak gücü hesaplayınız. Cev. 2450N, 10,4kW.
25. Konik bir kavrama 1200d/dk da 200N m lik tork aktaracaktır. Büyük çap, 350mm ve koniklik açısı 20° dir. En 75mm ve sürtünme katsayısı 0,2 dir. (a) Kavramayı devreye almak için gerekli aksenal kuvvet, (b) kavrama tam kapasite çalışırken, gerekecek normal birim basınç ne kadar olacaktır? Uniform basınç hali düşünülecektir. Cev. 2200N, 10,4kW.
26. Konik bir kavrama 1200d/dk da dönerken 200N lik güç aktaracaktır. Kavramanın büyük çapı 350mm, koniklik açısı $12,5^\circ$ dir. Temas yüzeyindeki en 65mm olarak ölçülmüştür. Sürtünme katsayısının 0,2 alarak, (a) Kavramayı devreye sokacak aksenal kuvveti, (F_g) (b) tam kapasite çalışma halinde temas yüzeyindeki normal birim basınç hesaplayınız. Cev. 1794N, $83,0\text{kN/m}^2$.
27. 225d/dk da güç aktaran bir mile konik bir kavramanın monte edildiği söylenmektedir. Konide küçük çap, 230mm, koni yüzü 50mm ve koni yüzü yatayla 15° lik açı yapmaktadır. Sürtünme katsayısını 0,25 alarak, 4,5kW lık güç aktarmak için gerekli aksenal kuvvet ne kadar olacaktır? Uniform aşınma düşünülerek, temas yüzeyindeki maximum basınç hesaplayınız. Cev. 3146N, 165kN/m^2 .
28. Konik bir kavramada koniklik açısı 20° dir. Ortalama çapın 300mm ve enin 100mm olduğu biliniyor. Sürtünme katsayısı 0,2 ve müsaade edilen ortalama basınç 70kN/m^2 , ise kavramayı devreye almak için gerekli kuvvet ile, 500d/dk da aktarılacak beygir gücünü hesaplayınız. Cev. 78mm, 10,4kW.
29. Bir motorun 1250d/dk da 30kW lık güç üretmektedir. Motordaki kasnağa bir konik kavrama monte edilmiştir. Konide alın açısı $12,5^\circ$ ve ortalama çap 350mm dir. Sürtünme katsayısı 0,2 ve kavrama alın yüzeyindeki normal basınç 80kN/m^2 yi geçmeyecektir. Kavramayı devreye almak için gerekli kuvvet ile alın enini hesaplayınız. Aşınma uniform kabul edilecektir. Cev. 78mm, 2696N.
30. Deri kaplı konik bir kavramadaki temas yüzeyine ait ortalama çap 380mm ve aktarılan güç 15kW dir. Bu güç 800d/dk da dönerken aktarılmaktadır. Koniklik açısı 20° ve sürtünme katsayısı 0,30 ise, yüzeyleri temas altında tutabilmek için gerekli aksenal kuvvet ne kadar olacaktır? Cev. 545N.

15

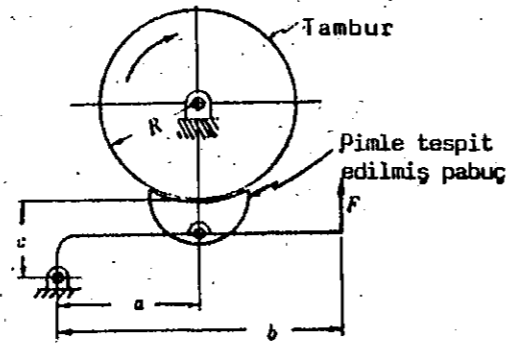
Fren Dizaynı

FRENLER, hareketli parçaların yavaşlatılması ve durdurulması esnasında ortaya çıkan kinetik veya potansiyel enerjiyi absorbe eden makine elemanlarıdır. Absorbe edilen enerji ısıya dönüşmektedir. Frenleme kapasitesi, fren yüzleri arasındaki birim basınçta, sürtünme katsayısına, frenin ısıya dönüştürme kabiliyetine bağlıdır. Frenlerin çalışması, kavramalara benzer olup, kavramalar döner bir parçayı döner ikinci parçaya irtibatlar, frenler hareketli parçayı şasiye irtibatlanmaktadır.

DIŞ PABUÇ VEYA TAKOZ FRENLER, fren tamburu denilen döner silindire bastırılan pabuç veya takozlardan oluşur. Pabuç, Şekil. 15-1'de görüldüğü gibi, tespit edilmiştir. Ayrıca, Şekil. 15-2'de görüldüğü gibi de tespit edilir.



Şekil. 15-1



Şekil. 15-2

TEK TAKOZLU FREN, Şekil. 15-3'de görüldüğü üzere, dizaynı kuvvet, levye ve pabucu serbest bir cisim gibi kabul edip, tork analizine bağlıdır. N , normal kuvveti ve fN sürtünme kuvveti şekilde görüldüğü gibi, θ açısı içinde 60° den büyük olmamak üzere, tatbik noktasına sahiptirler. Sabit O noktasına göre alınan momentlerin toplamını alarak,

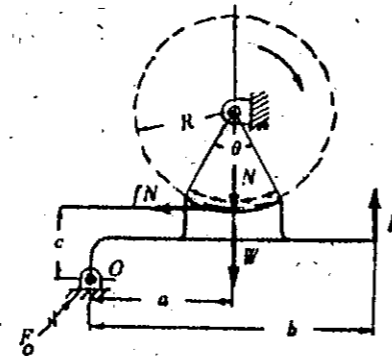
$$(N+W)a - fNc - Fb = 0 \text{ veya } F = \frac{(N+W)a - fNc}{b}$$

bulunur.

Tamburun saat ibresi yönünde dönmesi gözönüne alınarak, fN sürtünme kuvveti, F kuvvetine fren tatbikinde yardımcı olmaktadır. Ve fren kısmen kendi kendine hareketlidir. Belirlenmiş bir sürtünme katsayısı için, fren tamamıyla kendi kendine hareket edecek halinde, $F = 0$ veya yukarıdaki ifadede negatif olabilir.

Ayrıca W ağırlığını ihmal edebiliriz. Sonradan,

$$F = \frac{Na - fNc}{b} < 0$$



Şekil. 15-3

Örn. $\frac{a}{c} < f$ olduğu zaman, fren kendi kendine kilitleyebilir.

Kendi kendine kilitleme yapmayan halde frenleme torku, T

$$T = fNRN \text{ m}$$

f = sürtünme katsayısı, N = toplam normal kuvvet, N , R = fren tamburunun yarıçapı, m

Temas açısı 60° kadar veya daha büyük, değerlerde sürtünme ve normal kuvvetlerin pabuçun temas noktasındaki orta noktada etkili saymak bizi takdir edilecek değerlerde bir hataya sevk edebilir. Daha hassas bir analizle, fN sürtünme kuvvetinin, tambur merkezinden, h kadar kenarda olduğu Şekil. 15-4, gösterilmiştir. Uzun dış pabuçlar kullanılması halinde, arkadan pimli, yataklanmış pabuçlar tercih edilir. Böylece, frenleme torku şimdi,

$$T = fNh = fN \left(\frac{4R \sin \frac{1}{2}\theta}{\theta + \sin \theta} \right) \text{ (Problem 5'e bkz.) olur.}$$

$$h = \frac{4R \sin \frac{1}{2}\theta}{\theta + \sin \theta} \text{ Burada, bileşke normal kuvvet}$$

yönündeki aşınmanın uniform olduğu kabul edilmiştir. Böylece, p_n normal basınçın, açının kosinüsü ile değiştiği söylenebilir, ϕ veya,

$$p_n = C \cos \phi$$

C , sabite olup, $= \frac{2N}{wR(\theta + \sin \theta)}$, w , fren pabuçunun enidir, m .

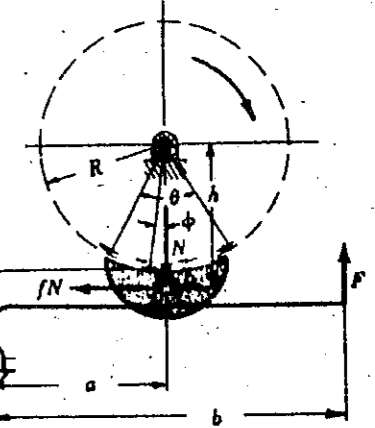
Neticede, h in değeri, bu türdeki bir pabuç için muylunun yerini tespit edilmesine yardımcı olur. İki ayrı şartın yerine getirilmesi gerekir. (1) Pabuç iki kuvvetin etkisi altındadır ve normal kuvvetin bileşkesi ve sürtünme kuvveti, muyludan geçmelidir. (2) Basınç dağılımı kabul edildiği şekildedir. Hesaplanacağı üzere, pabuçun muylusu h dan farklı ise, normal kuvvetin bileşkesinin momenti ile, sürtünme kuvveti alan sıfırdır. Fakat şimdi muyluya göre tahmin edilen basınç dağılımı artık geçerli değildir. Netice olarak, basınç değişecek ve daha büyük aşınma görülecek, bu aşınma uçta veya kenarlarda oluşacaktır. Mamafih, muylu, h dan küçük mesafede yerleştirilmişse, teorik olarak, $p_n = C \cos \phi$, ye bağlı olmak şartıyla, yukarıdaki ifade takdir edilecek hata nispetiyle kullanılabilir.

$$\text{Ortalama basınç, } p_{av} = \frac{2C \sin \frac{1}{2}\theta}{\theta}$$

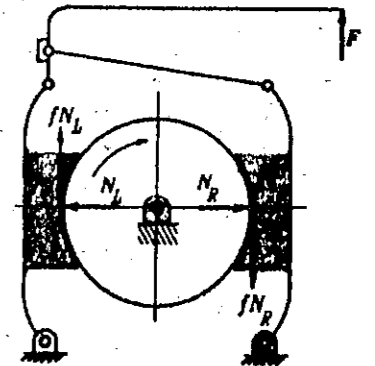
ÇİFT PABUÇLU FRENLER, daha büyük kapasite elde etmek için, mil ve yatak yüklerini ve m^2 başına düşen ısı miktarını azaltmada kullanılır. Şekil. 15-5'e bakınız. Sol taraftaki, N_L , normal kuvvet, genelde, sağ taraftaki, N_R , normal kuvvete eşittir. Çift takozlarda, küçük temas açıları görülür. 60° den az açılarda tork yaklaşık olarak,

$$T = f(N_L + N_R)R$$

ile bulunur. Eğer pabuç temas açısı yaklaşık 60° den büyükse, muylulu pabuçlar için daha hassas frenleme torku ifadesi çıkarılabilir,



Şekil. 15-4



Şekil. 15-5

$$T = f(N_L + N_r) \left(\frac{4R \sin \frac{1}{2}\theta}{\theta + \sin \theta} \right)$$

Uzun rijid pabuçlar kullanılacaksa, iç pabuçlar için bu sayfada gösterilen analiz şekli uygulanabilir.

İÇTEN PABUÇLU FRENLER, Şekil. 15-6'da gösterildiği gibi dizayn edilebilirler ve aşağıdaki ifadelerle hesapları yapılabilir.

Frenleme torku,

$$T = fwr^2 \left(\frac{\cos \theta_1 - \cos \theta_2}{\sin \theta_m} \right) (p_m + p'_m) \text{ olur.}$$

f = Sürtünme katsayısı,

w = Pabuçun eni, m

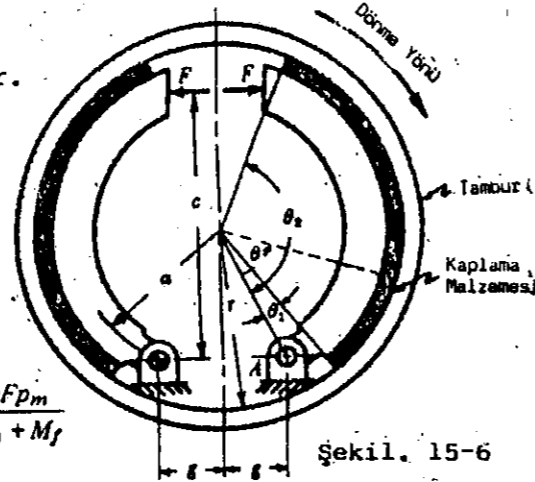
r = Tamburun iç yarıçapı, m

θ_1 = Muylu ile pabuç ayağı arasındaki merkez açısı, derece,

θ_2 = Muylu ile pabuçun ucu arasındaki merkez açısı, derece,

p_m = Maximum basınç (sağ pabuç), N/r

p'_m = Maximum basınç (sol pabuç), N/m², $= \frac{cFp_m}{M_n + M_f}$



Şekil. 15-6

Yukarıdakiler, kabul edilmiş basınç dağılımına göre, $p = p_m \frac{\sin \theta}{\sin \theta_m}$

θ_m = pabuç muylusuyla, maximum basınçın ortaya çıktığı nokta arasındaki açı, N/m²

$\theta_m = 90^\circ$, eğer $\theta_2 > 90^\circ$ ise, $\theta_m = \theta_2$ eğer $\theta_2 < 90^\circ$ ise,

Pabuç muylusuna göre alınan, sürtünme kuvvetlerinin, momenti, M_f ,

$$M_f = \frac{fp_m wr}{\sin \theta_m} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta (r - a \cos \theta) d\theta$$

ile tayin edilebilir. a = Tambur merkezinden, pabuç muylusuna olan mesafedir.

Pabuç muylusuna göre, normal kuvvetlerin momenti, M_n

$$M_n = \frac{p_m w r a}{\sin \theta_m} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta$$

F kuvveti, pimli bağlantıya göre alınan momentlerin toplamının sıfıra eşitlenmesiyle bulunabilir. Tamburun saat ibresi yönündeki dönmesi için, sağ taraftaki pabuçun kendi kendine hareket özellikleri vardır ve

$$F = \frac{M_n - M_f}{c} \text{ sol taraftaki pabuç için, } F = \frac{M_n + M_f}{c}$$

c = moment kolu, m, F kuvvetinin, $M_n = \frac{M_n p_m}{p_m}$, $M_f = \frac{M_f p_m}{p_m}$

Yukarıdaki ifadeler aşağıdaki kabullere göre çıkarılmıştır.

- (1) Herhangi bir temas noktasındaki normal basınç, pabuçta olmak üzere, muyludan olan dik mesafeyle doğru orantılıdır.
- (2) Pabuç rijiddir.
- (3) Sürtünme katsayısı basınç ve hız ile değişmemektedir.

BANDLI FRENLER, tambur etrafına sarılı esnek bandtan oluşur. Bandın tambur etrafında sıkıca çekilmesiyle çalıştırılırlar. Fren kapasitesi sarılma açısına, sürtünme katsayısına ve banddaki gerilmelere bağlıdır. Basit bir bandlı fren Şekil. 15-7'de gösterilmiştir. Bu türdeki bir fren için,

tamburun dönüş yönü öyle seçilirki, şasiye tespit edilen tarafta band gergin olmaktadır. F_1 .

Sıfır hızdaki kayışlarda olduğu gibi, gergin ve gevşek taraflar için ilgili bağıntı $F_1/F_2 = e^{f\alpha}$ şeklindedir.

F_1 = Bandın gergin tarafındaki çeki gerilmesi, N

F_2 = Bandın gevşek tarafındaki çeki gerilmesi, N

e = Tabii logaritma tabanı,

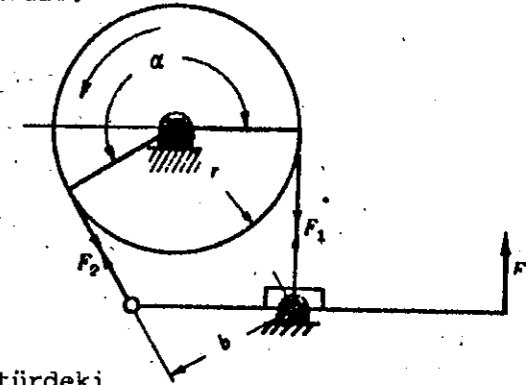
f = Sürtünme katsayısı,

α = Sarılma açısı, radyan,

Frenleme kapasitesindeki tork,

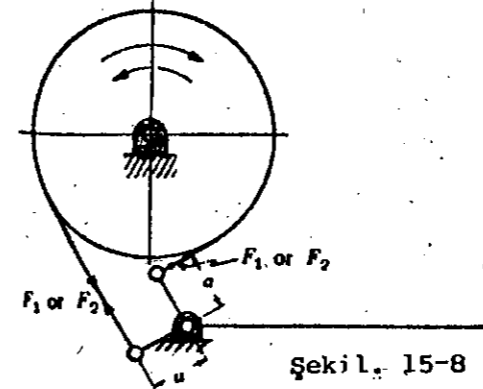
$$T = (F_1 - F_2) r N m$$

r = fren tamburunun yarıçapı, m. Bu türdeki türdeki band frenin kendi kendine çalışma özellikleri yoktur.

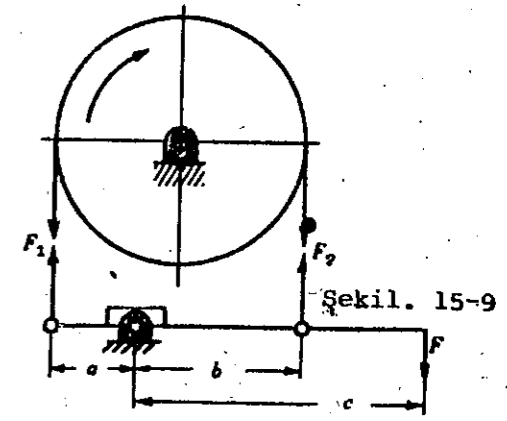


Şekil. 15-7

Basit, iki şekilli bandlı fren Şekil. 15-8'de gösterilmiştir. Bu türdeki bir dizayn, tamburun her iki yöndeki dönüşü için fonksiyonlarını iyi yapabilir. Zira, gergin ve gevşek koldaki çeki gerilmelerine ait moment kolları eşittir.



Şekil. 15-8



Şekil. 15-9

Diferansiyel bandlı fren Şekil. 15-9'da gösterilmiştir. Diferansiyel band öyle dizayn edilir ki, tamburun dönüş yönü, bandın gergin tarafına bandın fren yapmasına yardımcı olur. Şekil. 15-9'a bakarak, muyluya göre alınan momentlerin toplamını alacak olursak,

$$F c + F_1 a - F_2 b = 0 \text{ veya } F = \frac{F_2 b - F_1 a}{c}$$

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha} \text{ i yerine koyarak, } F = \frac{F_2 (b - e^{f\alpha} a)}{c}$$

elde edilir. Buradan da görülürki, kendi kendine kilitleyen fren için, Örn. $F = 0$ veya negatif olduğu zaman,

$$b < a e^{f\alpha} \text{ veya } b/a < e^{f\alpha}$$

Diferansiyel bandlı fren sadece bir yönde kilitlemeli yapılabilir. Kendi kendine kilitlemeli fren bir yöndeki harekete izin verir ve aksi yöndeki harekete izin vermez. Eğer fren kilitleme tertibatlı ise, aksi yönde bir kuvvet gerekirken, bu da frenin boşaltılmasında kullanılacaktır. Aynı zamanda, fren kilitlendikten sonra, ilave tork tatbik edilir. F_1 ve F_2 band gerilmeleri artar. Fakat bundan böyle F_1 ve F_2 nin birbirine oranı artık $e^{f\alpha}$ ya eşit olmaz. Zira bağıntı sadece fren kayarken geçerlidir.

Maximum birim basınç, p_m , bandın gergin tarafında ortaya çıkar ve,

$$p_m = \frac{F_1}{wr}$$

şeklinde ifade edilir. Band ve tambur arasındaki ortalama basınç (ısı üretimi hesaplamalarında kullanılan),

$$p_{av} = \frac{F_1}{wrfa} \left(\frac{e^{fa} - 1}{e^{fa}} \right) \text{ dir.}$$

ORTAYA ÇIKAN ISI, frenin tatbikiyle ortaya çıkmakta, bunun ısının transferiyle dağıtılması gerekir. Aksi takdirde fren aşırı ısınacak, veya da kaplamalar yanacaktır. Ortaya çıkan ısı, H_g , sürtünme işine eşittir.

$$H_g = p_{av} A_c f V \text{ watt}$$

$$p_{av} = \text{ortalama temas basıncı, N/m}^2 \quad f = \text{sürtünme katsayısı,}$$

$$A_c = \text{temas alanı, m}^2 \quad V = \text{tamburun çevresel hızı, m/sn}$$

Ortaya çıkarılan ısı aynı zamanda, absorbe edilen kinetik veya potansiyel enerji miktarıyla da bulunabilir.

$$H_g = (E_p + E_k) W$$

$$E_p = \text{Absorbe edilen toplam potansiyel enerji, W}$$

$$E_k = \text{Absorbe edilen toplam kinetik enerji, W}$$

H_d , yayılan ısı ise,

$$H_d = C \Delta t A_r W$$

$$C = \text{Isı iletim katsayısı W/(m}^2\text{K)}, (\text{watt/m}^2 \text{ sıcaklık farkı).}$$

$$\Delta t = \text{Radyasyon yayan yüzeyle, çevredeki hava arasındaki hava sıcaklığı farkı,}$$

$$A_r = \text{Radyasyona maruz yüzeyin alanı, m}^2$$

C , 40° lik fark için 29,5 ve 200° fark için 44 olabilir.

Yayılan ısı için kullanılacak ifade yaklaşık olabilir ve frenin ısı yayma kapasitesini gösterebilir. Frenin tam olarak performansı tecrübelerle bulunabilir. Fren kapasitesi için diğer uygun endikatör kW/wd olup, bu da 360 W/m^2 ile sınırlanmıştır. w = band veya pabuğun eni, ve d = tambur çapı, m.

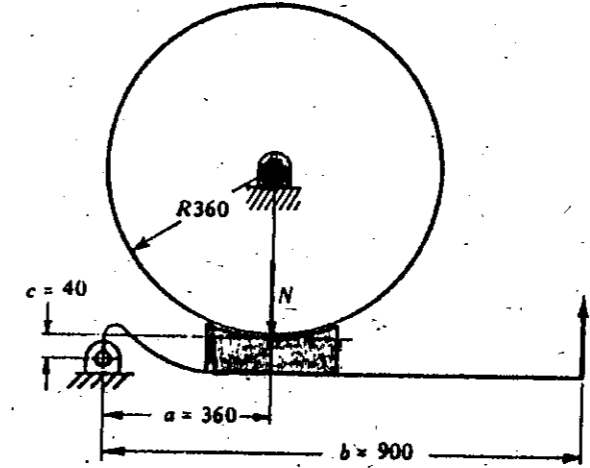
Tecrübeler göstermiştir ki, ortalama basınç, p_{av} ile (izdüşüm alanın p_a s) sürtme hızı, V (m/sn) çarpımı şu şekilde sınırlanmıştır: $p_{av} V \leq 9,8 \times 10^5$, alçaltmada olduğu gibi, yükün sürekli kullanımları için, ve ısının zayıf olarak dağılmasında: $p_{av} V \leq 1,93 \times 10^6$ uzun süreli duruşların görüldüğü, aralıklı çalışmalarda ve yine ısının zayıf olarak dağılmasında; $p_{av} V \leq 2,9 \times 10^6$, sürekli yük hali ve yağ banyosu hali için uygundur.

Bazı müsaade edilebilecek ortalama çalışma sıcaklıkları, sürtünme katsayısı ve maximum temas basıncı, verilen malzemeler için aşağıda gösterilmiştir.

Malzeme	Max. Sıcaklık	f	p_{max} , MPa
Metal - Metal	315	0,25	1,40
Ağaç - Metal	65	0,25	0,48
Deri - Metal	65	0,35	0,17
Yağda, asbest-Metal	260	0,40	0,34
Yağda, sinterlenmiş metal-dökme demir	260	0,15	2,80

Çözümlü Problemler

- 360mm yarıçaplı bir fren tamburu, Şekil. 15-10'da görüldüğü gibi tek bir pabuçla temas halindedir ve 500d/dk da 225N m lik torku tutmaktadır. Sürtünme katsayısını 0,3 alarak,
 - Pabuçdaki toplam normal kuvveti, N ,
 - Saat ibresi yönünde fren yapabilmek için gerekli, F , kuvvetini,
 - Saat ibresi tersi yönünde fren yapabilmek için gerekli, F kuvvetini
 - Diğer ölçülerin gösterildiği gibi kalacağı kabul edilerek, freni kendi kendine kilitleyebilmek için c boyutunu,
 - Yayılan ısı miktarını hesaplayınız.



Şekil. 15-10

Çözüm:

- Tork $= fNr = 0,3N(0,36) = 225$, $N = 2083 \text{ N}$
Sürtünme alanı $= fN = 0,3(2083) = 625 \text{ N}$
- Saat ibresi yönünde, mile göre alınan momentlerin toplamını sıfıra eşitleyerek, $40(0,3)(2083) + 900F - 360(2083) = 0$, $F = 805 \text{ N}$
- Saat ibresi tersi yönünde, mile göre alınan momentlerin toplamını sıfıra eşitleyerek, $360(2083) + 40(625) - 900F = 0$, $F = 861 \text{ N}$
- Kendi kendine kilitleme için, sadece saat ibresi yönünde oluşacağı düşünülerek,

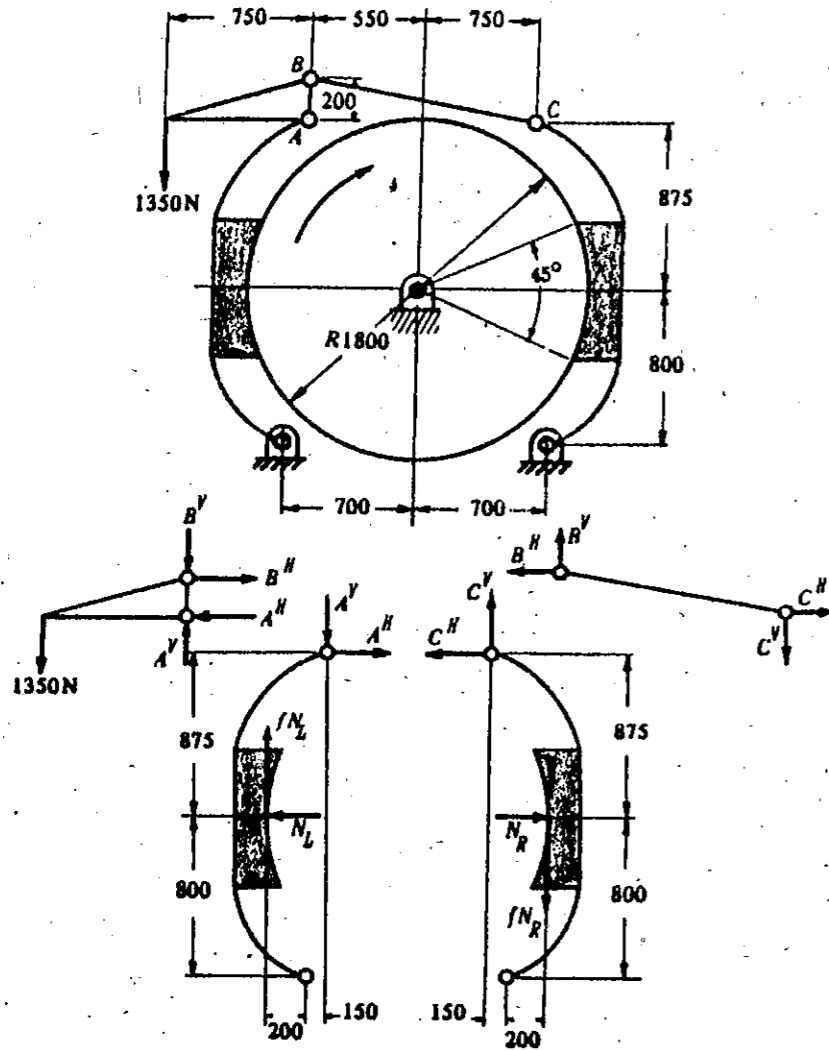
$$a \leq fc \text{ veya } c \geq a/f = 0,36/0,3 = 1,2 \text{ m}$$

$$(e) H_g = fNV = (0,3)(2083) \left(\frac{2\pi}{60} \right) (500)(0,36) = 11,8 \text{ kW}$$

- Şekil. 15-11'de görülen çift pabuçlu bir frene 1,35kN tatbik edilmektedir. Saat ibresi yönünde frenin tutabileceği tork miktarını hesaplayınız. Sürtünme katsayısı 0,3 dür.

Çözüm:

Önce, çalıştırma kolunu serbest bir cisim gibi kabul edelim. Kuvvetlerin toplamını, gerektiğinde momentler olarak, A ve B noktalarındaki kuvvetlerin yatay ve düşey bileşenlerini bulalım.



Şekil. 15-11

$$A^H = B^H, A^V - B^V - 1350 = 0, 200B^H = 750 \times 1350 \text{ veya } B^H = 5063 \text{ N}$$

Sonra, BC yi serbest cisim gibi kabul edelim ve B ve C noktalarındaki yatay ve düşey bileşenleri hesaplayalım.

$$B^H = C^H, B^V = C^V, 1100B^V = 200B^H \text{ veya } B^V = 920,5 \text{ N, ve } A^V = 2271 \text{ N}$$

Son olarak, sağ ve sol taraftaki pabuç levyelerini serbest cisim gibi kabul edelim ve sağ ve sol taraftaki pabuçlardaki normal kuvvetlerin şiddetlerini hesaplayalım. Soldaki levyenin pimine göre momentlerin toplamını alarak,

$$N_L(800) - 0,3N_L(200) - 5063(1675) - 2271(150) = 0, \text{ veya } N_L = 11920 \text{ N}$$

Sağ levyenin, pimine göre momentlerin toplamını alarak,

$$N_R(800) + 0,3N_R(200) - 5063(1675) + 920,5(150) = 0, \text{ veya } N_R = 9700 \text{ N}$$

Böylece, frenleme torku,

$$T = (0,3)(1190 + 9700)(1,8/2) = 5840 \text{ N m}$$

3. Basit bir bandlı frende, gergin taraftaki band sabitlenmiştir. Sarılma açısı 280° , ve tambur çapı 450mm dir. 900d/dk da 170N m lik tork tutulabilmektedir. Sürtünme katsayısı 0,2 dir. Kayışdaki gerilmeleri hesaplayınız.

$$\text{Çözüm: } F_1/F_2 = e^{f\alpha} = e^{(0,2)(280\pi/180)} = e^{0,98} = 2,665 \text{ ve } 0,225(F_1 - F_2) = 170 \text{ neticede}$$

$$F_1 = 1210 \text{ N, ve } F_2 = 455 \text{ N bulunur.}$$

4. Şekil. 15-12'de görüldüğü üzere, bandlı bir levye ucuna 220N tatbik edilmektedir. Sürtünme katsayısı 0,4 dür.

(a) Tambura saat ibresi yönünde 450N tatbik edilirse, banddaki minimum ve maximum gerilmeyi hesaplayınız.

(b) Tamburun saat ibresi tersi yönünde hareket etmesi halinde frenin tutabileceği max. tork ne kadar olur?

Çözüm:

(a) Saat ibresi yönündeki dönüş için, frenin kendi kendine kilitleme yapmayacağını kontrol ediniz. $b/a < e^{f\alpha}$, ise fren kendi kendine kilitlenebilir. $e^{f\alpha} = e^{0,4\pi} = 3,5$ olmaktadır. Neticede, fren kendi kendine kilitleme yapabilir ve $F_1/F_2 = e^{f\alpha}$ uygulanmaz.

Sabit noktaya göre alınan momentlerin toplamını sıfıra eşitleyip, tork bağıntısını kullanarak,

$$50F_1 + 220(200) - 100F_2 = 0 \text{ ve } 0,075(F_1 - F_2) = 450$$

buradan da, $F_1 = 12,800 \text{ N}$ ve $F_2 = 6800 \text{ N}$ bulunur.

(b) Saat ibresinin tersi yönündeki dönüş için, fren kendi kendine kilitleme yapamaz ve $F_1/F_2 = e^{f\alpha}$ tatbik edilemez. Böylece,

$$0,1F_1 - 0,2(220) - 0,05F_2 = 0 \text{ ve } F_1/F_2 = e^{f\alpha} = 3,5, \text{ buradanda, } F_1 = 513 \text{ N, } F_2 = 146 \text{ N}$$

bulunabilir. Tutulacak tork miktarı ise, $T = 0,075(513 - 146) = 27,7 \text{ N m}$.

5. Simetrik fren pabuçunun fren tamburuna itilmiş hali Şekil. 15-13(a)'da gösterilmiştir. Bileşke normal kuvveti, bileşke sürtünme kuvvetini, bu kuvvetlerin tatbik noktalarını ve tamburun merkezine göre alınan momenti hesaplayınız. Uniform aşınma kabul edilecektir.

Çözüm:

(a) Uniform aşınma için, kaplama malzemesi yüzeyindeki aşınma malzeme öyle seçilmiştir ki, fren pabuçunun eğrilik yarıçapı sürekli sabit kalmaktadır. Şekil. 15-13(b). Radyal aşınma W , basınç, p_n ve hız, V nin çarpımlarıyla doğru orantılıdır.

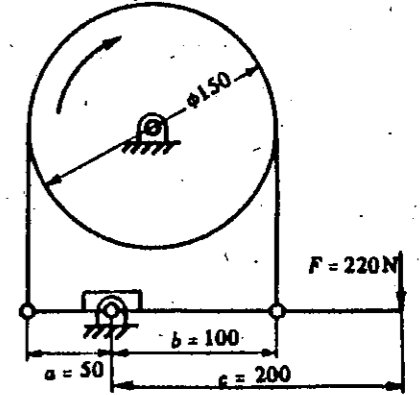
$$W = Kp_n V$$

K , malzemeye ait bir katsayıdır.

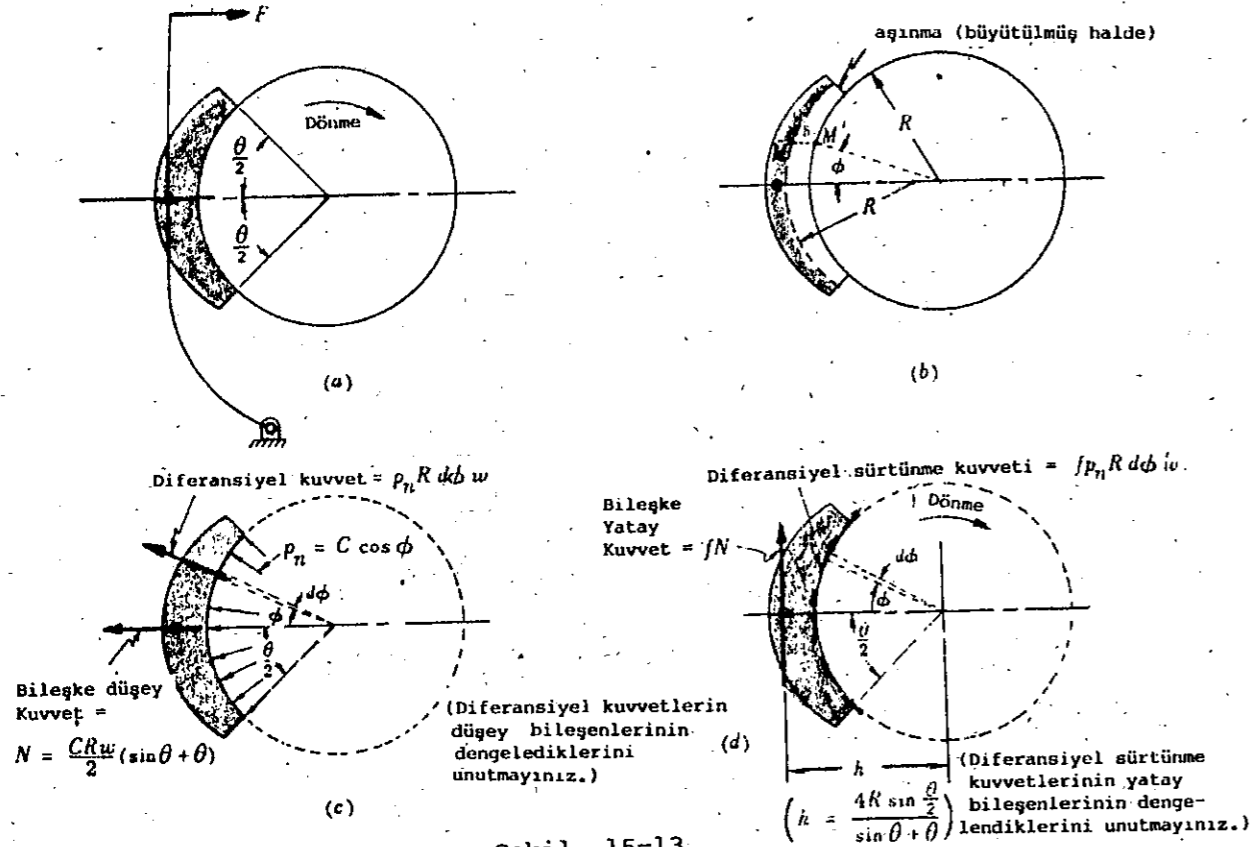
Radyal yönde aşınmadan sonra, M noktası M' ye kayarak, pabuçla tambur arasındaki teması devam ettirir. M noktasına ait, δ , yatay yerdeğiştirme,

$$\delta = Kp_n V / \cos \phi$$

Fakat, δ , her nokta için, aynı veya sabit olacağından, $p_n = C \cos \phi$ ve $C = \delta / KV$ dir. C aynı zamanda maximum basınç olup, $\phi = 0$ da ortaya çıkmaktadır.



Şekil. 15-12



Şekil. 15-13

(b) Fren pabuçları simetrik olduğundan ve normal basıncında simetrik olmasından, bileşke yatay kuvvet, diferansiyel normal kuvvetlerin yatay bileşenlerinin toplamı ile diferansiyel sürtünme kuvvetlerinin düşey bileşenlerinin toplamı bileşke düşey kuvvettir. Şekil. 15-13(c) ve 15-13(d)'ye bakınız.

$$\text{Bileşke yatay kuvvet} = N = 2 \int_0^{\frac{\theta}{2}} (C \cos \phi) R d\phi w \cos \phi = \frac{CRw}{2} (\sin \theta + \theta)$$

$$(c) \text{ Bileşke düşey kuvvet} = 2 \int_0^{\frac{\theta}{2}} f(C \cos \phi) R d\phi \cos \phi = fN$$

(d) N , bileşke kuvvetin tatbik noktası, yüklemenin simetrisinden görülebilir; N , pim merkezinden geçmektedir. Pim, pabuça ait olup, simetride yatay eksen üzerindedir. (Şekil. 15-13(c)'ye bkz)

(e) fN , düşey kuvvetin tatbik noktası, bileşke kuvvetin momentini, diferansiyel sürtünme kuvvetlerin momentine eşitleyerek bulunabilir. Moment seçilen herhangi bir referans noktasına göre alınabilir. Tamburun merkezi en uygun referans noktası olarak seçilebilir.

$$fNh = 2 \int_0^{\frac{\theta}{2}} f(C \cos \phi) R d\phi w R = 2fCR^2 w \sin \frac{\theta}{2}$$

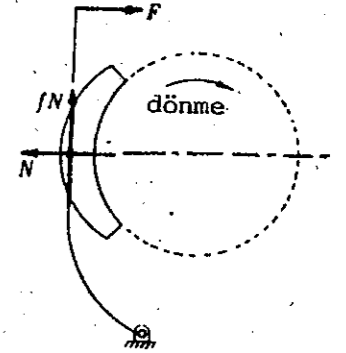
h , tambur merkezinden fN nin tatbik noktasına olan mesafedir.

Şimdi, $C = \frac{2N}{Rw (\sin \theta + \theta)}$ yi yukarıdaki ifadede yerine koyarak,
 $h = \frac{4R \sin \frac{\theta}{2}}{\sin \theta + \theta}$ bulunur.

(f) fN bileşke sürtünme kuvvetinin, tambur merkezine göre momenti, frenleme torkunu verir. T ,

$$T = fNh = fN \left(\frac{4R \sin \frac{\theta}{2}}{\sin \theta + \theta} \right)$$

(g) Eğer pabuçun pimi, tambur merkezinden h mesafede ise, normal kuvvet, N ile sürtünme kuvveti fN nin pabuç pimi merkezinden geçmesiyle, serbest cisim hali düşünülebilir, bu da basınç dağılım ifadesini, $p_n = C \cos \phi$ yi sağlayabilir. Şekil. 15,13 (e)'ye bkz. Sonradan kuvvet analizi, pabuçlardaki yayılı yük dikkate alınmaksızın yapılabilir. Eğer pim yukarıda hesaplanan h , dan başka bir yerde ise bile, bileşke kuvvetin yine pim merkezinden geçmesi gerekir. $p_n = C \cos \phi$ bağıntısı sağlanmayabilir. N ve fN nin pim merkezinden geçtiğini kabul etmek yeterli olur. Not: Basınç dağılımına etkimeksizin N ve fN boyunca herhangi bir noktada yerleştirilebilir.



Şekil. 15-13(e)

6. Simetrik pabuç pimle tespit edilmiş halde, 500mm lik tamburun 90° karşısında bulunmaktadır. Uniform aşınma kabul edilerek, bileşke sürtünme kuvvetinden dolayı ortaya çıkan, döndürme momentinden kaçınmak için, pimin tambur merkezinden ne kadar öteye tespit edileceğini hesaplayınız. Pimin, normal kuvvet boyunca yerleştirildiğini kabul ediniz.

Çözüm: Pime olan mesafe, h tambur merkezinden olmak üzere,

$$h = \frac{4R \sin \frac{\theta}{2}}{\theta + \sin \theta} = \frac{(4)(0,25)(0,707)}{\frac{1}{2}\pi + 1} = 275 \text{ mm}$$

7. Şekil. 15-6'da görülen içten pabuçlu bir fren sisteminde, çap 300mm dir. Tatbik edilen kuvvetler, F , eşit olup, kullanılan pabuçlarda en 40mm dir. Sürtünme katsayısı 0,3 ve müsaade edilen max. basıncın 1MPa. ve $\theta_1 = 0$, $\theta_2 = 130^\circ$, $\theta_m = 90^\circ$, $a = 125$ mm, ve $c = 225$ mm, olduğuna göre, tatbik edilen F kuvvetlerini ve fren tork değerini hesaplayınız.

Çözüm: Milin sağ tarafı için sürtünme kuvvetlerinin momenti,

$$M_f = \frac{f p_m w r}{\sin \theta_m} \int_0^{\theta_2} (\sin \theta)(r - a \cos \theta) d\theta = \frac{f p_m w r}{\sin \theta_m} [r - r \cos \theta_2 - \frac{1}{2} a \sin^2 \theta_2]$$

$$= (0,3)(10^6)(0,04)(0,15)/1 [0,15 - 0,15 \cos 130^\circ - (0,125/2) \sin^2 130^\circ] = 378 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Milin sağ tarafı için, normal kuvvetlerin momenti,

$$M_n = \frac{p_m w r a}{\sin \theta_m} \int_0^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta = \frac{p_m w r a}{\sin \theta_m} [\frac{1}{2} \theta_2 - \frac{1}{4} \sin 2\theta_2] = 1036 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$F = (M_n - M_f)/c = (1036 - 378)/0,225 = 2924 \text{ N}$$

$$\text{Sağ taraftaki pabuçun tork kapasitesi, } T = f p_m w r^2 \left(\frac{\cos \theta_1 - \cos \theta_2}{\sin \theta_m} \right) = 444 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\text{Sol taraftaki pabuç için, } T = 206 \text{ N}\cdot\text{m} \quad p'_m = 0,4653 \text{ MPa} \quad p'_m = \frac{F c p_m}{M_n + M_f}$$

Toplam tork ise = $444 + 206 = 650 \text{ N}\cdot\text{m}$

8. 450mm çapındaki tambur, 90° aralıkta iki pabuça sahiptir. Pabuç 100mm enindedir ve 70kW in ortaya çıkması beklenilmektedir. Frende aşırı ısınma görülür mü? Tambur yüzeyiyle, çevre arasındaki sıcaklık farkının 165.K olduğu bilinmektedir.

Çözüm:

Ortaya çıkarılan ısının, dağıtılan ısıya eşitliği düşünülerek ve A_r alanı için çözüm yapılacak olursa,

$$70 \times 10^3 = CA_r \Delta t, 70 \times 10^3 = 39(165)A_r, A_r = 10,88 \text{ m}^2 \text{ (gerekli)}$$

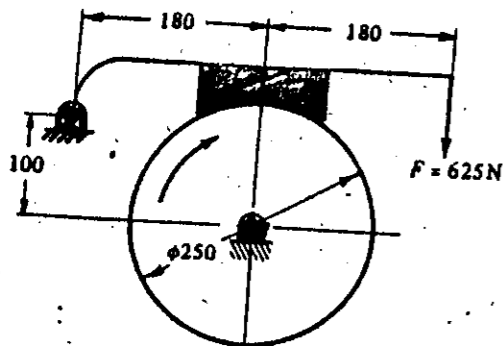
$$C = 39 \text{ W/(m}^2 \text{ K)} \Delta t = 165 \text{ K}$$

Kuşak hesaba katılmaksızın, hakiki alan, A , havaya açılan tambur alanı olmak üzere,

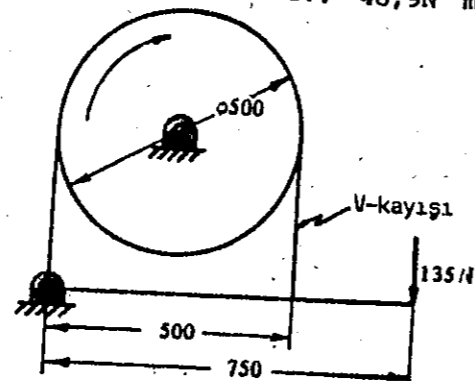
$$A = \frac{1}{2} \pi (0,45)(0,1) = 0,071 \text{ m}^2 \text{ Tambur aşırı ısınacaktır.}$$

Tamamlayıcı Problemler

9. Şekil. 15-14'de görülen tek takozlu bir frende karşı konacak tork miktarını hesaplayınız. Sürtünme katsayısı 0,3 dür. Cev. 48,9N m.



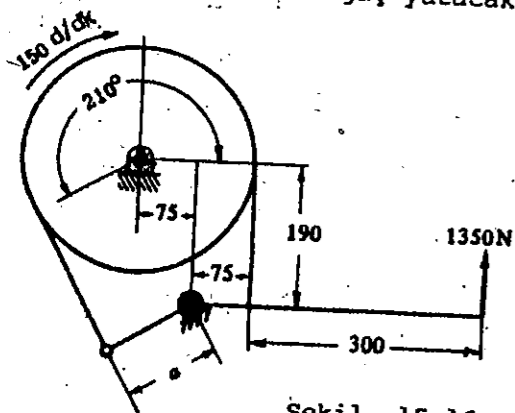
Şekil. 15-14



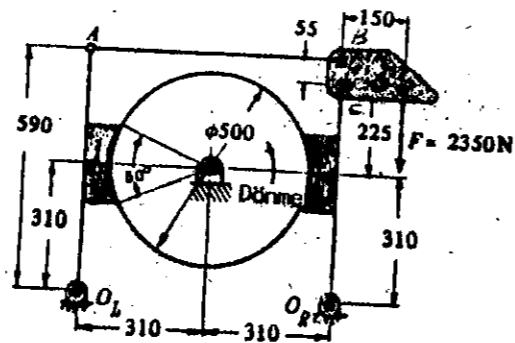
Şekil. 15-15

10. Bandlı bir fren V-kayışı kullanılmaktadır. V-yarıklı makarada bölüm daire çapı 500mm dir. Yarık açısı 45° ve sürtünme katsayısı 0,25 dir. Yukarıdaki görülen, Şekil. 15-15'deki ölçüleri kullanarak, 300d/dk da maximum güç miktarını hesaplayınız. Cev. 10,8kW.

11. Şekil. 15-16'da görüldüğü üzere bandlı bir fren dizaynı yapılacaktır. Kullanılan sürtünme katsayısı için, bantlardaki gerilme oranı, 1,75 dir. Kayışlar, çalıştırma levyesine normal olarak tespit edilmiştir. (a) Bantların çalıştırma levyesine normal olarak bağlanması için mesafesi ne olacaktır? (b) Fren ne kadar güç yutacaktır? Cev. (a) 120mm, (b) 6,63kW.



Şekil. 15-16



Şekil. 15-17

12. Çift takozlu bir fren Şekil. 15-17'de görüldüğü gibi çalıştırılmaktadır. Tambur 80d/dk da dönmektedir. Tatbik edilen kuvvet 2350N ve sürtünme katsayısı 0,3 dür, Serbest cisim analizi yapılarak, frenleme torkunu ve birim ortaya çıkarılan ısıyı hesaplayınız. Cev. $T = 1760 \text{ N m}$, $H_f = 14,74 \text{ kW}$.

13. Şekil. 15-6'ya bakarak, simetrik olarak içe yerleştirilmiş bir fren grubu için frenleme tork ifadesini çıkarınız.

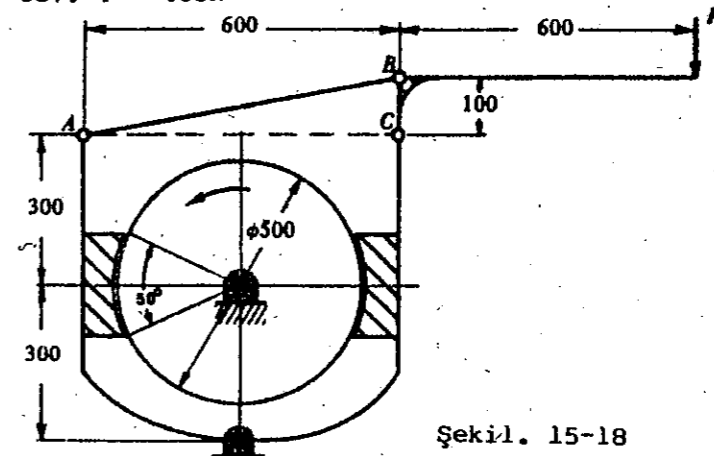
$$\text{Cev. } T = fwr^2 \left(\frac{\cos \theta_1 - \cos \theta_2}{\sin \theta_m} \right) (p_m + p'_m), p'_m = \frac{cFp_m}{M_n + M_f}$$

14. Şekil. 15-6'da görülen içten fren tertibatına benzer olmak üzere, $\theta_1 = 15^\circ$, $\theta_2 = 150^\circ$, $f = 0,35$, $p_m = 850 \text{ kPa}$, $w = 50 \text{ mm}$, $r = 150 \text{ mm}$, $c = 250 \text{ mm}$ ve $a = 125 \text{ mm}$, değerleri veriliyor. Frenleme torkunu hesaplayınız. Cev. $T = 826 \text{ N m}$

15. Ağaç pabuçlu çift takozlu bir frende, tambur dökme demirden mamuldür. ($f = 0,3$). (Şekil. 15-18)

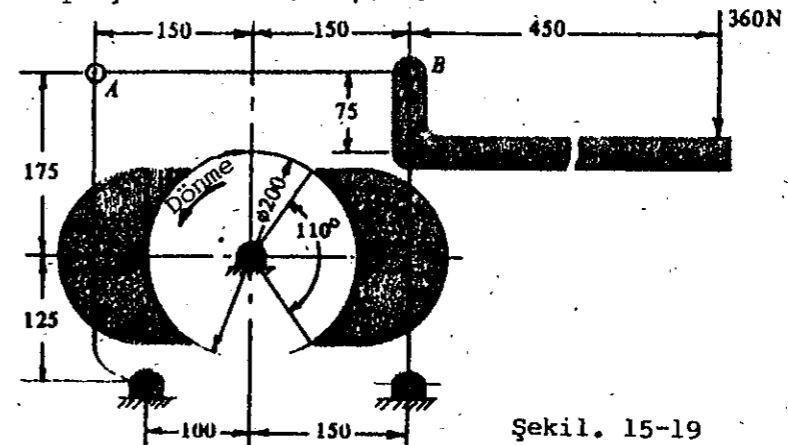
(a) Her parça için serbest cisim diyagramını çizin ve kuvvetleri yerleştiriniz.

(b) 300d/dk da dönen tamburla 26kW lık güç yutabilmek için gerekli çalıştırma kuvveti ne kadar olacaktır? Dönüş saat ibresi yönündedir. Cev. $F = 468 \text{ N}$



Şekil. 15-18

16. Şekil. 15-19'da görülen dökme demir tamburda, çift takozlu bir fren ve ağaç pabuçlar ele alınmaktadır. Bu iki malzeme için sürtünme katsayısı 0,3 dür. Tambur 1500d/dk da dönmektedir. Isıya dönüşen ısı miktarını hesaplayınız. Cev. 46,3kW.



Şekil. 15-19

EĞİLME GERİLMESİ, s , çok yapraklı yaylarda, extra boy yapraksız veya yapraklı olmak üzere, tam yükten sonra eşdeğer gerilmeye sahip olmalarını sağlamak üzere, ön gerilmeye tabi tutulmuş halde,

$$s = \frac{6FL}{nbr^2}$$

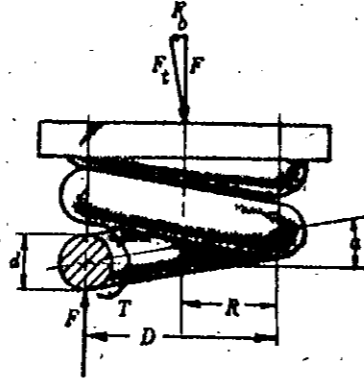
s = Eğilme gerilmesi, N/m^2 ve n = Toplam yaprak sayısı,

EĞİLME GERİLMESİ, takviye edilmiş ve extra tam boydaki yapraklardan oluşan çok yapraklı yaylarda, hep aynı değerdedir. Zira extra tam boydaki yapraklar ön gerilmeli olup, yapraklara Şekil. 16-4'de görüldüğü gibi yeni bir form verilmektedir. Bahis konusu aralık, h ,

$$h = \frac{2FL^3}{nbr^3E}$$

h = Takviye yapraklarıyla, tam boydaki yapraklar arasında aralıktır, m

HELİSEL YAYLAR, dairesel kesitli tellerden yapırlar veya Şekil. 16-5'de olduğu gibi çubuktan yapılanları da mevcuttur. Bu yaylar burulma kesme gerilmesi ve enine kesme gerilmesine maruz kalırlar. Helis eğriliğinden dolayı da ilave bir gerilme ortaya çıkabilir. Enine kesme ve eğriliği hesaba katmak için, genellikle, burulma kesme gerilmesini bir düzeltme faktörüyle çarpmak gerekir, K Bu katsayıya Wahl katsayısı denilir.



Şekil. 16-5.

KESME GERİLMESİ, F aksenal yükünden dolayı helisel bir yayda ortaya çıkmakta olup, değeri,

$$s_s = K \frac{8FD}{\pi d^3} = K \frac{8FC}{\pi d^2}$$

s_s = Toplam kesme gerilmesi N/m^2

D = Sargının ortalama çapı, m

$K' = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C}$ Wahl katsayısı

F = Aksenal yük, N
 d = Tel çapı, m

$C = \frac{D}{d}$ Yay indexi.

SEHİM, Aksenal yükten dolayı, helisel bir yayda,

$$y = \frac{8FD^3n}{d^4G} = \frac{8FC^3n}{dG}$$

n = Sargı sayısı, y = Aksenal sehim, m G = Rijidlik modülü, N/m^2

YAY ORANI, veya yay sabitesi, beher metre sehim başına düşen newton olarak tanımlanır.

$$k = \frac{F}{y}$$

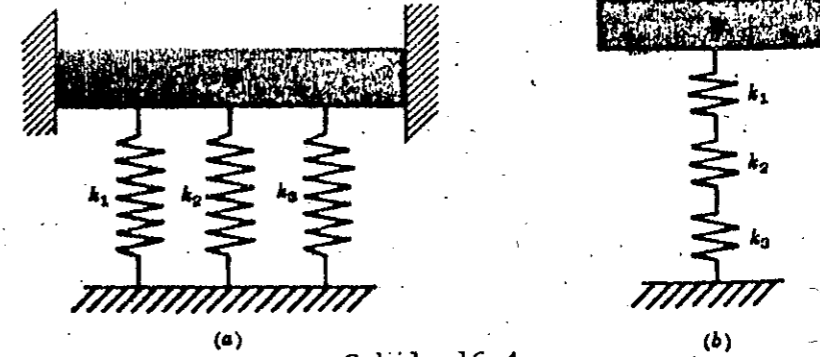
$$k = \frac{Gd}{8C^3n} \text{ aksenal yük altında, helis yay için}$$

YAY SABİTESİ, paralel bağlı yaylarda, ayrı ayrı değerdedir. (Şekil. 16-6(a)),

$$k = k_1 + k_2 + k_3$$

YAY SABİTESİ, seri bağlı yaylarda, aşağıda görüldüğü gibi bulunabilir.

$$k = \frac{1}{1/k_1 + 1/k_2 + 1/k_3}$$



Şekil. 16-4

DEPOLANAN ENERJİ, $(Eng)_s$, Hook kanununa uyarak, lineer kuvvet sehim bağlantılarıyla,

$$(Eng)_s = \frac{1}{2}Fy \text{ veya } (Eng)_s = \frac{1}{2}T\theta \text{ şeklinde bulunur.}$$

F , aksenal yüküne tabi, helisel yaylar için, depolanan enerji,

$$(Eng)_s = \frac{s_s^2}{4G} J/m^3$$

Burulma yüküne tabi, helis yaylarda, depolanan enerji,

$$(Eng)_s = \frac{s_s^2}{8E} J/m^3 \text{ (Dairesel kesitli tel)}$$

$$(Eng)_s = \frac{s_s^2}{6E} J/m^3 \text{ (Dikdörtgen kesitli tel)}$$

Ucunda eğilme kuvvetine maruz bulunan sabit mukavemetli konsol giriş için, depolanan enerji,

$$(Eng)_s = \frac{s_s^2}{6E} J/m^3$$

Burulma kuvvetinin etkisi altında spiral yay için, depolanan enerji,

$$(Eng)_s = \frac{s_s^2}{6E} J/m^3$$

s_s = Kesme gerilmesi, N/m^2

s = Eğilme momenti, N/m^2

T = Tork, N m

E = Elastisite modülü, N/m^2

G = Rijidlik modülü, N/m^2

y = Lineer sapma, m

θ = Açısal sapma, rad.

YAY UÇLARI, helisel yaylarda düz veya düz ve taşlanmış, kare kesitli veya kare kesitli ve taşlanmış olabilir. (Şekil. 16-7) Bu, sargı sayısının azaltılmasına neden olabilir ve yayı serbest boyunu ve düz boyunu etkileyebilir.

Değişken gerilme, s_v Wahl katsayısının tam değerini kullanarak hesaplanabilir. $K = K_c K_s$ ve K_c eğrilikten dolayı ortaya çıkan gerilme konsantrasyonu tesirine, malzemenin hassasiyetine dayanarak gerekli bilgilerin var olması halinde, azaltılabilir. Bazı malzemeler, diğerlerine nazaran daha az hassas olabilirler.

$$s_v = K \frac{8F_v D}{\pi d^3} \quad F_v = \frac{F(\max) - F(\min)}{2}$$

Ortalama gerilme, s_m , Wahl katsayısının statik kısmının kullanılmasıyla hesaplanabilir. K_s , bu deneylerle de gösterilmektedir.

$$s_m = K_s \frac{8F_m D}{\pi d^3} \quad F_m = \frac{F(\max) + F(\min)}{2}$$

Yorulma-gerilme diyagramına dayanarak, AB doğrusunun kopma doğrusu olduğu söylenebilir. Böylece CD doğrusunu, aşağıdaki AB doğrusuna paralel olarak çizebiliriz. Böylece kopma gerilmesine bağlı olarak, N, makul bir emniyet sayısına müsaade edilmiş olur. CD içinde bir ifade yazılması mümkündür. G orijin olmak üzere, P nin koordinatları $(s_m - \frac{1}{2}s_{rel}, s_v)$: CD

$$\text{nin eğimi} = AB \text{ nin eğimi} = -\frac{\frac{1}{2}s_{rel}}{s_{ys} - \frac{1}{2}s_{rel}}, \text{ ve CG yi keserek,}$$

$$CG = AG \left(\frac{GD}{GB} \right) = \frac{1}{2}s_{rel} \left(\frac{s_{ys}/N - \frac{1}{2}s_{rel}}{s_{ys} - \frac{1}{2}s_{rel}} \right) \text{ sonra, } s_v = -\left(\frac{\frac{1}{2}s_{rel}}{s_{ys} - \frac{1}{2}s_{rel}} \right) (s_m - \frac{1}{2}s_{rel}) + \frac{1}{2}s_{rel} \left(\frac{s_{ys}/N - \frac{1}{2}s_{rel}}{s_{ys} - \frac{1}{2}s_{rel}} \right)$$

$$\text{buradan da, } N = \frac{s_{ys}}{s_m - s_v + 2s_v s_{ys} / s_{rel}} \text{ elde edilir.}$$

Bulduğumuz bu ifade dizayn denklemi olarak kullanılabilir. Zira, CD üzerindeki bütün noktalar, emniyetli olan değişken ve ortalama gerilme yi kombinasyonunu temsil etmektedir. Emniyet faktörü, 1,8 olarak alınabilir. Ayrıca bunun altında da ve üstünde de değerler seçilebilir. Seçim işi çalışma şartlarına bağlıdır. s_{rel} için değerler pek tamamlanmış değildir. Fakat, $\frac{530}{d^{0.2}} \text{ MN/m}^2$, nin çeşitli değerlerine dayanılarak başka noktalar

elde edilebilir. (d, m). Yukarıda görülen bu ifade, 16mm çapındaki yağda temperlenmiş karbon çeliği için iyi bir yaklaşım gibi görülmektedir.

Wahl tarafından tavsiye edilen ikinci metodda, Wahl katsayısı, K nin tam değeri kullanılarak, gerilme kademlesinin elde edilmesi birinci şart, ikincisi ise, K_s kullanılarak bulunan tepe gerilmesi olup, bu da, uygun bir katsayı ile bölünmüş, malzemenin kopma gerilmesi değerini geçemez.

$$\text{Birinci şart: } s_s(\max) - s_s(\min) = K \frac{8D[F(\max) - F(\min)]}{\pi d^3} = \frac{s_{rel}}{N}$$

s_{rel} = malzemenin sınır mukavemet değeri
N = uygun emniyet katsayısı

$$\text{İkinci şart: } s_s(\max) = K_s \frac{8DF(\max)}{\pi d^3} = \frac{s_{ys}}{N}$$

MÜSAADE EDİLEN GERİLMELER, helisel krom-vanadyumlu çelik yaylar için, sıcak sarılmış ve şekillendirildikten sonra asıl işlem görmüş halde iken aşağıdaki tablo yapılabilir.

Çok ciddi kullanım yerlerinde, süratli kullanım söz konusu ise, minimum gerilmenin maximum gerilmeye oranı yarım veya daha az olabilir. Kesikli çalışmalar haricinde, normal çalışmalar hali ciddi kullanım halinin aynı gibidir. Hafif işlerde, yaylar statik yüklere veya sık sık görülen değişken yüklere tabi olarak göze çarpar.

Tel çapı, mm	Çok ciddi kullanım için, MN/m ²	Normal çalışmalar için, MN/m ²	hafif işler için MN/m ²
< 2	410	517	641
2 - 5	380	476	586
5 - 8	330	414	510
8 - 14	290	359	448
14 - 25	250	310	386
25 - 40	220	276	345

RONDELA YAYLAR, Şekil. 16-9(a)'da görüldüğü üzere konik rondelâlardan yapılırlar. Rondelâlar seri, paralel veya seri-paralel şekilde istilenebilirler. (Şekil. 16-9(b)). Yük-sehim formülleri bir rondelâ için Almen ve Laszio tarafından verilmiştir. (ASME raporları, Mayıs, 1936, Cilt 58, No: 4). Bu da,

$$P = \frac{Ey}{(1 - \mu^2)M(d_o/2)^2} [(h - y/2)(h - y)t + t^3]$$

$$s = \frac{Ey}{(1 - \mu^2)M(d_o/2)^2} [C_1(h - y/2) + C_2t]$$

P = Eksenel yük, N

y = Sehim, m

t = Rondelâ kalınlığı, m

h = Serbest yükseklik - kalınlık, m

E = Elastisite Modülü, N/m²

s = İç çevredeki gerilme, N/m²

d_o = Rondelânın dış çapı, m

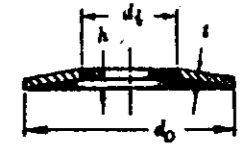
d_i = Rondelânın iç çapı, m

μ = Poisson oranı (çelik için, 0,3)

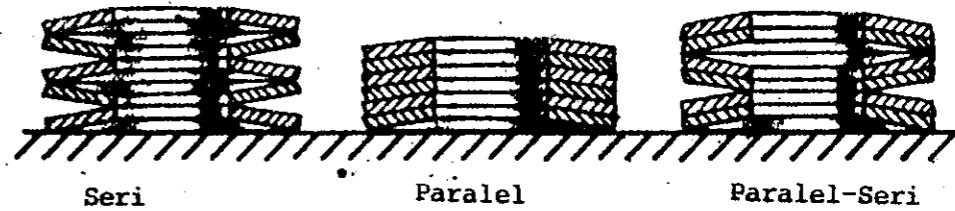
$$M = \frac{6}{\pi \log_e(d_o/d_i)} \left[\frac{d_o/d_i - 1}{d_o/d_i} \right]^2$$

$$C_1 = \frac{6}{\pi \log_e(d_o/d_i)} \left[\frac{d_o/d_i - 1}{\log_e(d_o/d_i)} - 1 \right]$$

$$C_2 = \frac{6}{\pi \log_e(d_o/d_i)} \left[\frac{d_o/d_i - 1}{2} \right]$$



Şekil. 16-9(a)



Şekil. 16-9(b)

Çözümlü Problemler

1. Çok-yapraklı bir yay için gerilme, kuvvet ve sehim bağıntılarını çıkarınız.

Çözüm:

Sabit boyda konsol bir kiriş ele alalım. Konsol kalınlığı uniform olup, t dir. (Şekil. 16-2(a)). Konsolun, b eninde n adet şeride ayrıldığı ve Şekil. 16-2(b)'de görüldüğü gibi istiflendiğini kabul edelim.

Üçgen kirişdeki bütün kesitlerde eğilme gerilmesi hep aynıdır. Bu durumun, şeritlerin istiflenmesinden sonra ortaya çıktığını, bunun tamamıyla doğru olmadığını bilmemize rağmen kabul edeceğiz.

$$s = \frac{Mc}{I} = \frac{FL(\frac{1}{2}t)12}{nbt^3} = \frac{6FL}{nbt^2}$$

Sabit mukavemetdeki kirişdeki sehim ve uniform kalınlık,

$$y = \frac{FL^3}{2EI_{(max)}} = \frac{6FL^3}{Ebn t^3}$$

Bu ifadeler aynı zamanda, yarı eliptik yapraklı yaylarda tatbik edilebilir. Orta noktadan yataklanmış iki konsol kiriş şeklinde ele alınmışlardır. (Şekil. 16-3)

Bir veya daha fazla extra tam boydaki yapraklara ilave olarak, n_e , sabit en ve kalınlıkta olmak üzere, istifin en üstündeki, yaklaşık olarak, sabit endeki bir e kirişi, paralel olarak yüklenmiş, sabit mukavemeti bir başka g kirişine eşdeğerdir (Şekil. 16-10). e ve g kirişlerinin sehimleri,

$$y_e = \frac{F_e L^3}{3EI_{(max)e}} \quad \text{ve} \quad y_g = \frac{F_g L^3}{2EI_{(max)g}}$$

F_e ve F_g , e ve g kirişlerince absorbe edilmiş toplam F kuvvetinin belli bölümlerini temsil etmektedir. Sehimler eşit olduğundan, $y_e = y_g$ yazabiliriz veya

$$\frac{F_e L^3}{3EI_{(max)e}} = \frac{F_g L^3}{2EI_{(max)g}}$$

n_g ve n_e takviye yaprakları ile, extra tam boydaki yaprak sayılarını aynı kabul edelim. Sonrada, $I_{(max)e} = n_e b t^3 / 12$ ve $I_{(max)g} = n_g b t^3 / 12$ Bu değerleri bir önceki ifadeye yerine koyacak olursak,

$$\frac{F_e}{3n_e} = \frac{F_g}{2n_g} \quad \text{veya} \quad F_e = \frac{3n_e F_g}{2n_g} \quad \text{Şimdi, } F = F_e + F_g, \quad F_e = \frac{3n_e}{3n_e + 2n_g} F$$

$$s_e = \frac{6F_e L}{n_e b t^2} = \frac{18FL}{b t^2 (3n_e + 2n_g)}, \quad s_g = \frac{6F_g L}{n_g b t^2} = \frac{12FL}{b t^2 (3n_e + 2n_g)}$$

Karma yay grubu için sehim, $y = \frac{12FL^3}{b t^3 E (3n_e + 2n_g)}$

2. Konsantrik aksenal yük için, helisel sargılı yayda, gerilme, kuvvet ve sehim bağıntılarını çıkarınız.

Çözüm: Şekil. 16-5, bakarak, F aksenal kuvvetinin, F_b bileşeni, s , eğilme gerilmesini doğurur.

$$s = \frac{16FD \sin \alpha}{\pi d^3} \quad (\text{eğrilik etkilerini ihmal ederek})$$

Bu gerilme küçük helis açıları için ihmal edilebilir. F aksenal kuvveti, s , burulma gerilmesini doğurur. $T = \frac{1}{2}FD \cos \alpha \approx \frac{1}{2}FD$ olduğundan FD küçük helis açıları için

$$s_s = \frac{TR}{J} = \frac{8FD}{\pi d^3}$$

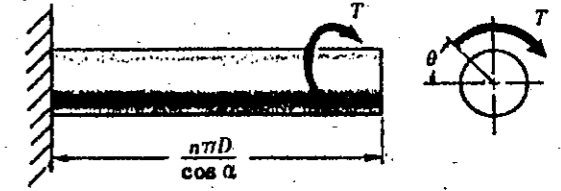
F = aksenal yük, N ; D = ortalama çap, m ; d = Tel çapı, m ; y = aksenal sapma, m ; s_s = kesme gerilmesi, N/m^2 .

Burulma kesme gerilmesine ilaveten, enine kesme gerilmesi ve sargının eğriliğinden dolayı bir de ilave gerilme mevcuttur. Bu iki tesiri dahil edebilmek için, gerilme faktörü denilen, K nın kullanılması yeterli olur.

$$s_s = K \frac{8FD}{\pi d^3}$$

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0,615}{C} \quad \text{ve yay indexi } C = D/d.$$

Helisel yaydaki sehim için, yeterli ifade, yayı eğmek için gerekli işin, bükülmüş telin absorbe ettiği burulma enerjisine eşitleyerek bulunabilir. n adet sargıya sahip helisel yay, d çapında ve $n\pi D / \cos \alpha$, boyunda, düzgün bir çubuk haline dönüştürülmüş. (Şekil. 16-11). Helis açısı küçük olduğundan $\cos \alpha$ bir alınabilir. Burada



Şekil. 16-11

Yapılan iş = tutulan enerji

$$\frac{1}{2}Fy = \frac{1}{2}T\theta = \frac{1}{2}(\frac{1}{2}FD)\theta \quad \text{veya} \quad y = \frac{1}{2}D\theta$$

$$\text{Zira, } \theta = \frac{Tn\pi D}{JG} = \frac{16FD^2 n}{d^4 G}, \quad G = \text{Elastisite burulma modülü, } N/m^2$$

Çelik tel için G değeri yaklaşık olarak, $83GN/m^2$ dir.

3. 1 metre boyundaki konsol bir kiriş, takviyeli 8 yapraklı oluşmaktadır. Ayrıca 1 adette extra tam boyda yaprak bulunmaktadır. Yapraklar 45mm enindedir. Yay ucundaki 2000N luk bir yük, yayda 75mm lik sarpmaya neden olmaktadır. Yaprakların kalınlığını ve diğer yapraklar gibi aynı gerilmeyi verecek şekilde, ön gerilmeye tabi extra tam boydaki yaprak için maximum eğilme gerilmesini hesaplayınız. Sonra, extra tam boydaki yaprakda ön gerilme olmadığını kabul ederek gerilmeyi tekrar hesaplayınız.

Çözüm:

$$y = \frac{12FL^3}{b t^3 (2n_g + 3n_e) E}, \quad 0,075 = \frac{(12)(2000)(1)^3}{(0,045)^3 (16+3)(200 \times 10^9)}, \quad t^3 = 1,87 \times 10^{-6}, \quad t = 12,3 \text{ mm}$$

$$\text{Ön gerilmeli extra tam boydaki yaprakda, } s = \frac{6FL}{n b t^2} = \frac{(6)(2000)(1)}{(9)(0,045)(0,0123)^2} = 195 \text{ MN/m}^2$$

$$\text{Ön gerilmersiz, } s_e = \frac{18FL}{b t^2 (2n_g + 3n_e)} = \frac{(18)(2000)(1)}{(0,045)(0,0123)^2 (16+3)} = 277 \text{ MN/m}^2$$

4. 1,6mm lık çelik telden mamul bir helisel yay için, müsaade edilen sapma ve gerekli sargı sayılarını tayin ediniz. Yay indexi 6 ve müsaade edilen gerilme $345MN/m^2$, kesmedir. Yay sabitesi $1800N/m$ dir.

Çözüm:

Yay sabitesi, $C = \frac{D}{d}$, $6 = \frac{D}{1,6}$, $D = 9,6\text{mm}$, Wahl katsayısı, $K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0,615}{C} = 1,25$.

$$\frac{F}{y} = \frac{dG}{8C^3n}, 1800 = \frac{(0,0016)(80 \times 10^9)}{8(6^3)n}, n = 41,2 \text{ devir}$$

Kuvvet ve sapmayı bulmak için, $s_s = K \frac{8FD}{\pi d^3}$, $345 \times 10^6 = \frac{1,25(8)F(0,0096)}{\pi(0,0016)^3}$, $F = 46,2\text{N}$

Sapma $46,2/1800$ ile sınırlandırılmıştır. Örn. $25,7\text{mm}$

5. Ortalama çapı 125mm ve yay sabitesi 72kN/m olan bir yay sargısı dizaynı yapınız. Toplam eksenel yük, 8000N ve müsaade edilen gerilme 275MN/m^2

Çözüm:

Dizayn için n , sargı sayısı ve d , tel çapının hesap edilmesi gerekir.

s. i kullanarak, $s_s = K \frac{8FD}{\pi d^3}$, $d = \frac{D}{C}$, $KC^3 = \frac{s_s \pi D^2}{8F} = \frac{(275 \times 10^6) \pi (0,125)^2}{8(8000)} = 211$ (müsaade edilen)

$$\text{Denemeye, } \left(\frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0,615}{C} \right) C^3 = 211, C = 5,5$$

$d = 125/5,5 = 22,7\text{mm}$, 25mm lik tel kullanınız.

$$\frac{F}{y} = \frac{d^4 G}{8D^3 n}, 7200 = \frac{(0,025)^4 (80 \times 10^9)}{8(0,125)^3 n}, n = 27,8 \text{ sarım}$$

6. 18kN/m lik yay sabitesine sahip sargılı yay 30mm ye bastırılmaktadır. Sargılar kapalıdır. Müsaade edilen gerilme 345MN/m^2 , yay indexi, $C = 8$, uçlar kare kesitli ve taşlanmıştır ve $G = 83\text{GN/m}^2$. Gerekli tel çapını, d , yi sargı çapını, D ve yayın kapanmış haldeki boyunu hesaplayınız.

Çözüm:

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0,615}{C} = 1,184. \text{ Sonra, } s_s = K \frac{8FC}{\pi d^2}, 345 \times 10^6 = \frac{(1,184)(8)(0,030 \times 18.000)8}{\pi d^2}$$

$d = 6,14\text{mm}$, $6,3\text{mm}$ lik tel kullanınız.

$D = dC = 6,3 \times 8 = 50\text{mm}$

$$\frac{F}{y} = \frac{d^4 G}{8D^3 n} = \frac{dG}{8C^3 n}, 18.000 = \frac{0,0063(83 \times 10^9)}{8 \times 8^3 n}, n = 7,09 \text{ sarım}$$

Kapanmış halde boy $= (n+2)d = (7,09+2)(6,3) = 57,3\text{mm}$.

7. Elevatör mil grubunun altında, 8 benzer yay paralel olarak, herhangi bir arıza anında ortaya çıkacak darbeyi absorbe etmek için bağlanmışlardır. Elevatör 28kN gelmekte ve durgun halden $1,2$ metreye kadar serbest düşme yapacağı kabul edilerek, her yaydaki maksimum gerilmeyi tayin ediniz. Yaylar 30mm lik çubuklardan mamuldürler. Her yay için yay indexi 6 ve sargı sayısı 15 dir. Sistemdeki kontrupaların herhangi bir etkisini ihmal ederek, G 'yi 83GN/m^2 alınız.

Çözüm:

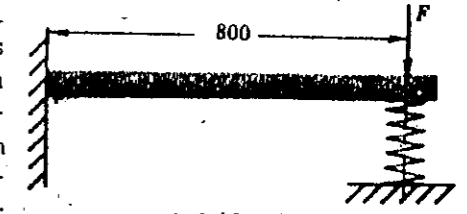
Beher yay tarafından yutulmuş enerji, $= \frac{28.000}{8}(1,2+y) = \frac{1}{2}$ buradanda $y = \frac{8400}{F-7000}$

bulunur. F , maksimum yay kuvvetidir. Sonra,

$$y = \frac{8FC^3n}{dG} = \frac{8F(6^3)15}{0,030(83 \times 10^9)} = \frac{8400}{F-7000} \text{ dan } F = 32,1\text{kN} \text{ elde edilir.}$$

Şimdi, $K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0,615}{C} = 1,25$, i kullanarak, $s_s = K \frac{8FC}{\pi d^2} = \frac{(1,25)(32,100)(6)8}{\pi(0,030)^2} = 682\text{MN/m}^2$ bulunur.

8. Yatay, sabit mukavemetli çelik konsol kirişin ucu doğrudan, düşey sargılı bir yayın tam üstünde ve onunla temas halindedir. (Şekil. 16-12) Sabit ucunda kiriş eni 600mm ve boyu 800mm ve kalınlığı 12mm dir. Tel sargısında, $12,5\text{mm}$ lik telden mamul 10 adet sargı bulunmaktadır ve dış çap 100mm olarak verilmektedir. $G = 83\text{GN/m}^2$ ve $E = 200\text{GN/m}^2$ dir.



Şekil. 16-12

- (a) 40mm lik sehime neden olacak, tedrici olarak konsol kirişin uç tarafına tatbik edilen Q kuvveti ne kadar olmalıdır?
 (b) Sabit uçdan 400mm ötede, kirişte ortaya çıkan eğilme gerilmesi ne kadardır?
 (c) Yay sargısı tarafından yutulmuş enerji ne kadardır?

Çözüm:

Bütün yaylar aynı sehime sahiptirler. Sargılı yay için,

$$y = \frac{8FD^3n}{d^4G}, 0,04 = \frac{8F(0,0875)^3 10}{(0,0125)^4 (83 \times 10^9)}, F = 1512\text{N}$$

$$\text{Konsol yayı için, } y = \frac{F'L^3}{2EI_{(max)}}, 0,04 = \frac{F'(0,8)^3}{2(200 \times 10^9)[0,6 \times 0,012^3/12]}, F' = 2700\text{N}$$

$$(a) Q = 1512 + 2700 = 4212\text{N}, (b) s = \frac{Mc}{I} = \frac{(2700 \times 0,4)(0,006)}{[(0,6/2)(0,012^3)/12]} = 150\text{MN/m}^2$$

(c) Sargı yayda yutulmuş enerji, $= \frac{1}{2}Fy = \frac{1}{2} \times 1512 \times 0,04 = 30,2\text{N m}$

9. Bir helisel yay bir başka yayın içine yerleştirilmiştir. Ölçüler tabloda verilmiştir. Her iki yayın serbest boyları aynı olup, toplam 2500N luk maximum yük taşımaktadırlar.

	Dışdaki yay	İçteki yay
Sarım sayısı	6	10
Tel çapı	$12,5\text{mm}$	$9,00\text{mm}$
Ortalama sargı çapı	100mm	70mm

(a) Beher yay tarafından taşınan maximum yük, (b) her yay için toplam sehime, (c) iki yaydaki maximum gerilme, $G = 83\text{GN/m}^2$ alınız, yi hesaplayınız.

Çözüm:

Her yay aynı sehime sahip olduğundan,

$$y = \frac{8F_i D_i^3 n_i}{G d_i^4} = \frac{8F_o D_o^3 n_o}{G d_o^4}, \frac{8F_i (0,07)^3 10}{G (0,009)^4} = \frac{8F_o (0,1)^3 6}{G (0,0125)^4}, F_i = 0,470F_o$$

(a) Benzer türdeki çözümlerle, $F_i = 0,470F_o$ ve $F_i + F_o = 2500$ den $F_i = 799\text{N}$, $F_o = 1701\text{N}$

$$(b) y = \frac{8(799)(0,07)^3 10}{83 \times 10^9 (0,009)^4} = 40,3\text{mm}$$

(c) İçteki yayda, $C = \frac{70}{9} = 7,778$, $K = \frac{C-1}{C-4} + \frac{0,615}{C} = 1,190$

$$\text{ve } s_s = K \frac{8F_i D_i}{\pi d_i^2} = \frac{8(1,190)(799)(0,07)}{\pi(0,009)^2} = 232\text{MN/m}^2$$

$$\text{Dışdaki yayda, } C = \frac{100}{12,5} = 8,00, K = 1,184 \text{ ve } s_s = K \frac{8F_o D_o}{\pi d_o^2} = \frac{8(1,184)(1701)(0,1)}{\pi(0,0125)^2} = 263\text{MN/m}^2$$

10. Yağda temperlenmiş karbon çeliğinden mamul bir yay üzerindeki yük 600 ilâ 1600N arasında değişmektedir. Sargının ortalama çapı 60mm ve arzu edilen emniyet katsayısı 1,3 olup, bu katsayı değişken gerilmelere bağlıdır. Gerekli tel çapını hesaplayınız. $s_{ys} = 700\text{MN/m}^2$

Çözüm:

Birinci method.

$$F_m = \frac{1}{2}(600 + 1600) = 1100\text{N}, F_v = \frac{1}{2}(1600 - 600) = 500\text{N}$$

$$s_m = K_s \frac{8F_m D}{\pi d^3} = K_s \frac{8(1100)(0,06)}{\pi d^3} = \frac{168K_s}{d^3}, s_v = K \frac{8F_v D}{\pi d^3} = K \frac{8(500)(0,06)}{\pi d^3} = \frac{76,4K}{d^3}$$

Problem bundan sonra deneme ve sınav yoluyla çözümlenir. Önce 10mm tel için deneme yapalım.

$$C = \frac{60}{10} = 6, K_s = 1 + \frac{0,5}{C} = 1,083, K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0,615}{C} = 1,253$$

$$s_m = \frac{(1,083)(168)}{(0,01)^3} = 182\text{MN/m}^2, s_v = \frac{(1,253)(76,4)}{(0,01)^3} = 96\text{MN/m}^2$$

$$s_{(rel)} = \frac{530}{d^{0,2}} = 334\text{MN/m}^2, N = \frac{s_{ys}}{s_m - s_v + 2s_v s_{ys}/s_{(rel)}} = 1,43 \text{ (yeterli)}$$

10mm lik yağda temperlenmiş karbon çeliğini kullanınız
İkinci method. 10mm teli deneyelim.

$$s_s(\max) - s_s(\min) = K \frac{8D[F(\max) - F(\min)]}{\pi d^3} = \frac{s_{(rel)}}{N}$$

$$= \frac{(1,253)(8)(0,06)(1000)}{\pi(0,01)^3} = 191\text{MN/m}^2 = \frac{334}{N}$$

buradanda $N = 1,75$ (dayanma mukavemetine bağlı olarak)

$$s_s(\max) = K_s \frac{8DF(\max)}{\pi d^3} = \frac{s_{ys}}{N}$$

$$= \frac{(1,083)(8)(0,06)(1600)}{\pi(0,01)^3} = 265\text{MN/m}^2 = \frac{700}{N}$$

Buradanda, $N = 2,64$ (kopma mukavemetine bağlı olarak)
10mm lik tel için emniyet faktörü yeterlidir.

Tamamlayıcı Problemler

11. Yaprak halinde, yarı eliptik yay 12kN luk yük altında 1m lik efektif boya sahip olup, 75mm den fazla sehim yapmamaktadır. Yayda 10 adet yaprak bulunmaktadır. Bunlardan ikisi tam boyda olup öyle ön gerilme verilmiştir ki, yük tatbikinden sonra bile diğer yapraklarla eşdeğer, gerilmeye sahip olmaktadır. Bütün yaylarda en ve kalınlık aynıdır. Yapraklardaki maximum gerilme 350MN/m^2 geçmeyecektir. Yapraklarda en ve kalınlığı hesap ediniz. Cev. $b = 183\text{mm}$ ve $t = 5,3\text{mm}$
12. Helisel basma yayı çelik telden imal edilmiştir. Müsaade edilen kesme gerilmesi 700MN/m^2 , elastisite modülü ise, 80GN/m^2 dir. Yaya ait ortalama çap 150mm ve 4000N luk yük tatbik edilmektedir. Tel maximum gerilme tatbik edilmesi halinde, tel ölçüsü ne olacaktır. Cev. $d = 13,5\text{mm}$, 14mm kullanınız.
13. Aşağıdaki özellikleri taşıyan bir tel sargısı için, tel çapını hesaplayınız. Yayın ortalama çapı = 150mm, yay sabitesi = 8kN/m , çalışma yükü = 7,5kN, dizayn gerilmesi = 280MN/m^2 , Cev. $d = 23,5\text{mm}$, 24mm yi kullanınız.
14. Aşağıda verilen şartlarda dizayn edilen, yapraklı konsol yay için,

gerekli yay kalınlığı ne olacaktır?

Yaydaki yük = 2000N, dizaynda çeki gerilmesi = 350MN/m^2 , toplam yaprak sayısı = 8, extra, tam boydaki yaprak sayısı=2, Yaprak eni=50mm
Cev. $t = 6,55\text{mm}$

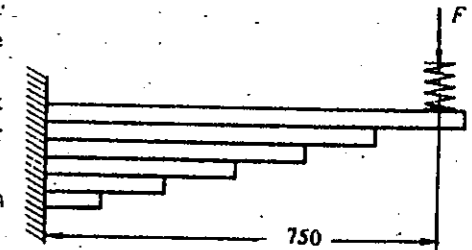
15. Helisel bir yay bir yayın içine yerleştirilmiştir. Dışdaki yayın serbest boyu içdekine nazaran 40mm daha uzundur. Her yaya ait ölçüler aşağıda verildiği gibidir.

	Dış yay	İç yay
Ortalama çap	100mm	64mm
Tel çapı	12,5mm	12,5mm
İşlemeyen sargı	2	2
Çalışan sargı	20	15

Dışdaki yayı 60mm kadar sehime tabi tutabilmek için, yeterli yük tatbikinden sonra iki yay için ortak yay sabitesini hesaplayınız. $G = 83\text{GN/m}^2$ alınacaktır. Cev. $77,1\text{kN/m}^2$.

16. 100mm dış çapındaki çelik sarımlı telde 10 adet çalışan sargı vardır. Tel çapı 12,5mm ve 750mm boyundaki çelik konsol yayla temas halinde dir. Konsol yayda 6 adet takviye yaprağı mevcut olup, bunlar 100mm eninde ve 6,5mm kalınlığındadırlar. (Şekil. 16-3).

- (a) Konsol yaya 25mm lik sehim yaptırmak için, sarımlı yayın üstünde ne kadar kuvvet, F tatbik edilmelidir?
(b) Sarımlı yayda ortaya çıkan maximum keşme gerilmesi ne kadardır?
Cev. $F = 326\text{N}$, $s_s = 451\text{MN/m}^2$.

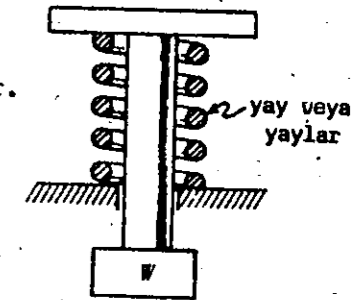


Şekil. 16-13

17. $W = 10\text{kN}$ luk bir ağırlık, yay (yaylarla) ile Şekil. 16-4'de görüldüğü üzere taşınmaktadır. Ağırlıktan belli bir değerde tabii frekanslı titreşim arzu edilmektedir. İstenilen frekans için yay sabitesinin 250kN/m olduğu bilinmektedir. Hurdalıkta aşağıdaki özellikleri taşıyan bir grup yayın bulunduğu söylenmektedir.

Ortalama çapı = 75mm
Yay indexi = 6
Çalışan sargı sayısı = 8
Kesmede elastisite modülü = 80GN/m^2
Çekide elastisite modülü = 200GN/m^2

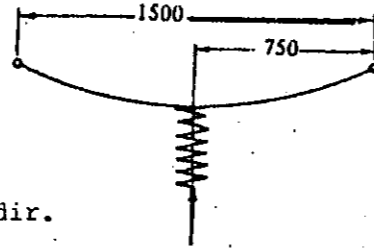
- (a) Kaç tane yay kullanılacaktır ve yaylar arzulanan yay sabitesine yaklaşabilmek için nasıl yerleştirilecektir?
(b) Gerektiği kadar büküm sağlayabilmek için her yayın değiştirilebileceğini kabul ederek ve her yayın ucunu tekrar elden geçirmek şartıyla, her yaydan alınması gereken çalışan sargı miktarını bulunuz. Yeni durumdada yay sabitesi 250kN/m olmalıdır?
(c) Her yay için maximum kesme gerilmesi (a) ve (b) şıkları için ne olacaktır? Cev. (a) 3 veya 4 yayı paralel olarak kullanınız.
(b) Eğer 3 yay kullanılırsa, her yaydan bir çalışan büküm kesiniz.
(c) $s_s = 295\text{MN/m}^2$, her iki durum için geçerlidir.



Şekil. 16-14

18. Şekil. 16-15'e bkz. Yarı eliptik bir yapraklı yayda efektif boy 1,5m dir. Yay yuvası, kelepçelerin orta noktasında tespit edilmiş

halde, helisel bir yay taşımaktadır. Söz konusu yay üzerine 1000N luk enerjiye, eşdeğer bir darbe yapılmaktadır. Yapraklı yay, 10 ayrı yaprakdan oluşmaktadır. Ayrıca, iki tanede extra tam boyda iki yaprak bulunmaktadır. Her biri 6,5mm ve 50mm genişliğindedir. Helezon yay, 6 efektif bükümden oluşmakta ve tel çapı 50mm olarak verilmektedir. Ortalama helezon çapı 100mm dir. Her yayda ortaya çıkacak, maksimum gerilmeyi hesaplayınız. Cev. $s_s = 898\text{MN/m}^2$, helezon yayda, $s = 516\text{MN/m}$, yaprak yayda

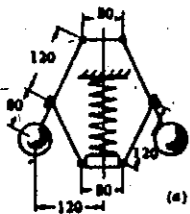


Şekil. 16-15

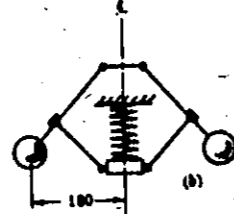
19. Yay yüklü bir regülatör tapuzu Şekil. 16-16(a)'da görülen ölçülerde belirtilmektedir. Topların, 120mm yarıçapta uygun bir hızda dönebilmeleri için 170N luk bir yay kuvvetine ihtiyaç vardır. Şekil. 16-16(b)'de görüldüğü üzere, limit konumun 180mm lik yarıçapta ortaya çıktığı gözlenmektedir. Uygun bir hız regülasyonu için, yay kuvvetinin, bu konumda 510N olması gerekmektedir.

- (a) Yay sabitesini hesaplayınız.
 (b) 310MN/m^2 lik maksimum kesme gerilmesi ve yay sabitesi 8 için, tel çapını ve ortalama helezon çaplarını hesaplayınız.
 (c) $G = 81\text{GN/m}^2$ lik kesme modülünü kullanarak, çalışan büküm sayısını hesaplayınız.
 (d) Her uçta, bir tane efektif olmayan büküm olması halinde, gerekli serbest boyu hesaplayınız. Yay Şekil. 16-16(b)'de görüldüğü gibi kapalı durumda bulunmaktadır.

- (e) ?
 Cev. (a) 6,94kN/m, (b) $d = 6,3\text{mm}$, $D = 50\text{mm}$, (c) $n = 18$ çalışan büküm, (d) serbest boy = 200mm, (e) Boy = 175mm



Şekil. 16-16



20. Karbonlu çelikten mamul bir helezon yayda ortalama çap 37,5mm olup, 12,5mm lik çubuktan bükülmüşlerdir. Yay sabitesi 3 dür. 7000N luk ve 5000N luk minimum değişken yükün etkisi altındadır. Eğer malzemenin burulmadan dolayı kopma gerilmesi 700MN/m^2 ise ve dayanma limitinin 300MN/m^2 olduğu biliniyor. Kopma ve dayanma açısından, yayın çalışma anında sahip olması gereken emniyet katsayısını hesaplayınız. Cev. Dayanma için, $N = 1,94$ ve kopma için $N = 1,75$.

21. Basiya maruz bir yay, maksimum değeri, minimum değerinin 3 katı olan bir yükde çalışacaktır. Aşağıda özellikleri verilen yay stokda bulunmaktadır. Bu yük şartları altında kapasitesinin yeterli olup olmadığını gösteriniz. Yay özellikleri, Malzeme, yağda temperlenmiş, karbonlu çelikten, $s_s = 700\text{MN/m}^2$, ortalama sargı çapı = 50mm, tel boyutu = 10mm, çalışan sargı sayısı = 11, çalışmayan sargı sayısı = 2 (her uçta birtane), yayın serbest boyu = 175mm. Değişken gerilmelere göre alınan 1,3 lük dizayn katsayısı için, izin verilecek en yüksek yük değeri nedir? (wahl katsayısının tam değerini değişken gerilmeye tatbik ediniz), ortalama gerilmeye tatbik edilen enine kesme için düzeltme yapan Wahl katsayısının belli bir kısmını kullanınız. Cev. $F(\text{max}) = 1820\text{N}$

Dişli Kuvvetleri

DIŞLİ KUVVETLERİNİN BİLEŞENLERİ, daha ziyade bileşke kuvvetten hesaplanırken, bileşke, bileşen vektörlerinin toplamıyla bulunabilmektedir. Bileşenler, yatak reaksiyon kuvvetlerinin, mil boyutlarının, vb. hesaplanmasında kullanılmaktadır.

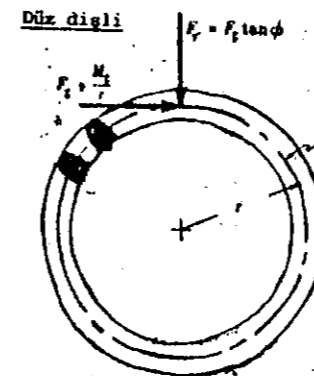
SÜRTÜNME KATSAYILARI, düz, helisel ve konik dişlilerde oldukça küçüktür, dolayısıyla bu türdeki dişliler %100 lük verimde çalışıyor kabul edilebilir bulunduğu öyle durumlar vardırki, düz dişlilerin verimler çok düşük olmalarına rağmen, hesaba katılmalıdır. Bilhassa planet dişli sistemindeki döner güç hali için bu durum her zaman geçerlidir.

Sonsuz vida ve sonsuz vida dişlisi, mamafih, düz, konik ve helisel dişliler kadar verimli değildir. Böylece, sonsuz vida ve sonsuz vida dişlilerinde kuvvet bileşenlerinin tayininde sürtünme çoğu zaman hesaba katılır.

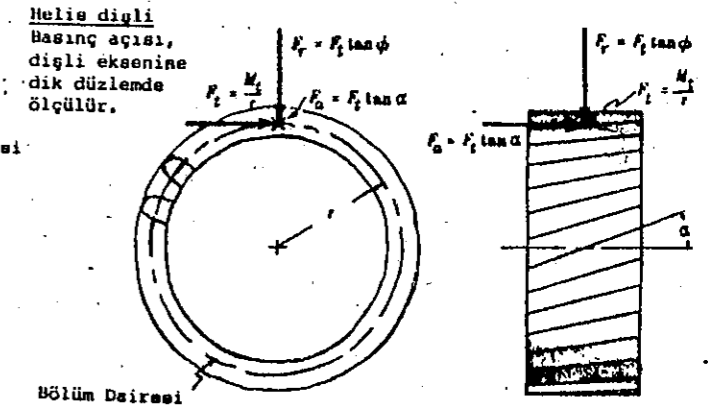
DÜZ DIŞLİ, kuvvet bileşenleri (Şekil. 17-1'e bkz.)

- (1) Teğetsel kuvvet $F_t = M_t/r$, M_t = dişli torqu ve r = dişlide bölüm dairesi yarıçapı.
 (2) Ayırıcı veya radyal kuvvet, $F_r = F_t \tan \phi$, ϕ basınç açısıdır. (kavrama açısı)

Radyal kuvvetin her zaman dişli merkezine doğru olduğunu unutmayınız.



Şekil. 17-1

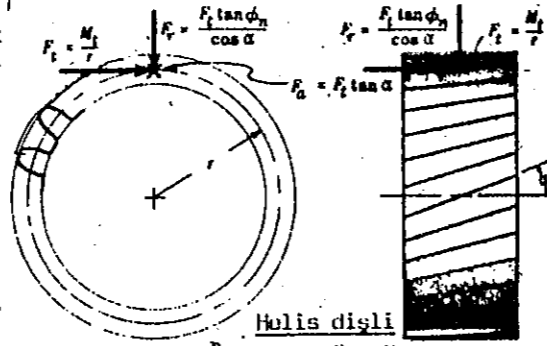


Şekil. 17-2

HELİS DIŞLİ, kuvvet bileşenleri, iki ayrı şekilde tarif edilir. Tarif, basınç açısının tanımına bağlıdır. İki tane standart mevcuttur. Bunlar, (1) basınç açısı, dişli eksenine dik düzlemde ölçülmektedir, (2) Basınç açısı, ϕ_n , dişe normal olan düzlemde ölçülmektedir. (Şekil. 17-2 ve Şekil. 17-3'e bkz.)

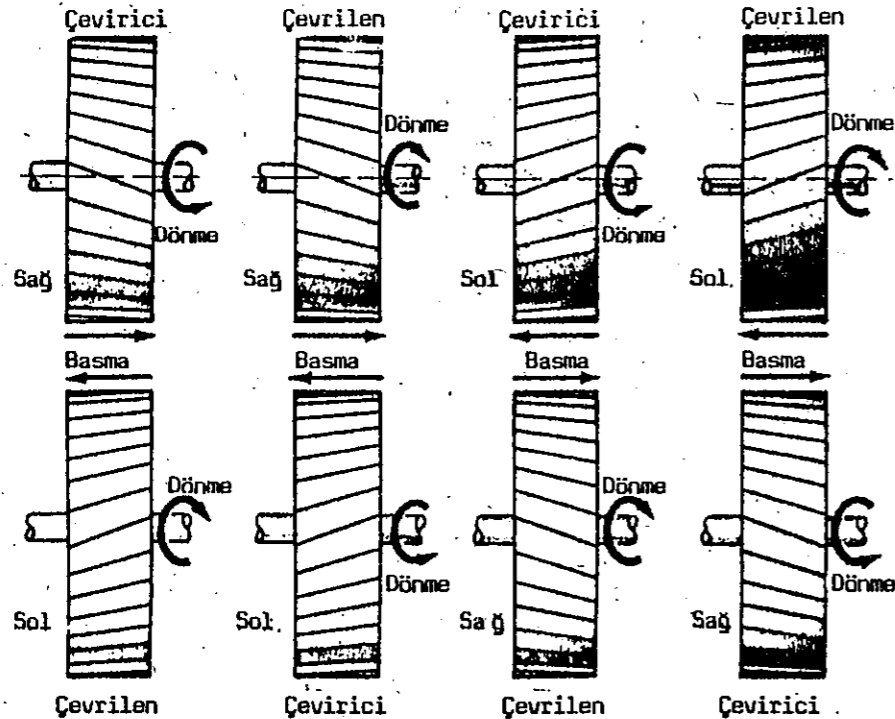
- (1) Eğer basınç açısı, dişli eksenine dik bir düzlemde ölçülürse, bileşenler, (Şekil. 17-2'ye bkz.)
- Teğetsel kuvvet, $F_t = M_t/r$
 - Radyal kuvvet, $F_r = F_t \tan \phi$
 - Basma kuvveti, $F_a = F_t \tan \alpha$
- r = dişli (bölüm dairesi yarıçapı)
 ϕ = dişli eksenine dik olan düzlemde ölçülen basınç açısı
 α = dişli ekseninden ölçülen helis açısı

- (2) Eğer basınç açısı, dişe dik düzlemde ölçülürse, bileşenler, (Şekil. 17-3'e bkz.)
- Teğetsel kuvvet, $F_t = M_t/r$
 - Radyal kuvvet, $F_r = \frac{F_t \tan \phi_n}{\cos \alpha}$
 - Basma kuvveti, $F_a = F_t \tan \alpha$
- ϕ_n = Dişe dik düzlemde ölçülen basınç açısı.
 α = Dişli ekseninden ölçülen helis açısı.



Şekil. 17-3

Basma kuvvetinin yönü, dönme yönünü dişli diş yönüne bağlıdır. Sağ ve sol helis dişlilerde dört ayrı kombinasyon, dönüş yönleri dikkate alınarak, Şekil. 17-4'de gösterilmiştir. Ayrıca basma yönü de belirtilmiştir. Dönüş yönünün değiştirilmesiyle de basma yönü de değişecektir.



Şekil. 17-4

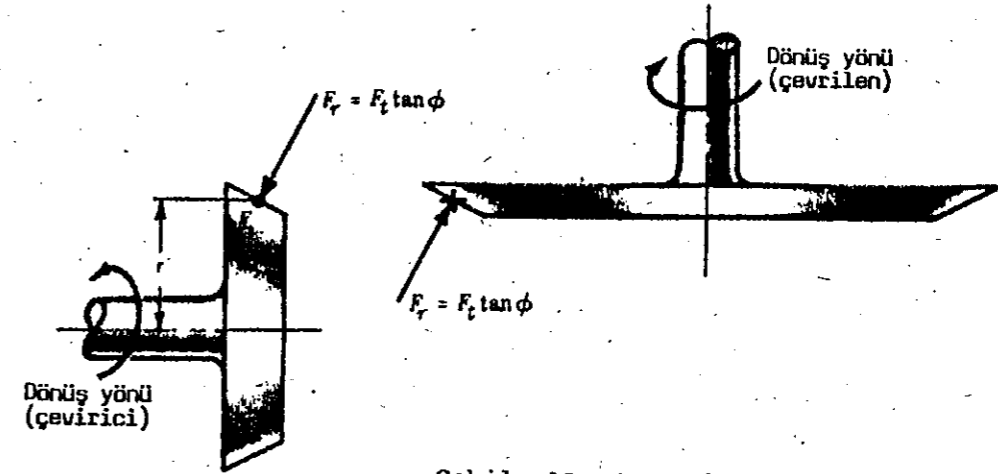
DÜZ DİŞLİ KONİK DİŞLİLER, de kuvvet bileşenleri, aşağıda (Şekil. 17-5(a)) da gösterilmiştir.

- (1) Teğetsel kuvvet, $F_t = M_t/r$.

Bu kuvvetin ortalama bölüm dairesi yarıçapında etkili olduğu kabul edilmektedir.

- (2) Radyal kuvvet, $F_r = F_t \tan \phi$

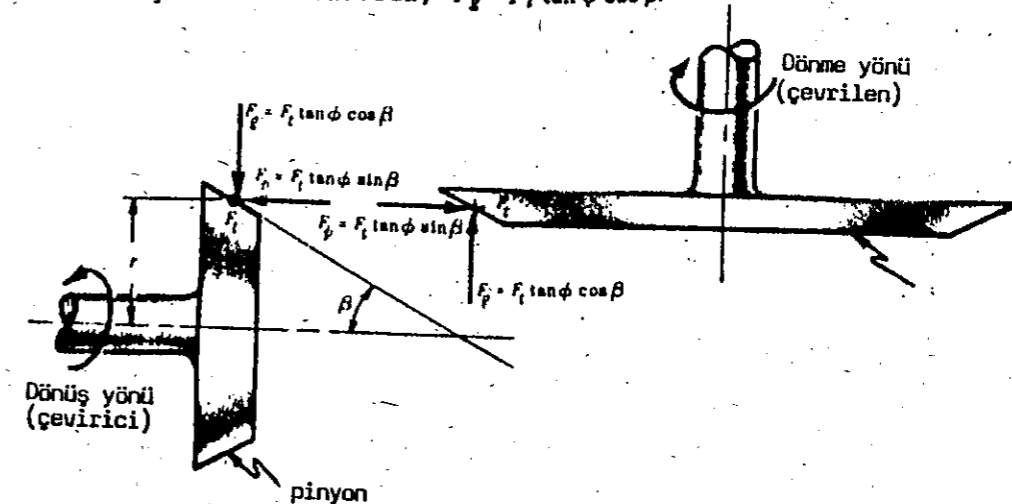
ϕ basınç açısıdır. Radyal kuvvet iki bileşenine ayrılabilir. Pinyon eksenini boyunca olan kuvvet bileşenine pinyon basma kuvveti F_p , ve dişli eksenini boyunca olan kuvvet bileşenine dişli basma kuvveti, F_x denilebilir.



Şekil. 17-5(a)

Karşılıklı olarak birbirlerine dik olan üç bileşen aşağıda gösterildiği gibidir. (Şekil. 17-5(b)).

- Teğetsel kuvvet, $F_t = M_t/r$, ortalama pinyon bölüm dairesi yarıçapı, r da etkili M_t , pinyondaki torkdur.
- Pinyon basma kuvveti, $F_p = F_t \tan \phi \sin \beta$
 β pinyonun koniklik açısıdır.
- Dişli basma kuvveti, $F_x = F_t \tan \phi \cos \beta$.



Şekil. 17-5(b)

SONSUZ VIDALI KONİK DİŞLİ ÇARK, a ait kuvvet bileşenleri düz dişli konik dişli çarka nazaran daha karmaşıktır.

Ortalama bölüm dairesi yarıçapı, r da teğetsel kuvvet, $F_t = M_t/r$, M_t torkdur.

Pinyon basma kuvveti, F_p ve dişli çark basma kuvveti, F_g , değişik şekillerde tanımlanabilir. Bu tanım basınç açısının ölçüm şekline bağlıdır. Pinyon ve dişli çark basma kuvvetleri, ϕ_n basınç açısıyla birlikte, açının diş düzlemine dik düzlemde ölçülmüş olmasıyla, helezon yönleri için değişik olmaktadır. (Şekil. 17-6)(a, d) (Sağ ve sol dişler) ve dönüş yönleri içinde farklı olmaktadır. Semboller,

F_p = Pinyon basma kuvveti,

F_g = Dişli çark basma kuvveti

r = Ortalama yarıçap, r da torka neden olan teğetsel kuvvet,

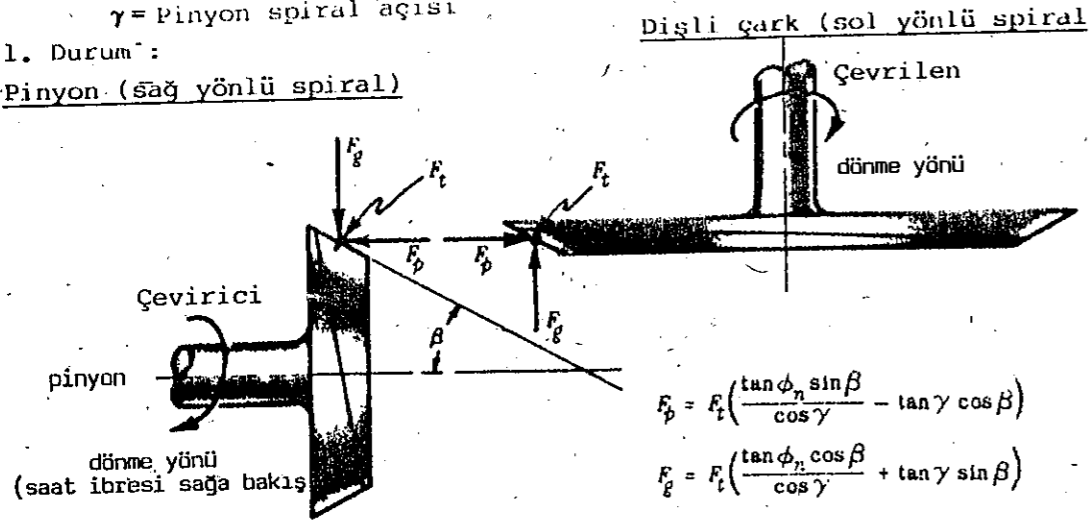
ϕ_n = Diş normal düzlemde ölçülen basınç açısı

β = Pinyon bölüm dairesel koniklik açısı

γ = Pinyon spiral açısı

I. Durum:

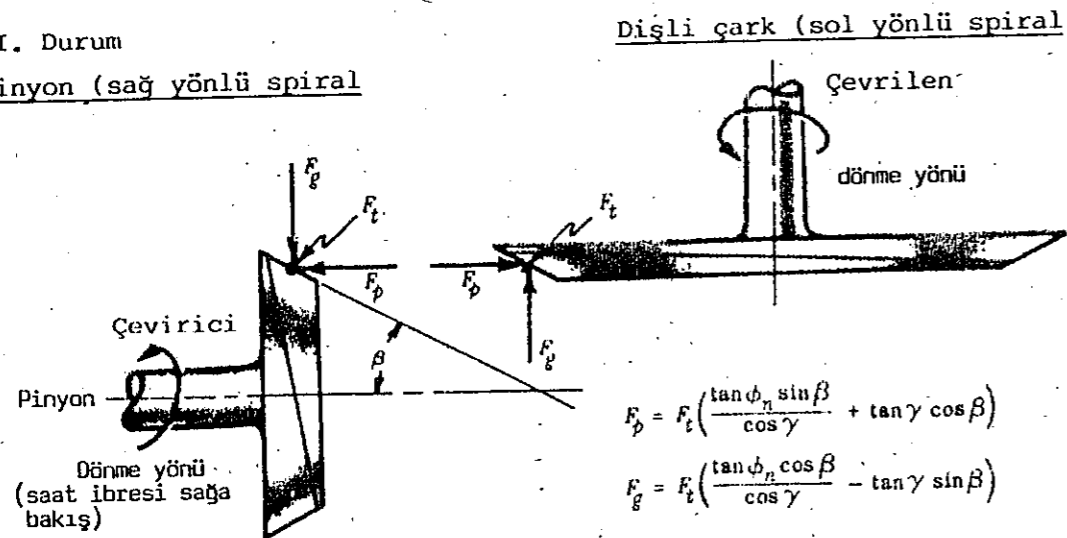
Pinyon (sağ yönlü spiral)



Şekil. 17-6(a)

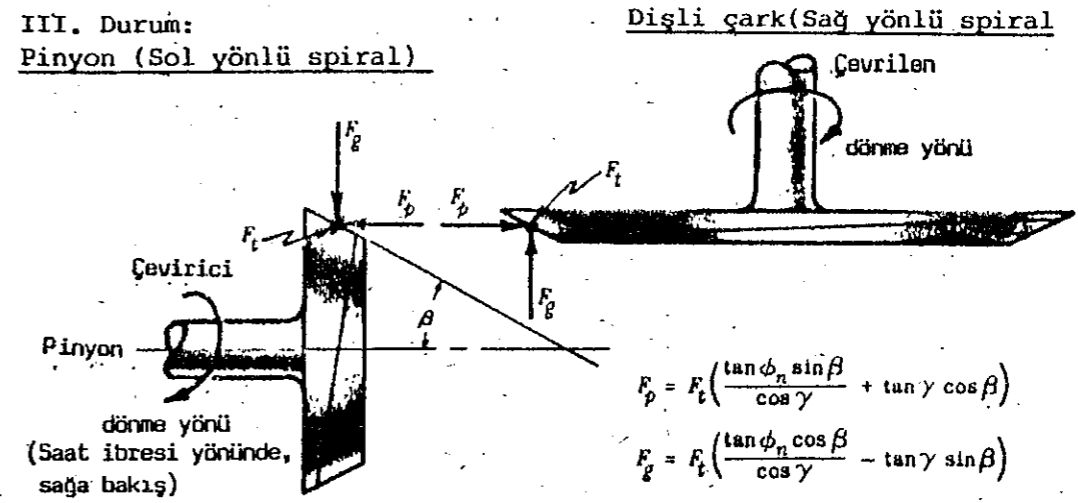
II. Durum

Pinyon (sağ yönlü spiral)



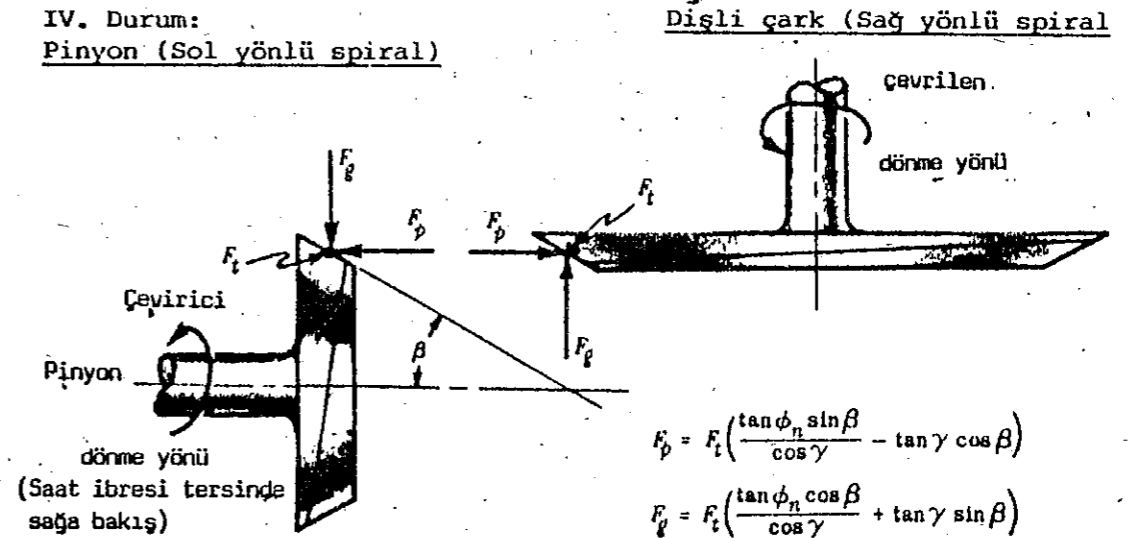
Şekil. 17-6(b)

III. Durum:
Pinyon (Sol yönlü spiral)



Şekil. 17-6(c)

IV. Durum:
Pinyon (Sol yönlü spiral)



Şekil. 17-6(d)

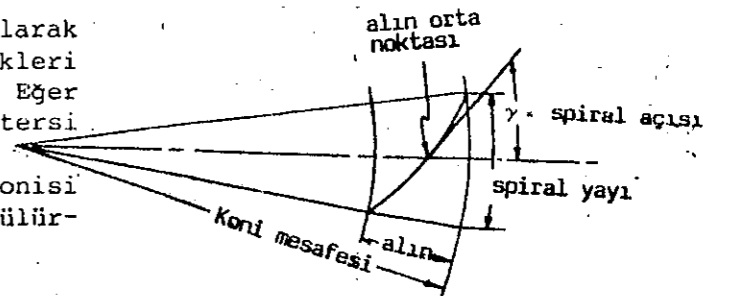
Spiral açısı, Şekil. 17.7'de görüldüğü şekilde ölçülür.

Kuvvetler pozitif olarak bulunurlarsa, Şekilde görüldükleri şekilde yönlendirilirler. Eğer negatif iseler, gösterilenin tersi yönünde gösterilirler.

Eğer basınç açısı, piç konisi elemanına normal düzlemde ölçülürse, Şekille verilen ifade,

$\tan \phi = \frac{\tan \phi_n}{\cos \gamma}$ nin yerleştirilmesiyle

değiştirilir.



Şekil. 17-7

SONSUZ VIDA ÇARKLARI, Sonsuz vida ve sonsuz vida çarkı arasında etkili bileşke kuvvetin bileşenleri, üç tane olup birbirlerine diktirler.

$$(1) F_r (\text{sonsuz vida}) = M_t r_w \quad F_t (\text{sonsuz vida}) = \text{Sonsuz vidadaki teğetsel kuvvet}$$

$$M_t = \text{Sonsuz vidadaki tork}$$

$$r_w = \text{Sonsuz vidanın bölüm dairesi yarıçapı}$$

$$(2) F_t (\text{dişli çark}) = F_t (\text{sonsuz vida}) \left(\frac{1 - f \tan \alpha / \cos \phi_n}{\tan \alpha + f \cos \phi_n} \right)$$

$F_t (\text{dişli çark}) = \text{Sonsuz vidadaki teğetsel kuvvet}$

$f = \text{Sürtünme katsayısı}$

$\alpha = \text{Sonsuz vida spiral açısı (sonsuz vida çarkındaki helis açısının aynısıdır.) Söz konusu açı, } \tan \alpha = (\pi D_w) \text{ spiral aralığı, diş sayısı ile sonsuz vidanın aksel modülü ve } D_w \text{ çarpımıdır. Sonsuz vida çarkının dairesel hatvesine eşittir.}$

$\phi_n = \text{Dişe normal olan düzlemde ölçülen normal basınç açısıdır. (Çift dişlerde genellikle } 14\frac{1}{2}^\circ \text{ ve üçlü ve dörthülerde } 20^\circ \text{ dir.)}$

$$(3) F_r = F_t (\text{dişli çark}) \left(\frac{\sin \phi_n}{\cos \phi_n \cos \alpha - f \sin \alpha} \right) \approx F_t (\text{sonsuz vida}) \left(\frac{\sin \phi_n}{\cos \phi_n \sin \alpha + f \cos \alpha} \right)$$

F_r , radyal kuvvetdir.

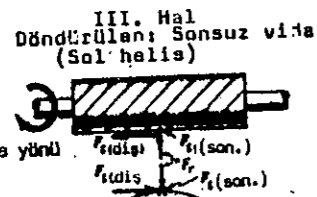
Aşağıdaki Şekil. 17-8, dönmeye değişik yönler için kuvvetleri ve sonsuz vida dişlerinin yönünü göstermektedir.

Sonsuz vida eksenini ihtiva eden düzlemde ölçülen basınç açısı ϕ_n nin sonsuz vida dişlerine normal düzlemde ölçülen ϕ_n basınç açısıyla bağıntı $\tan \phi_n / \cos \alpha$ ile gösterilebilir.



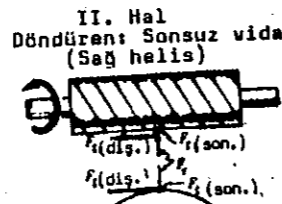
Şekil. 17-8(a)

Dişli çark



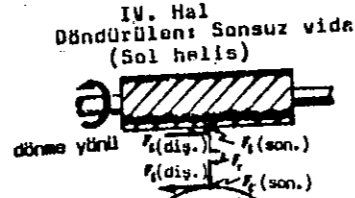
Şekil. 17-8(c)

Dişli çark



Şekil. 17-8(b)

Dişli çark



Şekil. 17-8(d)

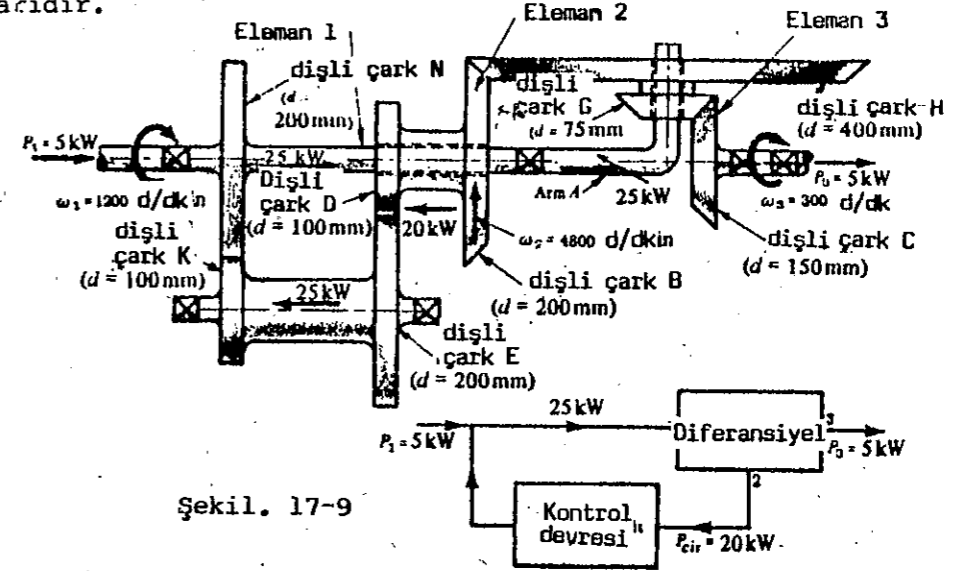
Dişli çark

PLANET DİŞLİ SİSTEMLERİNDEKİ KUVVETLER, mekanik basit ifadeleri kullanarak bulunabilir. Bunlar çözümlü problemlerde gösterilmiştir.

Planet dişli sisteminde ele alınan problemlerden birinin güç aktarımı ile ilgilidir. Söz konusu güç, giriş gücüne göre daha az veya daha büyük olabilmektedir. Bu türdeki bir dizayn, yaklaşık ifadelerin kullanılmasıyla basitleştirilebilir. Aşağıdaki, Şekil. 17-9'da çeşitli kollara ayrılmış bir planet dişli sistemi gösterilmiştir.

$$\text{Devreden güç oranı, } \gamma = \frac{r(1-R)}{1-r}$$

ile verilir, $r = \omega_2/\omega_1$, $R = \omega_1/\omega_3$ ve ω_1, ω_2 ve ω_3 , 1, 2 ve 3 elemanların açısal hızlarıdır.



Şekil. 17-9

Şekil. 17-10'da olduğu gibi, planet dişli düzeninde, üç basit elemanı ayırınız.

3 no'lu eleman, kontrol devresiyle hiçbir ilişkisi olmaksızın, (Örnek problemdeki C dişlisi) diferansiyelden doğrudan sistem dışına irtibatlanmış olup, döner bir eleman olarak tanımlanmaktadır. Bazı durumlarda, 3 no'lu eleman çıkış kolu olacaktır. Diğer bazı durumlarda ise, diferansiyelden çıkan iki dişliden birisi olabilir.

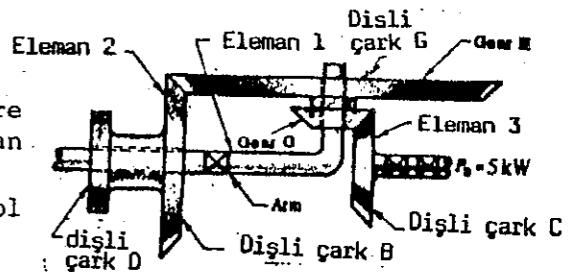
1 no'lu eleman, diferansiyelden dışa açılan, 2 no'lu irtibatlı bir eleman olarak tanımlanır. 2 no'lu elemana irtibatlı bir eleman olarak tanımlanır. 2 no'lu elemana dal kontrol devresiyle irtibatlanmaktadır.

2 no'lu eleman ise, diferansiyelle dal kontrol devresi arasında güç aktaran bir eleman olarak bilinir. Fakat sistem dışına veya sisteme doğrudan güç aktarması söz konusu değildir. Böylece, C dişli çarkı 3 no'lu eleman, B dişli çarkı 2 no'lu eleman, ve seçilen örnek için çıkış kolu 1 no'lu elemandır.

$$\text{Devredeki güç, } P_{cir} = \gamma P_3$$

dür. γ yukarıda izah edildiği üzere ve P_3 de 3 no'lu elemandan aktarılan güçtür.

Devredeki güç ise, dal kontrol devresindeki güçtür. (Eleman 2).



Şekil. 17-10

Çözümlü Problemler

1. 100mm çapındaki bir düz dişli pinyona 200kN luk tork tatbik edilmektedir. Düz dişli pinyon, 250mm çapındaki bir başka dişliyle birlikte çalışmaktadır. Basınç açısı 20° dir. F_t , teğetsel kuvveti, ve F_r , radyal kuvveti hesaplayınız. Şekilde gösteriniz.

Çözüm: $F_t = M_t/r = 200/0,05 = 4000N$

$$F_r = F_t \tan \phi = 4000 \tan 20^\circ = 1456N$$

Kuvvetler Şekil. 17.11' de gösterilmiştir. Pinyondaki teğetsel kuvvetin neden olduğu tork, tatbik edilen torku dengeleyecektir ve pinyon radyal kuvveti pinyon merkezine doğru yönelmiştir.

2. Şekil. 17-2'ye bakarak, düz dişli A'nın 600d/dk da 3kW lık gücü, mili vasıtasıyla aldığı ve saat ibresi yönünde dönlüğü bildirilmektedir.

B dişlisi avara dişli olup, C dişlisi ise döndürülen dişlidir. Dişler 20° de tam derinliktedirler. (Bölüm daireleri şemada gösterilmiştir).

(1) Her milin tek başına aktaracağı torku, (2) her dişlinin dizayn edileceği diş tork değerini, (3) dişli çark diş yüklerinden dolayı avara diş miline aktarılan kuvveti hesaplayınız.

Çözüm:

- (a) Dişli çark boyutları: $D_A = 35 \times 6 = 210\text{mm}$
 $D_B = 65 \times 6 = 390\text{mm}$
 $D_C = 45 \times 6 = 270\text{mm}$

- (b) A dişli çarkı milindeki tork: $= (300 \times 60)/(600 \times 2\pi) = 47,8N \cdot m$

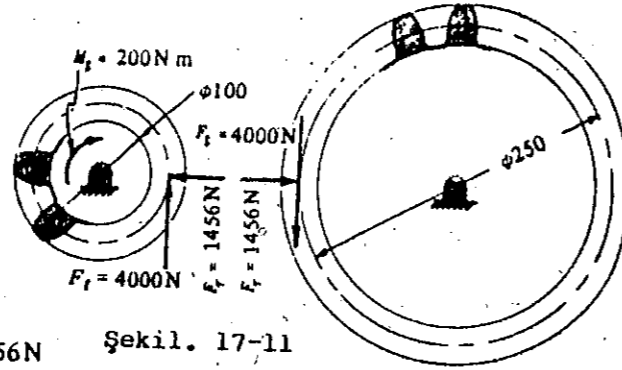
B dişli çarkı milindeki tork = 0

C dişli çarkı mlindeki tork, $= 47,8 \times 45/35 = 61,4N \cdot m$. C dişli çarkı 600(35/45)d/dk da dönmektedir.

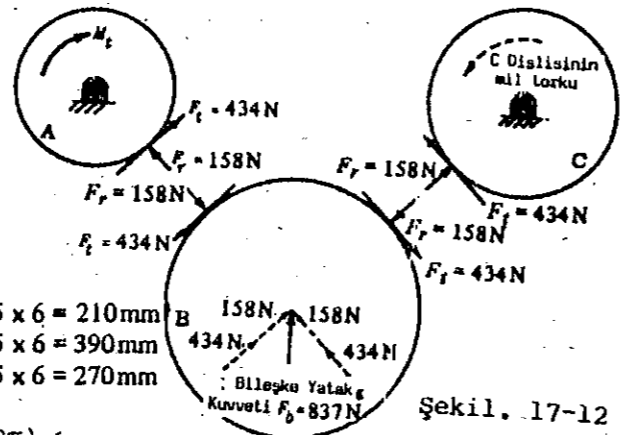
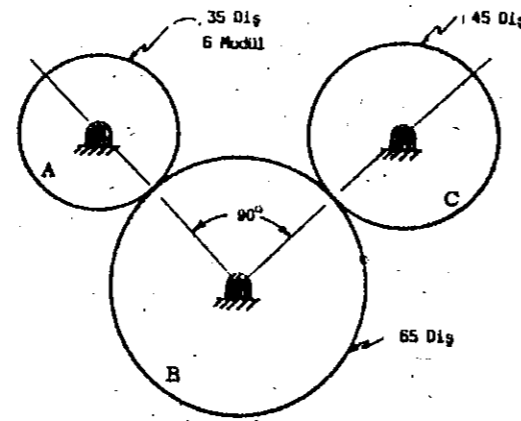
- (c) A dişlisi üzerindeki teğetsel kuvvet, $= F_t = \frac{M_t}{r} = \frac{47,8}{0,105} = 434N$

A dişli çarkı üzerindeki radyal kuvvet, $= F_r = F_t \tan \phi = 434 \tan 20^\circ = 158N$

- (d) A ve B dişli çarkları ve B ve C dişli çarkları arasında aynı teğetsel kuvvet ile aynı radyal kuvvet ortaya çıkmaktadır. Yön gösterildiği üzeredir.



Şekil. 17-11



Şekil. 17-12

- (e) Her dişlinin dizayn edileceğine gözönüne alınacak diş yükü 434N dur
 (f) B dişli çarkının miline tatbik edilen kuvvet, A ve C dişli çarklarının B dişli çarkına tatbik edildikleri kuvvetlerin vektörel toplamı şeklindedir: $F_B = \sqrt{2(434 + 158)^2} = 837N$

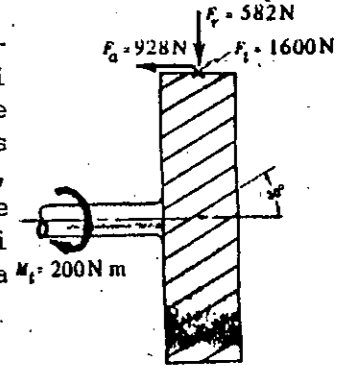
3. 250mm çapındaki bir helis dişli çarka, mili vasıtasıyla 200N m lik tork tatbik edilmektedir. Dişli çarkta 45 tane diş bulunmaktadır. Dişli merkezine dik düzlemde ölçülen basınç açısı 20° dir. Helis açısı 30° dir. (a) F_t , teğetsel kuvvet bileşenini, (b) radyal kuvvet bileşenini (c) eksenel itme kuvvet bileşenini, F_a , hesaplayınız. Helis dişli çark sol helis dişlisidir ve sağ helis bir başka dişliyle eşleşmektedir. (Şekil. 17-13)

Çözüm: (a) $F_t = M_t/r = 200/0,125 = 1600N$

$$(b) F_r = F_t \tan \phi = 1600 \tan 20^\circ = 582N$$

$$(c) F_a = F_t \tan \alpha = 1600 \tan 30^\circ = 928N$$

Doğrultular Şekil. 17-13'de gösterildiği gibidir.



Şekil. 17-13

4. Basınç açısını, dişe dik düzlemde ölçülerek 20° bulunduğunu kabul edip, yukarıdaki problemi bir defa daha çözünüz. (Şekil. 17-14'e bkz.)

Çözüm:

$$(a) F_t = M_t/r = 200/0,125 = 1600N$$

$$(b) F_r = \frac{F_t \tan \phi_n}{\cos \alpha} = \frac{1600 \tan 20^\circ}{\cos 30^\circ} = 672N$$

$$(c) F_a = F_t \tan \alpha = 1600 \tan 30^\circ = 928N$$

5. Şekil. 17-15'de bir çift düz dişli konik dişli çark görülmekte ve bunlardaki hız oranı 4/3 dür. Pinyonda bölüm dairesi çapı 150mm, Alın genişliği 50mm dir. Pinyon dişli çark 240d/dk da dönmektedir. Dişler 5mm modüldedirler. Ayrıca dişlerde kavrama açısı $14\frac{1}{2}^\circ$ dir. Eğer 6kW lık güç aktarılacaksa, (1) ortalama çapdaki F_t , teğetsel kuvveti, (2) Pinyondaki eksenel itme kuvvetini, (F_p), (3) dişli çarkdaki eksenel itme kuvvetini, F_z yi hesaplayınız

Çözüm:

$$(a) \text{ Dişli çark çapı} = 150(4/3) = 200\text{mm}$$

$$(b) \text{ Bölüm dairesine ait konide, } L, \text{ eğrisel boy} \\ = \sqrt{R_p^2 + R_f^2} = \sqrt{75^2 + 100^2} = 125\text{mm}$$

$$(c) \text{ Pinyonun ortalama yarıçapı,} \\ r_m = R_p - \frac{1}{2}b \sin \beta = 75 - \frac{1}{2}(50)(75/125) = 60\text{mm}$$

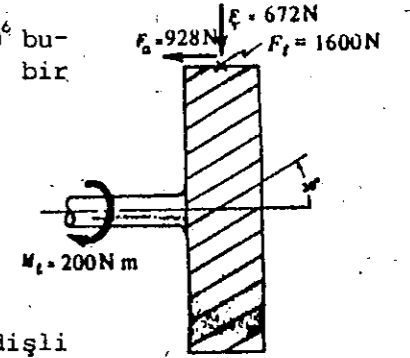
$$(d) \text{ Pinyondaki tork, } M_t \\ = (6000 \times 60)/(240 \times 2\pi) = 239\text{ N m}$$

$$(e) \text{ Ortalama yarıçapta, teğetsel kuvvet,} \\ \text{kuvvet, } F_t \\ = M_t/r_m = 239/0,06 = 3983N$$

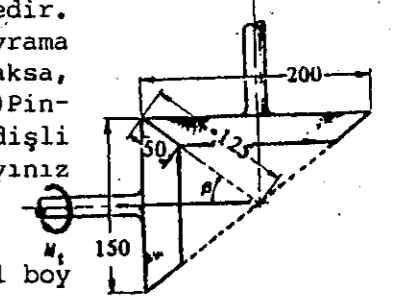
$$(f) \text{ Pinyondaki eksenel itme kuvveti, } F_p \\ = F_t \tan \phi \sin \beta = 3983 \tan (14\frac{1}{2}^\circ) \left(\frac{75}{125}\right) = 618N$$

$$(g) \text{ Dişli çarkdaki eksenel itme kuvveti, } F_z = F_t \tan \phi \cos \beta \\ = 3983 \tan (14\frac{1}{2}^\circ) \left(\frac{100}{125}\right) = 824N$$

Kuvvetler serbest cisim diyagramlarında gösterilmiştir.

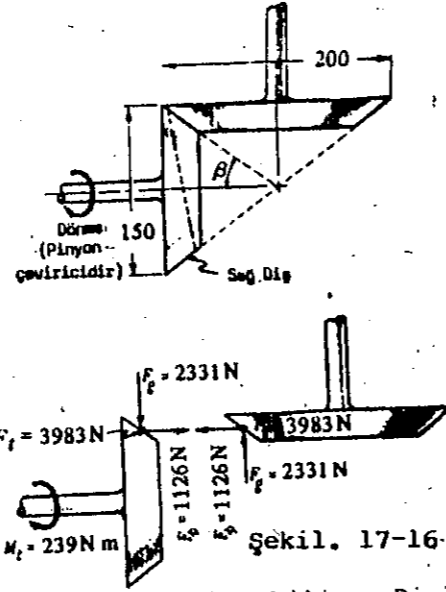


Şekil. 17-14



Şekil. 17-15

6. Bir çift helis dişli konik dişli çark takımında hız oranı 4/3 dür. Pinyonun bölüm dairesi çapı 150mm dir. Alın genişliği 50mm ve pinyon 240d/dk da dönmektedir. Dişler 5 modülde olup, basınç açısı ϕ_n , $14\frac{1}{2}^\circ$ dir. Basınç açısı, dişe normal düzlemde ölçülmüştür. Pinyondan, dişli çarka 6kW aktarılmaktadır. Pinyon sağ helis dişli olup, dönme yönü saat ibresi yönündedir. (Bölüm dairesi konisine doğrudan bakarak) helis açısı $\gamma=30^\circ$ Bu helis konik dişli çarklardaki kuvvetlerin 1. haline uymaktadır. (1) Ortalama çapta teğetsel kuvveti hesaplayınız, F_t . (2) F_p , pinyon eksenel itme kuvvetini (3) dişli çark itme kuvvetini, F_g , hesaplayınız.



Şekil. 17-16.

Çözüm:

- (a) 5. Probleme bulunan değerler bu probleme uygulanabilir: Dişli çark çapı = 200mm, Bölüm dairesi konisindeki eğrisel boy = 125mm, pinyondaki ortalama yarıçap = 60mm, Pinyondaki tork = 239 N m, Ortalama yarıçaptaki teğetsel kuvvet = 3983N, $\sin \beta = 75/125 = 3/5$; $\cos \beta = 100/125 = 4/5$.

(b) Pinyon eksenel itme kuvveti, $F_p = F_t \left(\frac{\tan \phi_n \sin \beta}{\cos \gamma} - \tan \gamma \cos \beta \right)$

$$3983 \left[\frac{(\tan 14\frac{1}{2}^\circ)(3/5)}{\cos 30^\circ} - (\tan 30^\circ)(4/5) \right] = -1126N$$

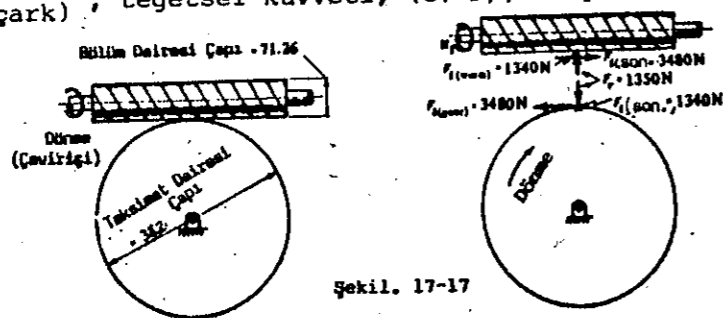
(c) Dişli çarktaki eksenel itme kuvveti, $F_g = F_t \left(\frac{\tan \phi_n \cos \beta}{\cos \gamma} + \tan \gamma \sin \beta \right) =$

$$3983 \left[\frac{(\tan 14\frac{1}{2}^\circ)(4/5)}{\cos 30^\circ} + (\tan 30^\circ)(3/5) \right] = +2331N$$

Kuvvet bileşenleri, doğru yönlerinde Şekil. 17-6'daki serbest cisim diyagramında gösterilmiştir.

7. Bir sonsuz vida 1200d/dk da dönerken, 6kW lık güç aktarmaktadır. Güç aktararak, bir sonsuz vida çarkına 60d/dk kazandırması beklenmektedir. Sonsuz vida çarkında bölüm dairesi çapı = 71,26mm dir. Sonsuz vida çarkında modülün 20 olduğu biliniyor. (Sonsuz vidanın eksenel modülüne eşdeğerdir). Sonsuz vida çarkında 60 adet diş bulunmakta ve bunlar 20° lik köke sahiptirler. Sürtünme katsayısı, f , 0,10 dur. Sonsuz vida Şekil. 17-17'de görüldüğü gibi dönmekte ve sağ helislidir. (Şekilin sonsuz vida çarkında I. Hal ile benzer olduğunu ve çıkış gücünün giriş gücüne, sürtünmeden dolayı eşit olmadığını unutmayınız.)

- (1) F_t (sonsuz vida), teğetsel kuvvetini, sonsuz vida çarkında, (2) Dişli çarktaki F_t (dişli çark), teğetsel kuvveti, (3) F_r , radyal kuvveti hesaplayınız



Şekil. 17-17

Çözüm:

(a) Sonsuz vidadaki torku, $M_t = \frac{6000 \times 60}{1200 \times 2\pi} = 47,8N m$

(b) F_t (sonsuz vida) = $M_t/r = \frac{47,8 \times 2}{0,07126} = 1340N$

(c) F_t (dişli çark) = F_t (sonsuz vida) $\frac{1 - f \tan \alpha / \cos \phi_n}{\tan \alpha + f / \cos \phi_n} = 1340 \left(\frac{1 - 0,1(0,268) / \cos 20^\circ}{0,268 + 0,1 / \cos 20^\circ} \right) = 3480N$

$$\tan \alpha = \text{Diş aralığı} / (\pi D_w) = \frac{3 \times 20}{71,26\pi} = 0,268, \alpha = 15^\circ$$

(d) $F_r = F_t$ (dişli çark) $\left(\frac{\sin \phi_n}{\cos \phi_n \cos \alpha - f \sin \alpha} \right) = 3480 \left(\frac{\sin 20^\circ}{\cos 20^\circ \cos 15^\circ - 0,1 \sin 15^\circ} \right) = 1350N$

- (e) Dişli üzerindeki teğetsel kuvveti hesaplamak için bir başka yol, çıkış gücünü hesaplamak için verim ifadesini kullanmaktır. Sonsuz vida çarkında, verim e ifadesi,

$$e = (\tan \alpha) \left(\frac{\cos \phi_n - f \tan \alpha}{\cos \phi_n \tan \alpha + f} \right) = 0,268 \left(\frac{\cos 20^\circ - 0,1 \tan 15^\circ}{\cos 20^\circ \tan 15^\circ + 0,1} \right) = 69,5\%$$

Dişli çark torku ise = (Çıkış gücü)/N = $(6000 \times 0,695)(60)/(60 \times 2\pi) = 664N m$

F_t (dişli çark) = $M_t/r = 664/0,191 = 3480N$, (c) de olduğu gibi.

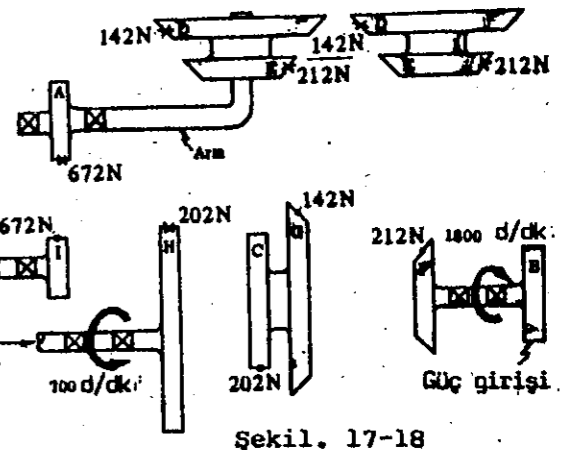
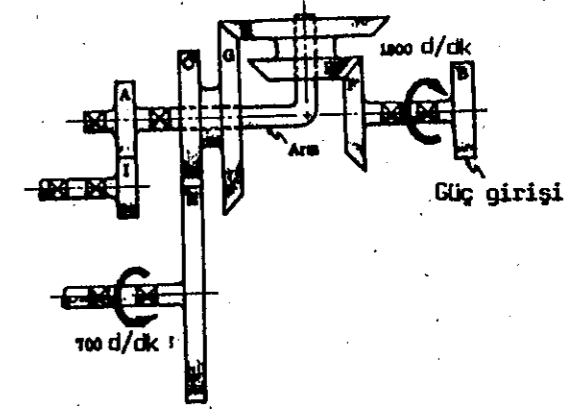
8. Şekil. 17-18'de bir diferansiyel planet dişli sistemi gösterilmiştir. B dişli çarkı sabit devirde dönmektedir. H dişli çarkının hızı değişken olup, I. dişlisindeki hız değişmelerini karşılayabilmektedir. Mamafih, bu problem için, bütün dişlilerin sabit hızda döndüklerini kabul ediniz. Sürtünmeyi ihmal ediniz.

Güç, B dişli çarkına tatbik edilmektedir. Ayrıca, H ve I dişli çarklarına tatbik edilir veya onlardan alınabilir. 1800d/dk da B dişlisine 3kW lık güç veriliyorsa, H dişlisinden alınan veya ona verilen güç ne kadardır? Hesaplayınız. Sağdan bakıldığında, B dişlisinin dönüş yönü saat ibresi yönündedir. H, 700d/dk da saat ibresi tersi yönünde dönmektedir. I. dişlisinin açısal hızını ve I. dişlisine verilen veya ondan alınan gücü hesaplayınız.

Bütün dişlilere ait basınç açısı 20° dir. Dişlilere ait çaplar aşağıda, mm olarak verilmiştir.

A dişlisi: 100, B dişlisi: 125, C dişlisi: 175, D dişlisi: 225 (ortalama çap), E dişlisi: 150(ortalama çap), F dişlisi: 150(ortalama çap), G dişlisi: 250(ortalama çap), H dişlisi: 300, I dişlisi: 75.

Çözüm: (a) Bitişik dişlinin merkez eksenine göre ortaya çıkan torka



Şekil. 17-18

neden olan teğetsel kuvvetler, serbest cisim diyagramında gösterilen kuvvetlerdir.
B dişlisindeki tork = F dişlisindeki tork: $M_t = \frac{3000 \times 60}{1800 \times 2\pi} = 15,9 \text{ N m}$

E dişlisinin F dişlisine tatbik ettiği kuvvet = $M_t/r = 15,9/0,075 = 212 \text{ N}$
(b) D ve E dişli çarklarının eksenlerine göre alınan moment, sabit hızda sıfır olmalıdır.

$F_{GDRD} = F_{FERE}$, $F_{GD}(0,1125) = 212(0,075)$, $F_{GD} = 142 \text{ N}$
 $F_{GD} = G$ dişlisinin D dişlisine tatbik ettiği teğetsel kuvvet,
 $R_D = D$ dişlisi yarıçapı
 $F_{FE} = f$ dişlisinin E dişlisine tatbik ettiği teğetsel kuvvet,
 $R_E = E$ dişlisinin yarıçapı,

(c) C ve G dişlilerini ele alalım: $F_{DQGRG} = F_{HCRG}$, $142(0,125) = F_{HC}(0,0875)$,
 $F_{HC} = 202 \text{ N}$
Dönme yönü, dişlisine tatbik edilen torka ters yöndedir.
Böylece, H dişlisinin miline tatbik edilecek güç gösterildiği gibidir.

H dişlisine tatbik edilen güç = $M_t N = 202(0,150) \times 700 \times 2\pi/60 = 2,22 \text{ kW}$
B dişlisine güç verildiğinden ve ayrıca H aya aktarıldığından, gücün I. dişlisinden alınması gerekir. $(3 + 2,22) = 5,22 \text{ kW}$.
(d) Güç, I. dişlisinden alındığından, dönüp yönünün, I. dişlisindeki torkla aynı olması gerekir. Tork saat ibresi tersi yönündedir. Sağdan sola bakılarak. Böylece dönme yönünde, sağdan sola bakılarak saat ibresi yönünde olduğu söylenebilir.
I dişlisinin hızı, $N_I = \frac{\text{Güç}}{M_t} = \frac{5,22 \times 1000 \times 60}{25,2 \times 2\pi} = 1980 \text{ d/dk}$

9. Şekil. 17-9 ve 17-10'a bkz. Sağdan sola bakılınca, N dişlisinin saat ibresi yönünde 1200d/dk da döndüğü görülmektedir. Ünite ile beş kilovatın aktarıldığı bilinmektedir. K, E ve D dişlileri dizaynı için gerekli güç ne kadardır? Sürtünmeyle güç kaybının olmadığını kabul ediniz.

Çözüm:
Çözüme, konvensiyonel kuvvet analiziyle ulaşılabilir. Fakat bu problem, planet dişli sisteminde tartışılan sirkülasyon güç faktörüyle çözülecektir.

(a) Önce hız analizinin yapılması gerekir: K dişlisi $1200(200/100) = 2400 \text{ d/dk}$ da dönmektedir. Saat ibresi tersi yönünde ve E dişlisinde saat ibresi yönünde 2400 d/dk da, D dişlisi ise, $2400(200/100) = 480 \text{ d/dk}$ da saat ibresi yönünde ve B dişlisinde 4800 d/dk da saat ibresi yönünde dönmektedir.
(b) Diferansiyel ünitesinde, açısal hızlar çabuk bulunabilir. Bunlar, Açısal hız hesaplamaları (d/dk)

	A Kolu, Eleman I	B kolu, Eleman II	C Kolu, Eleman III
Koldaki açısal hız	+1200	+1200	+1200
Kola relatif olan hız	0	+3600	-3600(200/400)(75/150)
Açısal hız	+1200	+4800	+300

Böylece, C dişlisi 300d/dk dönmektedir.
(c) Açıklandığı üzere, C dişlisi 3 no'lu elemandır. ($\omega_3 = +300 \text{ d/dk}$); B dişlisi 2 no'lu elemandır. ($\omega_2 = +4800 \text{ d/dk}$), K ol ise 1 no'lu elemandır. sonra.

$$r = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{+4800}{+1200} = +4, \quad R = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{+1200}{+300} = +4, \quad \text{ve} \quad \gamma = \frac{r(1-R)}{1-r} = \frac{+4(1-4)}{1-4} = +4$$

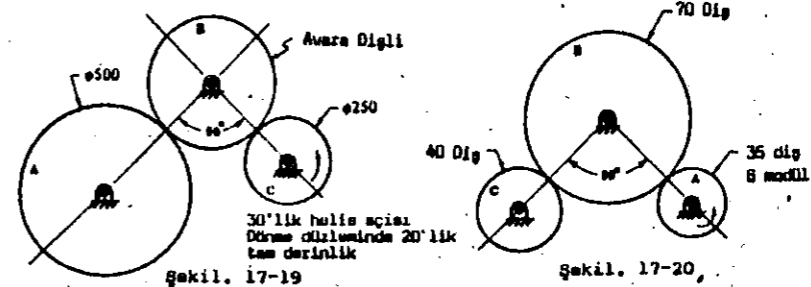
+ işareti gücün, diferansiyel ünitesinden, 2 ve 3 elemanları vasıtasıyla geçtiğini göstermektedir.

(d) 2 eleman boyunca geçen güç, sirkülasyon gücü, $P_{CH} = \gamma P_1 = +4(5) = 20 \text{ kW}$
(e) Böylece, K, D ve E dişlileri, 20kW için dizayn edilmişlerdir.

Gücün giriş ve çıkış gücünden büyük olmasıyla daimi hareket alınmayacağı hatırdan çıkarılmamalıdır.

Tamamlayıcı Problemler

10. Düz dişli pinyon 100mm çapında olup, 300mm çapındaki dişliyi çevirmektedir. Pinyon miline 60N m luk tork tatbik edilmektedir ve basınç açısı 20° dir. Teğetsel kuvveti radyal kuvveti ve dişlideki torku hesaplayınız. Cev. $F_t = 1200 \text{ N}$, $F_r = 437 \text{ N}$, M_t (dişli) = 180N m.
11. Helis dişli sistemi, Şekil. 17-19'da gösterilmektedir. 10kW lık güç C dişlisinden 900d/dk da dönen A dişlisine aktarılmaktadır. Genel tahvil oranı 2 dir. B dişlisinin milindeki toplam radyal yükü ve B dişlisinin milindeki toplam eksenel yükü hesaplayınız. A, B ve C arasındaki teğetsel ve radyal kuvvet ne kadardır?
Cev. B dişlisinin milindeki toplam radyal kuvvet = 764N, Bileşke Bileşke eksenel kuvvet = 0
A ve B arasındaki teğetsel kuvvet, B ve C arasındaki gibidir; 849N
A ve B arasındaki radyal kuvvet, B ve C arasındaki gibidir; 309N
12. Helis dişliye sahip bir pinyonda kavrama açısı 20° ve helis açısı 23° dir. Bölüm dairesi çapı 100mm ve alın genişliği 40mm ve 10.000d/dk da 20kW aktarılmaktadır. Basınç açısı dönme düzlemi içinde ölçülüyorsa teğetsel kuvveti, radyal kuvvet bileşenini ve eksenel veya itme kuvvetini hesaplayınız. Cev. 382N, 139N, 162N.
13. Aşağıdaki Şekil. 17-20'ye bkz. A dişlisi, saat ibresi yönünde dönmekte iken, 500d/dk da 5kW aktarmaktadır. B dişlisi avara dişli olup, C dişlisi ise, döndürülen dişlidir. Dişler 20° lik tam derin formundadırlar. (a) Her dişlinin milindeki tork ne kadardır? (b) Dişlinin dizayn edilmesinde gözönüne alınacak teğetsel kuvvet ne olur? (c) Dişli çarkın dişlerindeki yüklerden dolayı, avara dişli miline tatbik edilecek kuvveti hesaplayınız. Cev. (a) $M_{tA} = 95,5 \text{ N m}$, $M_{tB} = 0$, $M_{tC} = 109 \text{ N m}$, (b) 909N (her dişli için aynı) (c) 818N



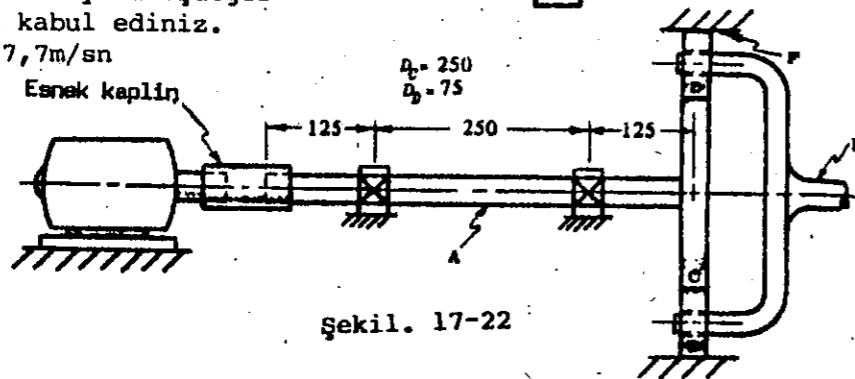
14. Düz dişli konik dişli çarkta modülün 8 olduğu ve alın genişliğinin 100mm ve bölüm dairesinin 300mm ve koni bölüm dairesi açısının $37\frac{1}{2}^\circ$ olduğu söylenmektedir. Dişlilerdeki tork 700N m ise, diş kuvvetinin eksenel bileşeni veya eksenel itme bileşeni ne olabilir? Dişlideki ortalama çap nedir? Ortalama çaptaki teğetsel kuvvet ne kadardır? Cev. 1300N, 120mm, 5860N
15. 30 dişe sahip bir konik dişli, 60 dişe sahip başka bir konik dişliyle eşleşmiştir. Mil ile arasındaki açı 90° dir. Pinyondaki torkun 50N m ve pinyondaki ortalama çap 50mm dir. Basınç açısı 20° dir. Pinyondaki

- eksenel itme kuvvetini hesaplayınız. Cev. 163N.
16. Düz dişli konik dişli çark çifti 90° 'deki milleri irtibatlamaktadır. Hız oranı 3:1 dir. Her dişliye ait konik bölüm dairesi açısı nedir? Cev. 18.4° , pinyon, 71.6° dişli çark.
17. Spiral konik pinyon, sol helisli olmak şartıyla saat ibresi yönünde dönmektedir. 1200d/dk da, eş çalıştığı dişliye 3kW aktarmaktadır. (Spiral konik dişli kuvvetleri, III. Hal) Pinyonun ortalama çapı 75mm dir. Dişliye dik düzlemde ölçülen basınç açısı, ϕ_n , 20° helis açısı 20 ve hız oranı 2:1 dir. (a) Pinyonun piç açısını, (b) ortalama yarı çaptaki, F_t , teğetsel kuvveti, (c) pinyon aksel itme kuvvetini, F_p , (d) F_t , dişli aksel itme kuvvetini hesaplayınız. Cev. (a) $\beta = 26.55^\circ$ (b) $F_t = 637N$, (c) $F_p = 318N$ (III. Hal için verilen şekilde gösterildiği üzere), (d) $F_t = 117N$ (III. Hal için verilen şekilde gösterildiği üzere).
18. 1150d/dk da dönen sonsuz vida, bir sonsuz vida çarkını çevirmektedir. Hız oranı 15:1 dir. Sonsuz vida çift ağızlıdır ve bölüm dairesi çapı 75mm dir. Sonsuz vida çarkının dairesel piç 28mm (sonsuz vidanın aksel modülünde 28mm dir. Zira sonsuz vida çift ağız gösterildiği III. halde belirtilmiştir. Saat ibresi yönünde dönmektedir. Normal basınç açısı 14.4° ve sürtünme katsayısı 0,2 dir. Sonsuz vidaya 7kW verilirse, (a) Sonsuz vidadaki teğetsel kuvveti, (b) dişli çarktaki teğetsel kuvveti, (c) Radyal kuvveti, (d) verimi, (Yönler III. Halde gösterilmiştir.) Hesaplayınız. Cev. (a) 1550N, (b) 3317N, (c) 927N, (d) 50,8
19. Şekil. 17-21'e bakarak, G dişlisine tatbik edilen 160N m luk giriş torkundan dolayı, iki çıkış milindeki torku hesaplayınız. Dişli çapları,

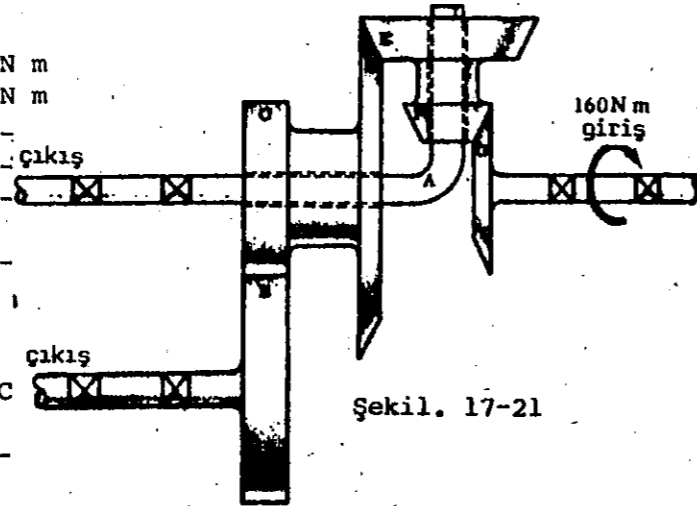
B 200mm E 150mm
C 150mm F 75mm
D 300mm G 150mm

Cev. B dişlisindeki tork = 213N m
A dişlisindeki tork = 320N m

20. Şekil. 17-22'de görülen bir indüksiyon motoru 1800d/dk da dönerken 15kW lık güç sağlamaktadır. Bir planet dişli sistemi vasıtasıyla E mili çevrilmektedir. F, iç dişli sistemi sabit, kalmaktadır. D de iki planet dişli sistemi bulunmaktadır. C çıkış dişlisindeki teğetsel kuvveti C ve D dişlileri arasındaki hız kademesini hesaplayınız. D planet dişlilerinin yükü eşdeğer paylaştığını kabul ediniz. Cev. 265N, 17,7m/sn

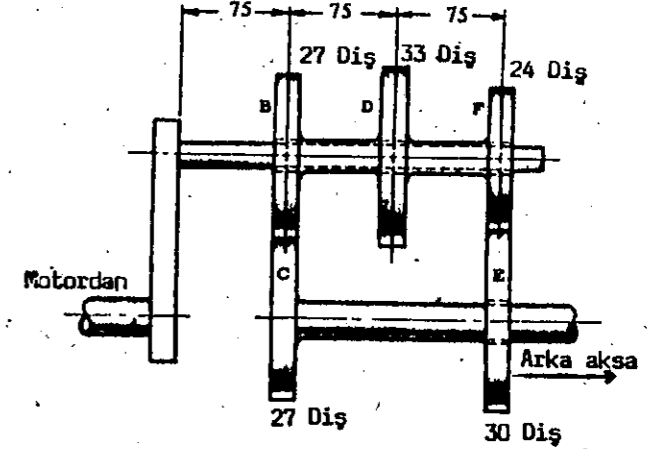


Şekil. 17-22



Şekil. 17-21

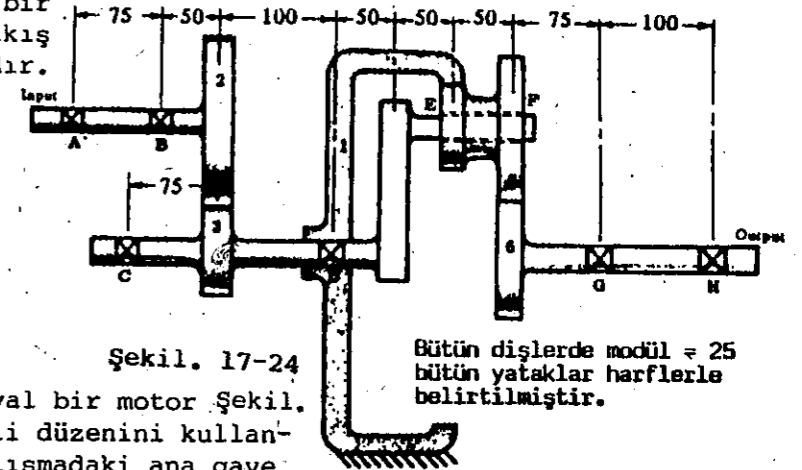
21. Şekil. 17-23'deki dişli düzeni 35kW lık güç aktarmaktadır. E dişlisi sabit tutulmaktadır. Giriş mili, A 1000d/dk da dönmektedir. Her dişli 4 modüle sahiptir. B, D ve F dişlilerini taşıyan kol çapı 50mm dir. Dişliler 75mm aralıkla yerleştirilmiştir. Yükleri dişli merkezlerinde kabul edip, gerilme konsantrasyonunu ihmal ederek, E dişlisine tatbik edilen torku ve ayrıca koldaki maksimum kesme gerilmesini hesaplayınız. Söz konusu kol eksenini B, D ve F dişlilerinin eksenidir. Cev. 1670N m, 217MN/m² (Maksimum eğilme momenti=5310N m)



Şekil. 17-23

22. Şekil. 17-24'de görülen dişli düzeninin giriş mili 10d/dk da 2 dişliyi çevirmektedir. Giriş torku 100N.m dur. 4 ve 5 dişlileri yekpare imal edilmişlerdir. Bütün dişlilerde kavrama açısı 20° 'dir. G ve H dişlilerindeki reaksiyonu hesaplayınız. Güç, esnek bir kaplin vasıtasıyla çıkış milinden alınmaktadır. $R_G = 310N$, $R_H = 133N$

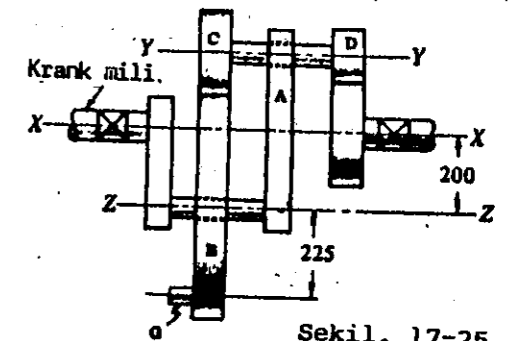
Dişli çark	Diş sayısı
1	120
2	60
3	30
4	30
5	50
6	40



Şekil. 17-24

Bütün dişlerde modül = 25 bütün yataklar harflerle belirtilmiştir.

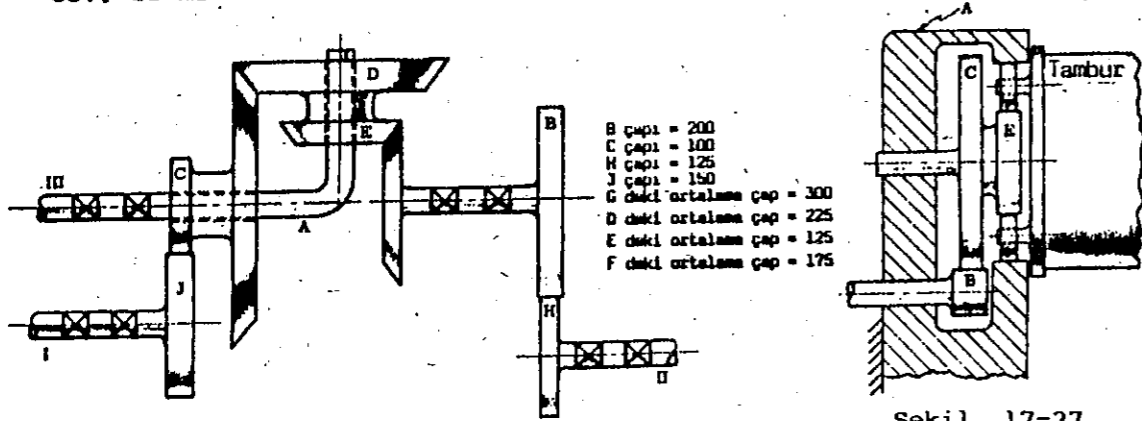
23. Şekil. 17-25'e bkz. Radyal bir motor Şekil. 17-1'de görülen bir dişli düzenini kullanmaktadır. Bu tür bir çalışmadaki ana gaye pistonların ileri geri hareketlerinin sabit halde X-X ekseninde görülen krank miline eksenini etrafında bir hareket kazandırmalıdır. B dişlisinde 144 ve E dişlisinde 72 dişli bulunmaktadır. Dişlilerde modül 4 dür. (a) B ve E dişlilerine ait açısal hızlar sıfır ise C ve D dişlilerindeki diş sayısı ne kadardır? (b) Krankın 400d/dk lık dönmesiyle motorun 1600kW aktardığını kabul ederek, düzeninin her elemanı için ayrı serbest cisim diyagramını çizerek, her eşleşme için teğetsel kuvveti ve G deki teğetsel bağlama çubuk kuvvetini hesaplayınız. (c) (b) şikkındaki metoddan başka bir metodla G deki krank pim kuvvetini hesaplayınız. Cev. (a) C deki diş sayısı = 56 ve D de = 28 adet. (b) E ve D dişlileri arasındaki kuvvet = 325kN, C ve B arasındaki



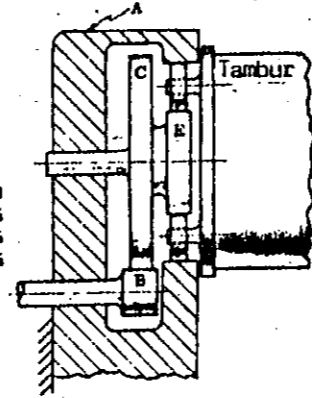
Şekil. 17-25

kuvvet = 149kN G deki kuvvet ise = 191kN.

24. Aşağıdaki Şekil. 17-26'da görüldüğü üzere, I miline güç tatbik edilmekte ve II ve III millerine tatbik edildiği gibi onlardan güç alınabilmektedir. Eğer I miline 60N m lik tork tatbik edilmekteyse, II ve III millerine tatbik edilecek tork değerleri ne olur?
Cev. II milindeki tork = 26,3N m ve III milindeki tork = 82N.



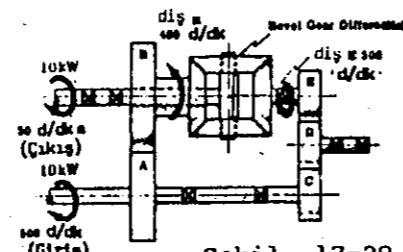
Şekil. 17-26



Şekil. 17-27

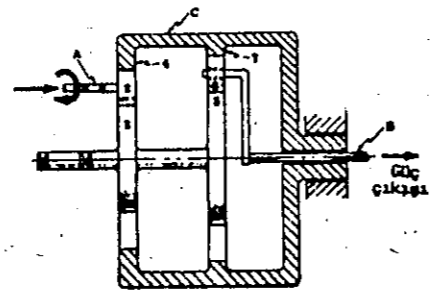
25. (Yukarıdaki Şekil. 17-27'ye bkz.) Beton mixerine ait bir tambura 4kW tatbik edilmektedir. Tambur 200d/dk da dönmektedir. F dişlilerinin tespit edildiği iki pim tambura bağlanmıştır. C ve E dişlileri yekpare imal edilmişlerdir. B dişlisinde 18 diş ve C dişlisinde 75 diş ve E dişlisinde 35 diş bulunmaktadır. A iç dişlisinde ise 65 diş bulunmaktadır. Dişlilere ait modül 5 dir. B ve C dişlileri ve E, F dişlileri arasındaki teğetsel kuvveti hesaplayınız. Sürtünmeyi ihmal edip, planet sistemindeki dişlerin kendi paylarına düşen kuvveti aldıklarını kabul ediniz. Cev. B ve C arasındaki kuvvet: 357N, E ve F arasındaki kuvvet = 382N.

26. Şekil. 17-28'e bakarak, C ve B dişlisiyle aktarılan gücü hesaplayınız. Sürtünmeyle güç kaybı olmadığını kabul ediniz.
Cev. C ile aktarılan güç = 50kW,
B ile aktarılan güç = 40kW
(Güç C den D ye, B den A ya doğru olmaktadır.)



Şekil. 17-28

27. Şekil. 17-29'da, A milinden B miline güç diferansiyelle aktarılmaktadır. Sürtünmeden dolayı güç kaybı olmadığını kabul ederek, (a) 2 ve 3 dişlileri arasındaki teğetsel kuvveti, (b) 2 ve 4 dişlileri arasındaki teğetsel kuvveti (c) 3 ve 5 dişlileri arasındaki mildeki torku, (d) 4 ve 7 dişlisi arasındaki C de torku, (e) 3 ve 5 dişlileri arasındaki mildeki gücü, (f) 4 ve 7 dişlileri arasındaki C de torku hesaplayınız.



(4 ve 7 dişlileri yekpare imal edilmişlerdir.)

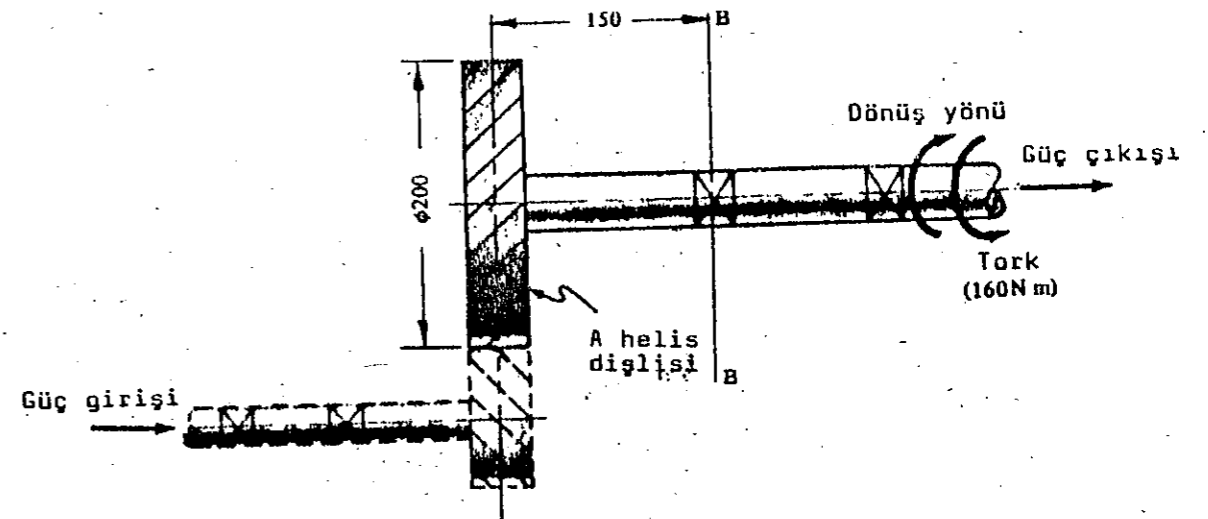
Şekil. 17-29

- Cev. (a) 39,8kN
(b) 36,6kN
(c) 5,97kN m
(d) 9,15kN m
(e) 125kW
(f) 115kW (Güç sirkülasyonunun mevcudiyetini unutmayınız.)

28. 27. Problemi tekrar çözelim. Şimdiki halde dişli çarkına ait çaplar;
2 dişlisinin çapı : 100mm 5 dişlisi çapı: 300mm
3 dişlisinin çapı: 375mm 6 dişlisi çapı: 100mm
4 dişlisi çapı : 575mm 7 dişlisi çapı: 500mm
Cev. (a) 36,6kN, (b) 39,8kN, (c) 68,6kN m, (d) 114kN m, (e) 115kW,
(f) 125kW.

29. Bu problem için kullanılacak veriler ve Şekil. 27. Probleme olduğu gibidir. Mukavemet düşünülerek, dişli dizaynında, dişlideki teğetsel kuvvetin ve uygun hızın bölüm dairesi üzerindeki bir noktada olduğu bilinmelidir. Dişli eksenini etrafında döndüğü zaman (2 veya 3 dişli sinde olduğu gibi) hız $V=r\omega$ ile hesaplanabilir. r , bölüm dairesi yarı çapı ve ω ise açısal hızdır. Dişli planet sisteminin bir parçası olduğu zaman, (5,6 ve 7 dişlileri) Lewis mukavemet ve Buckingham dinamik yük ifadesinde kullanılacak hız, kola relatif olmak şartıyla, dişlinin bölüm dairesine ait bir noktadaki hızdır. Bu hız, $V=r\omega_{gu}$ ile bulunabilir. r , bölüm dairesi yarıçapı, ω_{gu} da dişlinin açısal hızıdır. 3,4,5,6 ve 7 dişlerinin dizaynlarında kullanılacak kuvvet ve hız değerlerini kullanınız. Cev. 3. dişli 39,8kN, 3,14m/sn, dişli 4:36,6kN, 3,14m/sn 5,6 ve 7. dişlilerde:31,8kN ve 3,80m/sn.

30. (Aşağıdaki Şekil. 17-30'a bkz.) Helis dişlinin bölüm dairesi çapı 200mm dir. Dişe normal olan düzlemde ölçülen basınç açısı 20° ve helis açısı 30° dir. A dişlisindeki diş sol helisdir. Çıkış milindeki tork 60N m olduğuna göre, (a) teğetsel, aksel ve radyal kuvveti, A dişlisindeki, hesaplayınız. (b) B-B kesitindeki eğilme momentini hesaplayınız. Cev. (a) 1600N, 924N, 672N, 276,2N m.



Şekil. 17-30

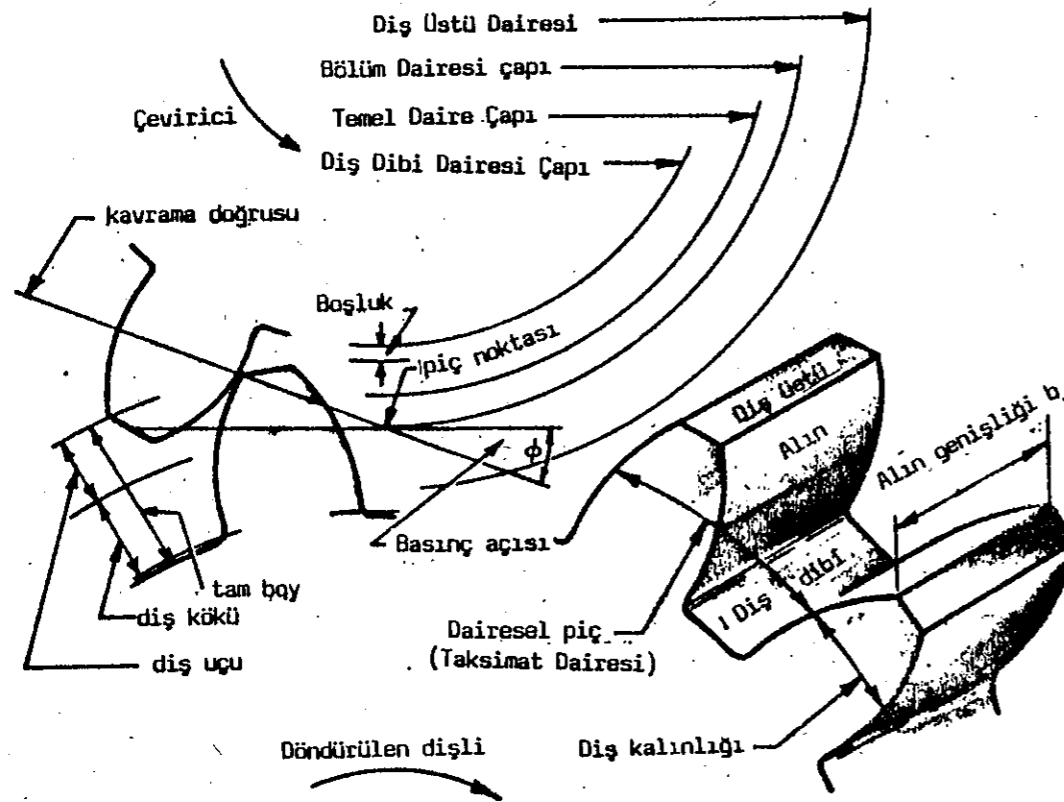
18

Düz Dişliler

DÜZ DİŞLİLER, sabit açısal hızlarda, paralel miller arasında güç aktarımında kullanılmaktadırlar. Hızlar oranı, birbirine temas etmekte olan, iki hayali silindirin, hiç kayma olmaksızın dönmeleriyle elde ettikleri hız değerlerinin aynıdır.

DİŞLİ ÇARKTA DİŞ TABİRLERİ

Dişli dişlerine ait ana parçalar, şekil. 18-1'de olduğu gibi tanımlanır.



Şekil. 18-1

TANIMLAR

Dairesel diş aralığı P_c , bir diş üzerindeki noktayla, bitişik dişlideki benzer nokta arasındaki mesafe olarak tanımlanır.

$$P_c = \pi D / N$$

D = Bölüm dairesi çapı, N = Dişlideki diş sayısı.

Modül m , bölüm dairesi çapının, mm diş sayısına bölümüyle elde edilir.

$$m = D/N \quad P_c/m = \pi$$

Kavrama doğrusu, eşleşen bir çift diş profilindeki temas noktasındaki normal doğrudur.

Kavrama açısı (Basınç açısı), bölüm dairesine çizilen ortak teğetle, kavrama doğrusu arasındaki açıdır.

Açısal hız oranı, (veya transmisyon oranı), pinyonun açısal hızının, eşleştiği dişlinin açısal hızına oranıdır. İki dişli üzerindeki diş sayılarıyla ters orantılıdır ve düz dişlilerde bölüm dairesi çapına da ters orantılıdır.

$$\text{Açısal hız oranı} = N_g/N_p = D_g/D_p$$

DİŞLİ TAKIMINDAKİ ANA KANUN. Kavrama noktasındaki diş profiline olan ortak normal, her zaman piç noktasından geçmelidir. Böylece dişliler arasındaki açısal hız oranı daima sabit tutulabilir. İvolüt eğri dişli kanununu sağlar ve çoğu zaman dişli çark diş profilleri için kullanılır. Ayrıca çok sık olarak, involüt ve sikloid eğrilerde dişli çark diş profillerinde kullanılabilir. Bu karmaşık formda, yaklaşık olarak, profilin üçte biri involüt iken, geri kalanı sikloiddir.

İNTERFERANS (Karışma). Bazı şartlar altında, involüt profiller eşleşilen dişleri örter veya onları kesebilir. Bunu önlemek için, maximum diş üstü yarıçapının aşağıdaki bağıntıdan küçük veya ona eşit olması gerekir.

$$\sqrt{(\text{taban dairesi yarıçapı})^2 + (\text{eksenler arası mesafe})^2 (\sin \phi)^2}$$

STANDART DİŞLİ ÇARK DİŞ DEĞERLERİ

	14½° Karmaşık	14½° Tam Derinlikte İvolüt	20° Tam Derinlikte İvolüt	20° Kök Dibi İvolüt
Diş Üstü	m	m	m	0,8m
Minimum Diş Dibi	1,157m	1,157m	1,157m	m
Tam derinlik	2,157m	2,157m	2,157m	1,8m
Boşluk	0,157m	0,157m	0,157m	0,2m

STANDART MODÜLLER, ISO/R54'den alınmıştır.

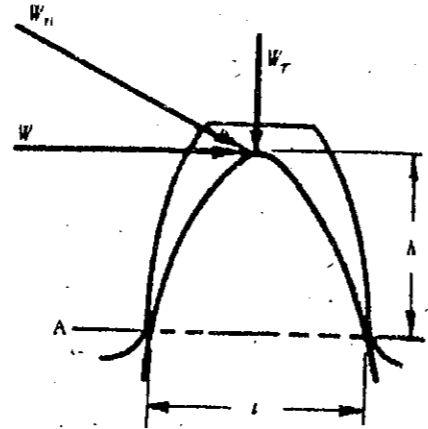
Tercih edilenler: 1, 1,25, 1,5, 2, 2,5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50

İkinci Tercihler: 1,125, 1,375, 1,75, 2,25, 2,75, 3,5, 4,5, 5,5, 7, 9, 11, 14, 18, 22, 28, 36, 45

DİZAYNDA DÜŞÜNÜLEN HEDEFLER, Yeterli derecede mukavim dişli dizaynı için, uygun hatve ve alın eninin hesabı gerekecektir.

DİŞLİ ÇARK DİŞLERİNİN MUKAVEMET HESAPLARI - Lewis İfadesi.

Bir çift dişli çark dişlerinin kavramalarının başlangıcında döndüren dişin yan yüzeyi, döndürülen dişin ucuyla temas eder. Sürtünmeyi ihmal ederek, toplam yük, W_n nin diş profiline dik olduğu ve yükün bir dişle taşındığı kabul edilir. W_n nin bileşeni, W_r dişin merkez hattına diktir ve diş dibinde eğilmeye neden olur. W_t radyal bileşeni ihmal edilir. Şekil. 18-22'de gösterilen parabol uniform mukavemete sahip kirişi tanımlamaktadır. Dişin en zayıf kesiti A-A kesitidir. Burada parabol diş dış profiline teğet olmaktadır. Yükün, diş alın yüzeyinde uniform olarak dağıldığı kabul edilmiştir.



Şekil. 18-2

Ortaya çıkan eğilme momenti,

$$s = \frac{Mc}{I} = \frac{6M}{bt^2} = \frac{6Wh}{bt^2}$$

$$W = sb(t^2/6h) = sb(t^2/6hP_c)P_c$$

$t^2/6hP_c$ oranı boyutsuz bir karakter olup, form katsayısı adını almaktadır. Buna ait değerler Sayfa 227'deki Tablo 1'de gösterilmiştir. Bu form katsayısı, y , dişli şeklinin bir fonksiyonudur ve sadece diş düzeni ve çarktaki diş sayısına bağlıdır.

Kolaylık sağlamak için, W aktarılan F kuvvetine yaklaştırılır ki bu da ortaya çıkan torkun bölüm dairesi yarıçapına bölümü olarak tarif edilebilir. Böylece, W için F değeri ve y de $t^2/6hP_c$, yerine konularak bilinen Lewis ifadesi elde edilir.

$$F = sbP_c y$$

Normal dizayn şartları için, b alın eni, hatvenin 4 katından fazla olamaz. $b = kP_c$, yi alarak, $k \leq 4$, olmak şartıyla,

$$F = sp^2ky = sn^2kym^2$$

bulunur. Mukavemet düşünülerek, yapılan dişli dizaynında, bölüm dairesi çapı bilinebilir veya bilinmeyebilir. Bölüm dairesi çapı biliniyorsa, Lewis ifadesinin aşağıdaki şekili kullanılabilir:

$$\frac{1}{m^2y} = sk\pi^2/F$$

s = müsaade edilen gerilme, $k \approx 4$, üst limit, F = aktarılan kuvvet, $2M_t/D$. Böylece dizaynı kontrol altında tutan, müsaade edilebilir gerilme ifadesi elde edilmiş. $\frac{1}{m^2y}$ ifadesi dizaynı etkilemektedir.

Eğer bölüm dairesi çapı bilinmiyorsa, aşağıdaki Lewis ifadesi kullanılabilir:

$$s = \frac{2M_t}{m^3k\pi^2yN}$$

s = gerilme \leq müsaade edilen gerilme, M_t = zayıf dişlideki tork, $k = 4$, üst limit, N = zayıf dişlideki diş sayısı. Bu ifade, modül cinsinden ortaya çıkan gerilme değerini vermektedir. Minimum diş sayısı, N , genel olarak 15 ile sınırlandırılmıştır.

$$c = t/2, I = bt^3/12, \text{ ve } M = Wh.$$

Yukarıdaki her iki durumda, en küçük modül, en ekonomik dizaynı sağlayacaktır. Genel olarak, çaplar bilindiği sürece, daha büyük sayıda diş sayısı için dizayn arzulanır. Çaplar bilinmediği zaman, mümkün olduğu kadar küçük bölüm dairesi çapı arzu edilir.

MÜSAADE EDİLEN DİŞ GERİLMELERİ, Dişli dizaynında dişler için gerekli gerilme değeri seçilecek malzeme ve kavrama doğrusundaki hıza bağlıdır. Düz dişler için, SI birimleriyle Burt ifadesi,

$$\text{müsaade edilen } s = s_0 \left(\frac{3}{3+V} \right) \quad 10\text{m/sn az } V \text{ için}$$

$$= s_0 \left(\frac{6}{6+V} \right) \quad 10\text{m/sn} - 20\text{m/sn arasındaki } V \text{ için}$$

$$= s_0 \left(\frac{5.6}{5.6+\sqrt{V}} \right) \quad 20\text{m/sn den büyük } V \text{ için}$$

s_0 , dişli malzemesinde, ortalama gerilme konsantrasyon değerleri için dayanma mukavemeti, P_a ve V kavrama doğrusuna ait hızdır, m/sn.

s_0 DEĞERLERİ. Çeşitli dişli malzemeleri için s_0 değerleri Amerikan Dişli İmalatçıları Derneğinin yayınlarında listeler halinde verilmiştir. Ayrıca çeşitli el kitaplarında ve dizayn kitaplarında da bu türde listelere rastlanabilir. Dökme demir ve bronz için, s_0 değerleri 55MN/m² verilebilir. Karbonlu çelikler 70 ilâ 350MN/m² arasında değerler almaktadırlar. Bunların alacakları değerler ihtiva ettikleri karbon miktarına göre değişmektedir. Ayrıca ısıl işlemlerindeki sıcaklığında etkisi olabilir. Genel olarak s_0 kopma mukavemeti değerinin üçte biri kadar alınabilir.

ZAYIF DİŞLİDE KÖK DİZAYNI. Lewis ifadesiyle gösterildiği üzere, dişliye aktarılan kuvvet, s_0y nin bir fonksiyonudur. Eş çalışan iki dişli için, en zayıf olanı en düşük s_0y değerine sahip olacaktır.

DİNAMİK DİŞ YÜKLERİ- Buckingham teorisi. Diş profillerindeki kusurlar, boşluk, montaj sırasındaki salgı ve yük altındaki sapma, hız değişmelerine neden olabilir. Söz konusu hız değişmelerinde diz üzerinde, aktarılan yükten daha büyük olmak üzere, dinamik yüklerin ortaya çıkmasına neden olmaktadır. F_d , dinamik yükü genellikle ortalama kütle şartları için kullanılır ve daha karmaşık olan dinamik analize yaklaşık değer kazandırır. Buckingham tarafından öne açıklanarak, SI birimleriyle, Buckingham ifadesi

$$F_d = \frac{21V(bC+F)}{21V+\sqrt{bC+F}} + F$$

F_d = Dinamik yük, N

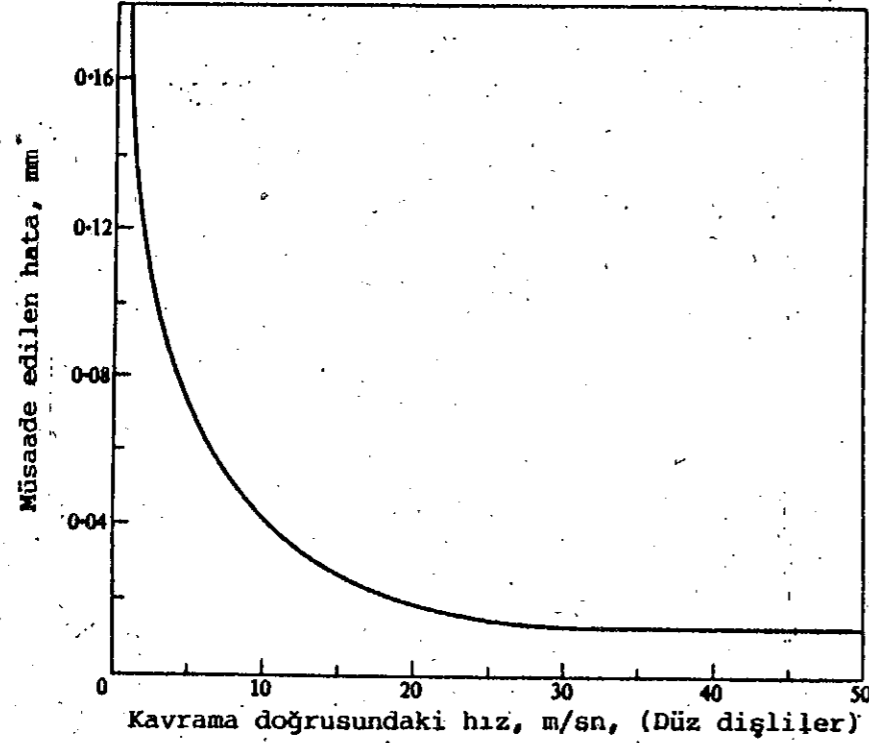
V = Kavrama doğrusu hızı, m/sn

b = Alın eni, m

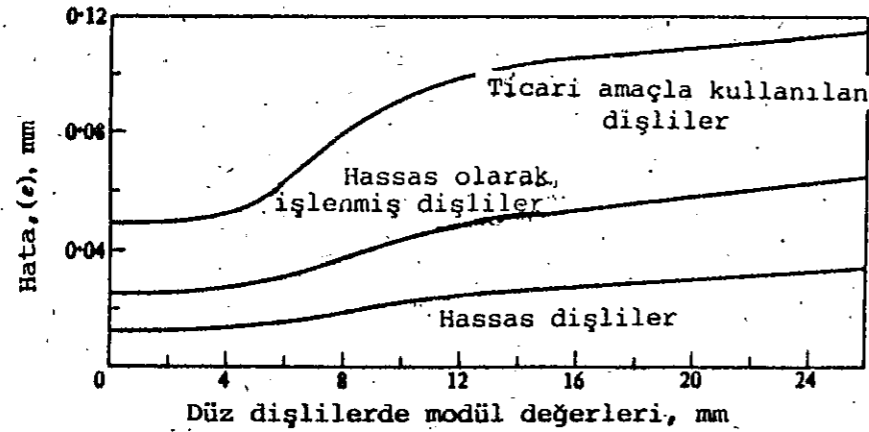
F = $\frac{\text{dişli torku}}{\text{Dişlinin bölüm dairesi yarıçapı}} = 2M_t/D$

C = Sabit, N/m. Diş formuna, malzemeye ve hassasiyet derecesine, dişlinin işlendiği, bağlıdır. C nin bazı değerleri Sayfa.228'deki Tablo II'de verilmiştir. Diş profillerindeki hata bağıntısını gösteren eğriler, kavrama doğrusundaki hız, ve modül Şekil. 18-4'de gösterilmektedir.

F_d , F_o dan daha küçük olmalıdır. $F_d = s_o b y P_o$ dir. Bu ifade, s_o ortalama gerilme konsantrasyonu değerlerine bağlı kalmaktadır.



Şekil. 18-3



Şekil. 18-4

DIŞ AŞINMA YÜKÜ—Buckingham ifadesi. Dişli çiftinde, dayanıklılığı sağlamak için, diş profilleri, aşınma yükü, F_w , tarafından tayin edilen aşırı temas gerilme değerlerine sahip olmamalıdır.

$$F_w = D_p b K Q$$

D_p = Küçük dişlide, bölüm dairesi çapı, (pinyon), m

b = Dişlide alın eni, m

K = Yorulmada gerilme katsayısı, N/m^2

$$Q = \frac{2N_g(N_p + N_g)}{N_p + N_g}$$

N_g = Dişlikteki diş sayısı

N_p = Pinyondaki diş sayısı

$$\text{ve } K = \frac{s_{es}^2 (\sin \phi) (1/E_p + 1/E_g)}{1.4}$$

s_{es} = Dişli çiftinde yüzey dayanım limiti, N/m^2

E_p = Pinyon malzemesi için elastisite modülü, N/m^2

E_g = Dişli malzemesi için elastisite modülü, N/m^2

ϕ = Basınç açısı

Yüzey dayanım limiti, aşağıdaki ifadeyle tayin edilebilir.

$$s_{es} = (2.75 (\text{BHN}) - 70) \text{ MN/m}^2$$

BHN pinyon ve dişli için ortalama Brinel sayısınınca belirlenir. BHN çelikler için 350 ye kadar çıkabilir.

F_w , aşınma yükü, müsaade edilebilen yük olup, F_d , dinamik yükünden büyük olmalıdır.

Çeşitli malzemeler diş profilleri için değişik değerler, sayfa 228'deki Tablo III'de verilmiştir. Bu değerler Buckingham tarafından tavsiye edilmiştir.

Yukarıdaki işlemler ön veya deneme dizaynlarında kullanılabilir. Fakat birçok makine dizaynında, son dizayn, laboratuvar çalışmaları sonunda gerçekleştirilir veya bazı şartlar altında hakiki değerler kullanılarak yapılan tecrübelerden faydalanılarak dizayna geçilebilir.

TABLO I - Form Katsayıları için, y - Lewis Mukavemet İfadesinin kullanımı için.

Diş Sayısı	14° Tam Derinlik İvolüt veya Karışık	20° Tam Derinlik İvolüt	20° Kök İvolüt
12	0,067	0,078	0,099
13	0,071	0,083	0,103
14	0,075	0,088	0,108
15	0,078	0,092	0,111
16	0,081	0,094	0,115
17	0,084	0,096	0,117
18	0,086	0,098	0,120
19	0,088	0,100	0,123
20	0,090	0,102	0,125
21	0,092	0,104	0,127
23	0,094	0,106	0,130
25	0,097	0,108	0,133
27	0,099	0,111	0,136
30	0,101	0,114	0,139
34	0,104	0,118	0,142
38	0,106	0,122	0,145
43	0,108	0,126	0,147
50	0,110	0,130	0,151
60	0,113	0,134	0,154
75	0,115	0,138	0,158
100	0,117	0,142	0,161
150	0,119	0,146	0,165
300	0,122	0,150	0,170
Tarak Diş	0,124	0,154	0,175

TABLO II - Deformasyon katsayısı C için değerler, kN/m
Dinamik yük kontrolü için

Malzeme		İnvolüt diş formu	Dişteki Hata, mm				
Pinyon	Dişli		0.01	0.02	0.04	0.06	0.08
D. demir	Çelik	14½°	55	110	220	330	440
Çelik	D. demir	14½°	76	152	304	456	608
Çelik	Çelik	14½°	110	220	440	660	880
D. demir	D. Demir	20° tam derin.	57	114	228	342	456
Çelik	D. demir	20° tam derin.	79	158	316	474	632
Çelik	Çelik	20° tam derin.	114	228	456	684	912
D. demir	D. demir	20° kök	59	118	236	354	472
Çelik	D. demir	20° kök	81	162	324	486	648
Çelik	Çelik	20° kök	119	238	476	714	952

TABLO III

Aşınma yük ifadesinde kullanılan, s_{es} değerleri, dişli ve pinyon kombinasyonunun malzemesine bağlıdır. s_{es} ve K için değişik malzemeler için bazı değerler Tablo halinde verilmiştir.

Çelik pinyon ve çelik dişli için ortalama Brinel Sertlik Sayısı	Yüzey dayanma limiti s_{es} (MN/m ²)	Gerilme Yorulması Katsayısı K (kN/m ²)	
		14½°	20°
150	342	206	282
200	480	405	555
250	618	673	919
300	755	1004	1372
400	1030	1869	2553
Brinel Sertlik Sayısı, BHN			
Çelik Pinyon	Dişli		
150	C.I.	303	414
200	C.I.	600	820
250	C.I.	1000	1310
150	Fosforlu Bronz	317	427
200	Fosforlu Bronz	503	689
C.I. Pinyon	C.I. Dişli	1050	1420
C.I. Pinyon	C.I. Dişli	1330	1960

Çözümlü Problemler

1. Bir çift eş çalışan düz dişlide modül 10 olarak verilmiştir. Küçük dişliye ait bölüm dairesi çapı 160mm dir. Eğer transmisyon oranı 3:2 ise, (a) her dişlideki diş sayısı, (b) Diş üstü dairesi çapını, (c) tam derinliği, (d) boşluğu, (e) diş çaplarını, (f) kök dairesi çaplarını (g) diş dibi dairesi çapını (h) temel daire çaplarını ve (i) karışma olup olmadığını araştırıp hesaplayınız.

Çözüm:

- (a) $D_p = 160\text{mm}$, $D_g = 160(3/2) = 240\text{mm}$, $N_p = 160(2,5) = 16$ diş ve $N_g = 240(2,5) = 24$ diş
 (b) Diş üstü daire = $m = 10\text{mm}$
 (c) Tam derinlik = $2,157(m) = 2,157 \times 10 = 21,57\text{mm}$
 (d) Boşluk = $0,157(m) = 0,157 \times 10 = 1,57\text{mm}$
 (e) Diş çap = Bölüm dairesi çapı + 2 x diş üstü dairesi
 Pinyonun diş çapı = $160 + 2 \times 10 = 180\text{mm}$, dişlide = $240 + 2 \times 10 = 260\text{mm}$
 (f) Kök çapı = Diş çap - 2 x tam derinlik
 Pinyonun kök çapı = $180 - 2 \times 21,57 = 136,86\text{mm}$ dişlide = $260 - 2 \times 21,57 = 216,86\text{mm}$
 (g) Diş dibi dairesi $1,157(m) = 1,157 \times 10 = 11,57\text{mm}$
 (h) Taban dairesi yarıçapı = Bölüm dairesi yarıçapı x $\cos 14½^\circ$
 Pinyon için: $R_b = (160/2) \cos 14,5^\circ = 77,45\text{mm}$, ve taban dairesi çapı = $154,90\text{mm}$
 Dişli için: $R_b = (240/2) \cos 14,5^\circ = 116,18\text{mm}$ ve taban dairesi çapı = $232,36\text{mm}$
 (i) Diş üstü yarıçapı $\sqrt{(\text{taban dairesi yarıçapı})^2 + (\text{Merkez mesafesi})^2 (\sin \phi)^2}$ ise karışıklık önlecektir. $= \sqrt{116,18^2 + \left[\frac{1}{2}(160 + 240)\right]^2 (\sin 14,5^\circ)^2} = 126,51\text{mm}$
 Dişlinin diş üstü yarıçapı = $\frac{260}{2} = 130\text{mm}$ olduğundan, karışma söz konusudur. Dizayn için bir değişiklik gerekli olacaktır. Modül 8 e indirerek, pinyon bölüm dairesi çapını 192mm ye çıkararak, karışıklık önenebilir.

2. Bronz düz pinyon dişli ($s_o = 83\text{MN/m}^2$) 600d/dk da dönerken, çelik döküm bir düz dişliyi çevirmektedir. Transmisyon oranı, 4:1 dir. ($s_o = 103\text{MN/m}^2$) Pinyonda, 8 modülde, 16 adet 20° yan açılı, tam derinlikte diş bulunmaktadır. Her iki dişli için alın eni 90mm dir. Mukavemet gözönüne alınması halinde aktarılacak güç ne kadardır?

Çözüm:

Önce hangisinin zayıf olduğunu tayin etmek gerekir. Dişli çark mı, yoksa pinyon mu?

	Diş sayısı	s_o	form katsayısı, y	$s_o y$
Pinyon	16	83×10^6	0,094	$7,8 \times 10^6$
Dişli çark	64	103×10^6	0,135	$13,9 \times 10^6$

Dişin yük taşıma kapasitesi $s_o y$ çarpımının bir fonksiyonu olduğundan, pinyon daha zayıftır.

Bölüm dairesine ait hız V hızı, doğru hız katsayısının seçimi için hesaplanmalıdır. $V = \left(\frac{600 \times 2\pi}{60}\right) \left(\frac{1}{2} \times \frac{16 \times 8}{1000}\right) = 4,02\text{m/s}$. V hızı 10m/sn den

daha küçük olduğu için, müsaade edilen gerilme, $s = 83 \times 10^6 \left(\frac{3}{3 + 4,02}\right) = 35,5\text{MN/m}^2$

dir. Lewis ifadesi kullanılarak aktarılacak kuvvet, $F = sbyP_c = (35,5 \times 10^6)(0,09)(0,094)(8\pi/1000) = 7,54\text{kN}$

Böylece aktarılacak güç = $FV = 7542 \times 4,02 = 30,3\text{kW}$ olur.

3. Çelik dökümden mamul bir pinyon dişli ($s_o = 140\text{MN/m}^2$) dökme demirden mamul ($s_o = 55\text{MN/m}^2$) bir düz dişliyi çevirecektir. Transmisyon oranının 2½ : 1 olduğu bilinmektedir. Pinyon çapının 105mm ve 900d/dk da 20kw aktaracağı beklenmektedir. Dişlerde yan yüzey açısı 20° ve dişler tam derinliktedir. En büyük diş sayısı için dizayn yapınız. Mukavemet düşünülerek, gerekli modülü ve alın enini hesaplayınız.

Çözüm:

Önce geçiçi diş sayıları kabul ederek, zayıf olan dişliyi bulalım. Örneğin 30 ve 70 gibi bu değerler 2½ den 1 oranını sağlamaktadır. Sonra, pinyon için, $s_o y = 140 \times 10^6 \times 0,114 = 15,96 \times 10^6$ ve dişli çark için $s_o y = 55 \times 10^6 \times 0,137 = 7,54 \times 10^6$ dişli herhalde daha zayıf olacaktır. Zira

$D_p = 105\text{mm}$, $D_g = 245\text{mm}$. Çaplar bilindiğine göre, Lewis ifadesinin aşağıdaki şeklini kullanabiliriz.

$$\frac{1}{m^2 y} = sk\pi^2 / F$$

Pinyon tarafından aktarılmış tork $= \frac{20,000 \times 60}{900 \times 2\pi} = 212\text{N.m}$. Aktarılan kuvvet $= 212 / 0.0525 = 4040\text{N}$

Bölüm dairesindeki çizgisel hız $V = 0,0525(900 \times 2\pi / 60) = 4,95\text{m/s}$. Müsaade

edilen gerilme $s = 55 \times 10^6 \left(\frac{3}{3 + 4,95} \right) = 20,8\text{MN/m}^2$

$1/m^2 y = 20,8 \times 10^6 (4)\pi^2 / 4040 = 203 \times 10^3$ müsaade edilen

$y \approx 0,1$, $m = 7,02$. kabul ederek, sonra, $m = 7$ yi deneyiniz. Böylece, $N_g = \frac{245}{7} = 35$ diş, $y = 0,119$ (tablodan) ve $1/m^2 y = 171,5 \times 10^3$

Dişli yeterince dayanıklıdır.

İstenen hız oranından dolayı 6, 8 ve 9 modüller kullanılamaz. (5 modülde dişliyi zayıf düşürecektir. Dolayısıyla, k yı düşürmek gerekecektir. $k = 4(171,5)/(202,8) = 3,383$ sonra, $b = 3,383 \times 7\pi = 74,4\text{mm}$.

$b = 75\text{mm}$, yi kullanınız. $m = 7$, $N_p = 15$, $N_g = 35$

Zayıf dişliyi tayin için son kontrol, seçilen diş sayılarına göre: Pinyon $= s_o y = 140 \times 10^6 \times 0,092 = 12,88 \times 10^6$ dişli $s_o y = 55 \times 10^6 \times 0,119 = 6,545 \times 10^6$ daha zayıf.

4. Bir bronz düz dişli ($s_o = 83\text{MN/m}^2$) çelik bir pinyon dişliyi çevirecektir. ($s_o = 103\text{MN/m}^2$) Açısal hız oranı $3\frac{1}{2}:1$ dir. Basınç açısı $14\frac{1}{2}^\circ$ dir. 1800d/dk da dönerken 5kW aktaracak pinyonla beraber çalışacak dişli için en küçük çap ve gerekli alın enini hesaplayınız. Dizaynı mukavemeti gözönüne alarak yapınız. Her dişlide 15 den az diş bulunması istenmektedir.

Çözüm:

Minimum $N_p = 16$ diş, açısal hız oranı $= 3\frac{1}{2}$ için. Sonra, $N_g = 16(3\frac{1}{2}) = 56$ diş Dişli için, $s_o y = 83 \times 10^6 (0,112) = 9,30 \times 10^6$ pinyon için, $s_o y = 103 \times 10^6 (0,081) = 8,34 \times 10^6$ pinyon daha zayıftır.

Tork $M_t = \frac{5000 \times 60}{1800 \times 2\pi} = 26,5\text{N.m}$ Çaplar bilinmediğinden, ortaya çıkan gerilme, $s = 2M_t / m^3 k \pi^2 y N = 2 \times 26,5 / m^3 \times 4\pi (0,081) 16 = 1,037 / m^3$

Müsaade edilen gerilme, $s \approx \frac{1}{2} s_o \approx \frac{1}{2} (103 \times 10^6) = 51,5\text{MN/m}^2$. Bu kabul yaklaşık olarak modülün hesabını sağlar. Sonra, $m^3 = 1,037 / 51,5 \times 10^6$. $m = 2,72\text{mm}$

$m = 2,5$, u deneyiniz. Sonra $D_p = 16 \times 2,5 = 40\text{mm}$, $V = 0,02 \left(\frac{1800 \times 2\pi}{60} \right) = 3,77\text{m/s}$, müsaade edilen $s = 103 \times 10^6 \left(\frac{3}{3 + 3,77} \right) = 57,4\text{MN/m}^2$ ve ortaya çıkan gerilme $s = 1,037 / (0,0025)^3 = 66,4\text{MN/m}^2$

Pinyon daha zayıftır. Zira

$$57,4 < 66,4$$

Daha mukavim dişi deneyelim. $m = 3$, sonra $D_p = 16 \times 3 = 48\text{mm}$, $V = 0,024 \left(\frac{1800 \times 2\pi}{60} \right) = 4,52\text{m/s}$, müsaade edilen gerilme $s = 103 \times 10^6 \left(\frac{3}{3 + 4,52} \right) = 41,1\text{MN/m}^2$ ve ortaya çıkan gerilme $s = 1,038 / (0,003)^3 = 38,4\text{MN/m}^2$ şimdi ise pinyon daha mukavimdir.

Neticede k yı düşününüz. k yı $4(38,4/41,1) = 3,74$ alınız ve alın eni $b = mk\pi = 3 \times 3,74\pi = 35,2\text{mm}$.

$m = 3$ ve $b = 35\text{mm}$ yi kullanınız. $D_p = 48\text{mm}$, $D_g = 48 \times 3,5 = 168\text{mm}$

5. Çelik döküm pinyon ($s_o = 103\text{MN/m}^2$) 900d/dk da dönerken, dökme demirden mamul ($s_o = 55\text{MN/m}^2$) dişliyi 144d/dk da döndürmektedir. Dişlerde yan açılar 20° ve involüt profil mevcuttur. Aktarılan max. güç 25kW dir. Uygun modülü, diş sayısını, alın enini, dinamik yükü, ve aşınmayı hesaplayınız. Pinyon BHN 250 yesertleştirilmiştir.

Çözüm: Dişlilerin çapları bilinmemektedir. Dişlerin sayısı pinyonun-

kinden 15 daha fazladır. Gerekli transmisyon oranını sağlayabilmek için pinyondaki diş sayısının minimum 16 olması gerektiğini unutmayınız. Böylece dişli çarktaki diş sayısında $16(900/144) = 100$ olacaktır.

Pinyon için, $s_o y = 103 \times 10^6 (0,115) = 11,85\text{MN/m}^2$ dişli çark ise, $s_o y = 55 \times 10^6 (0,161) = 8,86\text{MN/m}^2$. Dişli çark daha zayıftır. Zira $8,86 < 11,85$ dir. Çaplar bilinmediği zaman, moment değerleri kullanılarak Lewis ifadesi devreye sokulabilir ve dişli çarkın dizaynı gerçekleştirilir.

$M_t = \frac{25,000 \times 60}{144 \times 2\pi} = 1658\text{N.m}$ Başlangıçta yapılan deneme dizaynı için,

her zaman $k = 4$ alınız. Böylece ortaya çıkacak gerilme,

$$s = 2M_t / m^3 k \pi^2 y N_g = 2 \times 1658 / m^3 \times 4\pi^2 (0,161)(100) = 5,217 / m^3$$

olur. Müsaade edilerek gerilmeyi, $s \approx \frac{1}{2} s_o = \frac{1}{2} (55) = 27,5\text{MN/m}^2$ Sonra, $m^3 = \frac{5,217}{27,5 \times 10^6}$ ve $m = 5,75$ bulunur. Ekonomi açısından, modülün küçük olması düşünülebilir. Onun için 6 yi belkide 5 i deneyeceğiz.

$m = 6$ için, $D_g = 100 \times 6 = 600\text{mm}$, $V = 0,3 \left(\frac{144 \times 2\pi}{60} \right) = 4,524\text{m/s}$, müsaade edilen gerilme, $s = 55 \times 10^6 \left(\frac{3}{3 + 4,524} \right) = 21,93\text{MN/m}^2$

ve ortaya çıkacak gerilme, $s = 5,217 / (0,006)^3 = 24,15\text{MN/m}^2$ Dişli çok zayıf görülmektedir. Zira $24,15 > 21,93$ Bundan dolayı, bir büyük modül deneyeceğiz. Bu da 7 dir. Daha önce yapıldığı üzere, $m = 7$ için $D_g = 700\text{mm}$, $V = 5,278\text{m/s}$, ve müsaade edilecek gerilme, $s = 19,93\text{MN/m}^2$ ve ortaya çıkan gerilme ise, $s = 15,21\text{MN/m}^2$ olarak bulunur. Böylece $m = 7$ modüllük dişli çark istendiğinden daha mukavim olacaktır. k yı düşürerek, $4(15,21)/(19,93) = 3,053$ ve alın eni $b = kP_c = 7(3,053)\pi = 67,13\text{mm}$ elde edilir. Mukavemet düşünülürse, $m = 7$ kullanılmalıdır. Bu modül kullanılacak olursa, $b = 68\text{mm}$ olarak alınmalıdır.

Bir başka kontrol ise, dinamik yük ve aşınma düşünülerek yapılan kontroldür. F_o ve F_w aşınma yükleri için kabul edilen değerlerdir.

$$F_o = s_o b y P_c = 55 \times 10^6 (0,068)(0,161)(0,007\pi) = 13,24\text{kN}$$

$$F_w = D_p b K Q = (0,112)(0,068)(1310 \times 10^2)(1,724) = 17,20\text{kN}$$

$D_p = 700(144/900) = 112\text{mm}$, $K = 1310\text{kN/m}^2$ A Tablo III den $Q = 2N_g / (N_g + N_p) = 2(100)/(100 + 16) = 1,724$ bulunur. F_o ve F_w her biri F_d den büyük olmalıdır.

$$F_d = 21V(bc + F) / 21V + \sqrt{bc + F} + F$$

$V = 5,28\text{m/s}$, $b = 68\text{mm}$, ve $F = M_t / (\frac{1}{2}D) = 1658 / 0,350 = 4737\text{N}$. Şekil. 18-3'den, $V = 5,28\text{m/s}$ hatanın 0,08 olduğu görülür. Ses açısından bu hataya katlanabiliriz. Şekil. 18-4'e bakarak, $m = 7$ için, ticari amaçla kullanılacak bir dişli için 0,07mm hatayı ele alabiliriz. Sonra, Tablo III den $C = 590\text{kN/m}$ bulunur. Yukarıdaki ifadeye, bulunan değerleri yerleştirecek olursak, $F_d = 20,15\text{kN}$ ve neticede $F_w = 17,20 < 20,15$ ve $F_o = 13,24 < 20,15$ elde edilir. Dayanıklılık veya aşınma mukavemet ele alınarak yapılacak dizayn için yeterli olmayacaktır.

Ondan dolayı, dişlinin imal şeklini iyi seçmeliyiz. Şekil. 18.4'de olduğu gibi 0,035mm lik bir hata olduğu söylenebilir. Bu da, C için 283kN/m değerini verecektir. $C = 283$ için, F_d yi yeniden hesaplayarak, $F_d = 14,74\text{kN}$ bulunur. şimdi, $F_w = 17,20 > 14,74$ ve $F_o = 13,24 \approx 14,74$ (≈ 10 içinde) ve dizayn herhalde hassas bir diş açımını gerektirmeyecektir.

6. 80mm çapındaki çelik bir pinyon dişli ($s_o = 140\text{MN/m}^2$) 240mm çapındaki gri demirden mamul bir dişliyi ($s_o = 85\text{MN/m}^2$) çevirmektedir. Pinyon 1200 d/dk da dönmekte ve 5kW'lık güç aktarmaktadır. Dişlerde yan yüzey açısı 20° dir. (En ucuz işleme ve sessiz bir çalışma için) en büyük diş sayısını hesaplayınız. Gerekli alın eni kaç mm olabilir. Dizaynı

için Lewis ifadesinden faydalanınız. Çözüm için başka bir metod aşağıda anlatılacaktır.

Çözüm:

Hangisinin daha zayıf olduğunu baştan bilmeyerek, çözümü takiben, zayıf olup olmadığını kontrol edeceğiz. Kabul edilen dayanma yükü, Lewis ifadesine göre, hakiki dinamik yükün Burt hız katsayısına göre, kıyaslaması yapılacaktır.

F_o , kabul edilen yükü kıyaslayalım. $F_o = s_o b n y m = 85 \times 10^6 (4 \pi m) y m \pi = 3,355 \times 10^9 y m^2$
ile Hakiki yük (yaklaşık: $F_d = \frac{F}{\text{velocity factor}} = \frac{995}{3/(3+5,03)} = 2663 \text{ N}$)

Eğer y 0,1 civarında bir değer ise, $m = \sqrt{2663/(0,1)(3,355 \times 10^9)} = 2,817 \text{ mm}$

$m = 2,5$ u deneyiniz. $N_g = 96, y = 0,161$, ve $F_o = 3,355 \times 10^6 (0,161)(0,0025)^2 = 3376 \text{ N}$ (çok mukavim). Daha zayıf dişliyi deneyiniz. $m = 2, N_g = 120, y = 0,162$, ve $F_o = 2174 \text{ N}$ (çok zayıf). İkinci tercihini kullanarak, $m = 2,25$ in mümkün olmadığı görülebilir. Zira diş oranı sağlanamamaktadır. Böylece, $F_o = 3376 \text{ N}$ için $m = 2,5$ değerini kullanabiliriz.

Şimdi, pinyon için, $s_o y$ i kontrol edelim. $s_o y = 140 \times 10^6 (0,148) = 20,72 \times 10^6$
dişli çark için $s_o y$ i kontrol edelim. $s_o y = 85 \times 10^6 (0,162) = 13,77 \times 10^6$
(zayıf, başlangıçta kabul edildiği üzere)

k yı $4(2663)/(3376) = 3,155$ e kadar düşürelim.

$b = 3,155 \pi (2,5) = 24,78 \text{ mm}$, 25mm. alınabilir.

7. Dizayn ifadelerinin değişik uygulamaları, bir önceki problemi çözmeye yarayacaktır. (Prob. 4) Bronz düz dişli ($s_o = 103 \text{ MN/m}^2$) nin çelik bir pinyonu çevirmesi istenmektedir. ($s_o = 83 \text{ MN/m}^2$). Açısal hız oranı $3\frac{1}{2}:1$ dir. Basınç açısı $14\frac{1}{2}^\circ$ dir. Kullanılacak en küçük çaplı dişliyi tayin ediniz. Ayrıca 188d/dk da 5kW aktaracak pinyonda alın eni ne olabilir? Dizaynı mukavemet açısından düşününüz. Her iki dişli için 15 in altında diş sayısı düşünülmecektir.

Çözüm:

Pinyondaki minimum diş sayısı 16 olacaktır. Bunun için hız oranı 3,5 dur. Böylece büyük dişlideki diş sayısı $16(3,5) = 56$ dir.

Zayıf dişliyi inceleyelim: dişli için

Pinyon için; $s_o y = 83 \times 10^6 (0,112) = 9,30 \times 10^6$ (daha zayıf) $s_o y = 103 \times 10^6 (0,81) = 8,34 \times 10^6$

Pinyondaki tork = $\frac{50,000 \times 60}{1800 \times 2\pi} = 26,53 \text{ N m}$

Lewis ifadesi tork cinsinden ifade edilecek olursa, $FR = s_b n y R m = M_t$

Mukavemet düşünülerek, kabul edilen tork, $M_o = s_o b n y R m = \frac{s_o b n y N_p m^2}{2} = 103 \times 10^6$

$(4 \pi m) \pi (0,081)(16) \frac{m^2}{2} = 2,635 \times 10^9 m^3$

Hakiki dinamik torku, $M_d = \frac{FR}{\text{hız oranı}} = \frac{M_t}{\text{hız oranı}} = \frac{26,53}{\text{hız oranı}}$

Hakiki oranı 1/2 olarak alınırsa, sonra $2,635 \times 10^9 m^3 = \frac{26,53}{1/2}$, $m = 2,72 \text{ mm}$

$m = 2,5$; $D_p = 16 \times 2,5 = 40 \text{ mm}$, $V = 0,02 \left(\frac{1800 \times 2\pi}{60} \right) = 3,77 \text{ m/s}$; Sonra,

$M_o = 2,635 \times 10^9 (0,0025)^3 = 41,17 \text{ N m}$, ve $M_d = \frac{26,53}{3/(3+3,77)} = 59,87 \text{ N}$

bu da $m = 2,5$ un zayıf olduğunu gösterir.

$m = 3$ ü deneyiniz. $D_p = 16 \times 3 = 48 \text{ mm}$, $V = 0,024 \left(\frac{1800 \times 2\pi}{60} \right) = 4,52 \text{ m/s}$, Sonra,

$M_o = 2,635 \times 10^9 (0,003)^3 = 71,15 \text{ N m}$ ve $M_d = \frac{26,53}{3/(3+4,52)} = 66,50 \text{ N}$

bu da $m = 3$ ün mukavim olduğunu gösterir.

k yı $4 \left(\frac{66,50}{71,15} \right) = 3,74$, e düşürürüz. $b = k \pi m = 3,74 \times \pi \times 3 = 35,23 \text{ mm}$, 35mm. yi kullanınız.

Tamamlayıcı Problemler

8. Düz dişli çelik pinyon ($s_o = 200 \text{ MN/m}^2$) yine düz dişli çelik başka bir dişliyi ($s_o = 140 \text{ MN/m}^2$) çevirecektir. Pinyon çapı 100mm ve merkezler arası 200mm dir. Pinyon 900d/dk da 5kW aktaracaktır. Dişlerde kavrama açısı 20° dir. Max diş sayısı için modül ve alın enini hesaplayınız. Dizaynı mukavemeti gözönüne alarak yapınız. Lewis ifadesini kullanınız. Cev. $m = 2, b = 21,2 \text{ mm}$ (22mm yi kullanınız.)
9. İki düz dişlinin bir taş kırıcıyı çevirmeleri, minimum boyutlarda olmaları ve aşağıdaki şartları yerine getirmeleri istenmektedir. Aktarılacak güç 18kW, pinyon dönüş hızı 1200d/dk, açısal hızlar oranı 3,5:1 dir. Diş profiline ait kavrama açısı 20° ve pinyon için s_o değeri 100 MN/m^2 dişli için ise 70 MN/m^2 dir. Lewis ifadesini kullanarak, modül ve alın enini hesaplayınız. Cev. $m = 5, b = 57 \text{ mm}$
10. Bir çift düz dişliden, motordan aldığı gücü pompaya aktarması istenmektedir. Merkezler arası mesafenin mümkün olduğu kadar küçük olması isteniyor. Pinyon dönme çelikten mamul olup, ($s_o = 160 \text{ MN/m}^2$) Transmisyon oranı 4,5:1 dir. 20° lik yan yüzü dişler kullanılacaktır. Lewis ifadesini kullanarak modül ve alın enini hesaplayınız. Cev. $m = 3, b = 30,9 \text{ mm}$ (31mm yi kullanınız.)
11. Bir çift düz dişli, kren kaldırma düzeninde kullanılmak üzere, aşağıdaki şartlarda imal edilecektir: Pinyonda, $s_o = 80 \text{ MN/m}^2$ dişlide $s_o = 55 \text{ MN/m}^2$ $N_p = 20$ diş, $N_g = 80$ diş, yan yüzey açısı 20° ve pinyon 200d/dk da 5kW aktaracaktır. (a) Minimum merkezler arası mesafe için bu şartları sağlayacak standart modül ve alın eni ne olmalıdır? Lewis ifadesini kullanınız. (b) Bu çift için dinamik yük 3,8kN olarak hesaplanıyorsa, dizaynı mukavemet açısından emniyetli olup olmadığını araştırınız. (c) Yorulma sabiti $K = 1350 \text{ kN/m}^2$ ise dizaynı aşınma ve yorulma için kontrol ediniz. Cev. (a) $m = 5, b = 53,6 \text{ mm}$ (54mm yi kullanınız), (b) $F_o = 6485 \text{ N}$ (Yeterlidir), (c) $F_w = 11.660 \text{ N}$ (Yeterlidir.)
12. 24 dişe sahip çelik döküm düz dişli bir pinyon 1150d/dk da dönerken 3kW lık gücü 56 dişe sahip bir başka düz dişliye aktarmaktadır. Dişliler aşağıdaki özelliklere sahiptirler. Modül 3, $s_o = 100 \text{ MN/m}^2$, alın eni 35mm, yan yüz açısı, $14\frac{1}{2}^\circ$, C katsayısı kN/m, K katsayısı 280 kN/m^2 dir. (a) Zayıf dişlide ortaya çıkacak gerilmeyi, (b) dinamik yükü, (c) aşınma yükünü, (d) kabul edilen statik yükü hesaplayınız. Cev. $22,0 \text{ MN/m}^2, 6445 \text{ N}, 988 \text{ N}, 3150 \text{ N}$ Dinamik etkiler ve aşınma açısından yetersiz.
13. Bir paketleme makinesinin dişli düzeninde bir çift 20° lik yan yüz açılı dişliden transkisyon oranı 2,5:1 olmak üzere 3,5kW aktarması istenmektedir. Pinyon 1200d/dk da dönmektedir. Ön çalışmada ($s_o = 100 \text{ MN/m}^2$) dövme çelik pinyon ile ($s_o = 60 \text{ MN/m}^2$) ik yarı çelik dişli seçilmişti. Dişliler hassas olarak işlenmişlerdir. Tablolardan dinamik yük için. $C = 160 \text{ kN/m}$, aşınma katsayısı, K ise 1100 kN/m^2 olarak alınmıştır. (a) Çapları, alın enini, minimum diş sayılarını Lewis ifadesini kullanarak bulunuz. (b) Dişlilerin yeterli olup olmadıklarını araştırarak, dinamik ve aşınma yüklerini hesaplayınız. (c) Dişliler aşınma ve mukavemet açısından yeterli değilse, hangi değişiklik yapılmalıdır. Cev. F_d, F_o ve F_w den büyük olduğu için dişliler mukavemet açısından yeterli değildirler. Aşağıda belirtilen bir veya birkaç değişikliğin yapılması gerekir. Diş hatvesi ve modülün değiştirilmesi, alın eninin artırılması veya sertleştirme düşünülebilir.

19

HELİSEL DİŞLİLER

HELİS DİŞLİLER, düz dişlilerden, dişlerinin, dönüş eksenine paralel olmayıp, bölüm dairesine ait silindirde helis formunda üslenmelerinden dolayı farklıdır. Helis dişliler, paralel veya paralel olmayan miller arasında kullanılabilirler. Bu bölümde sadece paralel millerde çalışan helisel dişliler tartışılacaktır. Bu durumda sol helis her zaman sağ helisle eşleşecektir. Sol helisli bir helis dişli aşağıdaki Şekil. 19-1'de gösterilmiştir.

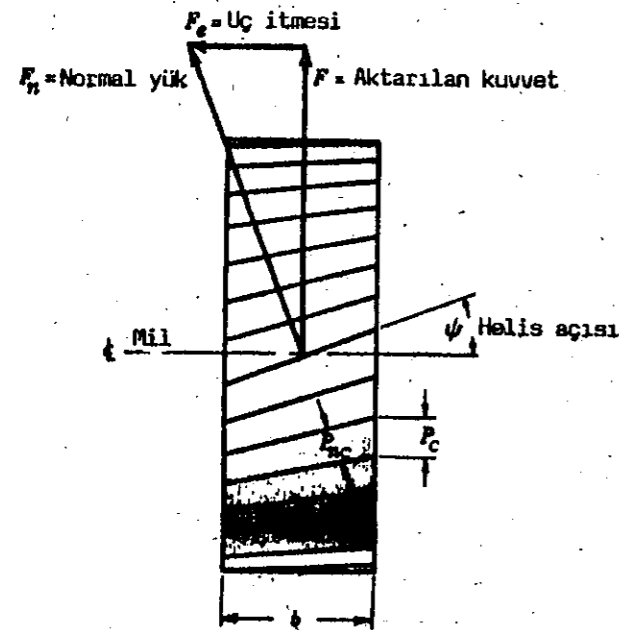
- ψ = Helis açısı derecesi
 F = Aktarılan kuvvet, (Momenti doğuran kuvvet)N
 F_t = Uçtaki itme = $F \tan \psi$, N
 P_c = Çevresel taksimat dairesi çapı, mm
 b = Alın eni, mm
 m = Dönme düzlemindeki modül
 m_n = Dişe normal olan düzlemdeki normal modül
 P_{nc} = Normal taksimat dairesi çapı, mm
 Not: $P_{nc} = P_c \cos \psi$, $m_n = m \cos \psi$, $P_{nc}/m_n = \pi = P_c/m$

Diş yüzeyinde temasın sağlanabilmesi için en az bir noktanın bölüm dairesi üzerinde bulunması gerekir. Böylece dişde minimum alın eni,

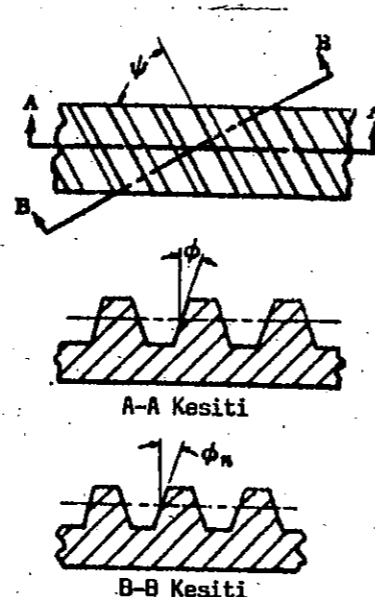
$$b_{\min} = \frac{P_c}{\tan \psi}$$

KAVRAMA AÇISI (Basınç açısı), Normal düzlemdeki ϕ_n ile enine kesit düzlemindeki basınç açısı ϕ farklı olup, aşağıdaki Şekil. 19-2'de gösterilmiştir. Aralarındaki bağıntı,

$$\tan \phi_n = \tan \phi \cos \psi \text{ dir.}$$



Şekil. 19-1



Şekil. 19-2

EŞDEĞER diş sayısı, N_f , helisel dişlide, silindir yüzeyi üzerinde yaratılan diş sayısı olarak tanımlanır. Yarıçap, normal düzlemde kesit alınmak şartıyla, ortaya çıkan elipsin küçük eksenini uçunda alınan noktaya ait eğrilik yarıçapına eşittir.

$$N_f = \frac{N}{\cos^3 \psi}$$

N = Hakiki diş sayısı ve ψ = helis açısı

MUKAVEMETLİ DİZAYN, helis dişlilerde, benzer dizayn metodları uygulamak şartıyla düz dişlilere benzerdir. Yükün düz dişlide olduğu gibi dağıtıldığı ve helise normal yönde olmak üzere dişe bakıldığı sürece, Lewis ifadesiyle, F_n , normal yük,

$$F_n = s \left(\frac{b}{\cos \psi} \right) \pi y m_n$$

$F = F_n \cos \psi$, teğetsel kuvveti ve $m_n = m \cos \psi$ ifadelerini yukarıda yerine koyarak,

$$F = m_n s b y \pi = \frac{m_n^2 k \pi^2 y}{\cos \psi} \text{ (Standart modül normal düzlemde iken kullanınız).}$$

$$F = m s b y \pi \cos \psi = m^2 k \pi^2 y \cos \psi \text{ (Standart modül çapsal düzlemde iken kullanınız).}$$

$$k = b/P_c \text{ (Max. 6 ile sınırlandırılmıştır.)}$$

m = Dönme eksenindeki modül

y = Eşdeğer diş sayısına göre, seçilen bir form katsayısı, eğer normal düzlemde kavrama açısı standart ise, y yi düz dişli tablolarından alınız. Eğer çapsal düzlemdeki standart ise, düz dişli tablolarından alınız. Daha sonraları y için daha hassas neticeler grafiksel çözümlerle elde edilebilir.

Kabul edilen gerilme, s , malzemenin mukavemet gerilmesine eşit alınır. Gerilme konsantrasyonu için düzeltildikten sonra, hız katsayısı ile çarpılmalıdır.

$$s = s_0 \left(\frac{5,6}{5,6 + \sqrt{V}} \right) \text{ kabul edilen gerilme}$$

s_0 = Malzemenin kopma mukavemetinin üçte biri. Bu, ortalama gerilme konsantrasyonunun düzeltilmesine müsaade etmektedir.

V = Bölüm dairesi hızı, m/sn

Malzeme için yorulma gerilmesi konsantrasyon etkileri ve mukavemet limitine ait değerler verilmişse, s_0 için daha hassas değerler tayin edilebilir. Mamafih, diğer yaklaşımlarda gözönüne alınarak, genelde, yukarıda ele alınan ifadelerle bağlı olmak üzere dizayn yeterli olacak, daha sonra açıklanacağı üzere dinamik ve aşınma yüküne göre kontrol edilecektir.

Mukavemet açısından ele alınacak dizaynda bölüm dairesi bilinebilir veya bilinmeyebilir. Eğer bölüm dairesi biliniyorsa, Lewis ifadesinin aşağıdaki şekli kullanılabilir.

$$\frac{1}{m^2 y} = \frac{s_0 k \pi^2 \cos \psi}{F} \left(\frac{5,6}{5,6 + \sqrt{V}} \right)$$

$$k = b/P_c$$

F = Teğetsel kuvvet = Tork/Bölüm dairesi yarıçapı

V = Bölüm dairesindeki çizgisel hız, m/sn

Böylece, yukarıdaki ifade, mukavemet kontrolunda kullanılan $\frac{1}{m^2 y}$ oranı için kabul edilebilecek numerik değeri verir.

Eğer bölüm dairesi çapı bilinmiyorsa, ifadenin aşağıdaki şekli kullanılabilir.

$$s = \frac{2T}{k\gamma\pi^2 N \cos \psi m^3}$$

s = Ortaya çıkan hakiki gerilme, Nm
 T = Zayıf dişlideki karşı koyan tork değeri
 N = Zayıf dişlideki hakiki diş sayısı

Bu ifade, modül cinsinden ortaya çıkan hakiki gerilme için numerik bir değer vermektedir.

KİRİŞ MUKAVEMET YÜKÜNÜN SINIRLANDIRILMASI, F_o , hız katsayısı olmaksızın Lewis ifadesine göre, $F_o = s_o b \gamma \pi \cos \psi m$

Semboller yukarıda verildiği üzeredir.

F_o , değeri, F_d dinamik yüküne eşit veya ondan büyük olmalıdır.

AŞINMA YÜKÜNÜN SINIRLANDIRILMASI, F_w , helisel dişlilerde aşınma için Buckingham teoremiyle tayin edilebilir.

$$F_w = \frac{D_p b Q K}{\cos^2 \psi}$$

D_p = Pinyon bölüm dairesi çapı

$$Q = \frac{2D_g}{D_p + D_g} = \frac{2N_g}{N_p + N_g} \quad (N_i \text{ ve } N_p \text{ hakiki diş sayılarıdır})$$

$$K = s_{es}^2 (\sin \phi_n) (1/E_p + 1/E_g) / 1.4$$

s_{es} = Yüzey mukavemet sınırı değeri (Bölüm 18'deki Tablo III'e bkz.)

F_w için limit değer, F_d dinamik yüküne eşit veya ondan büyük olmalıdır.

DİNAMİK YÜK, F_d , helisel dişlilerde dinamik etkenler gözönüne alınarak aktarılan yük ile ilave yükün toplamıyla bulunur.

$$F_d = F + \frac{21V(Cb \cos^2 \psi + F) \cos \psi}{21V + \sqrt{Cb \cos^2 \psi + F}}$$

Semboller yukarıda olduğu gibidir. C değerleri efektif hatanın bir fonksiyonu olarak, 18. Bölümden alınabilir.

$$F_w \geq F_d \text{ ve } F_p \geq F_d \text{ olmalıdır.}$$

F_o ve F_w nin müsaade edilen değerleri hiçbir zaman aşılmamalıdır.

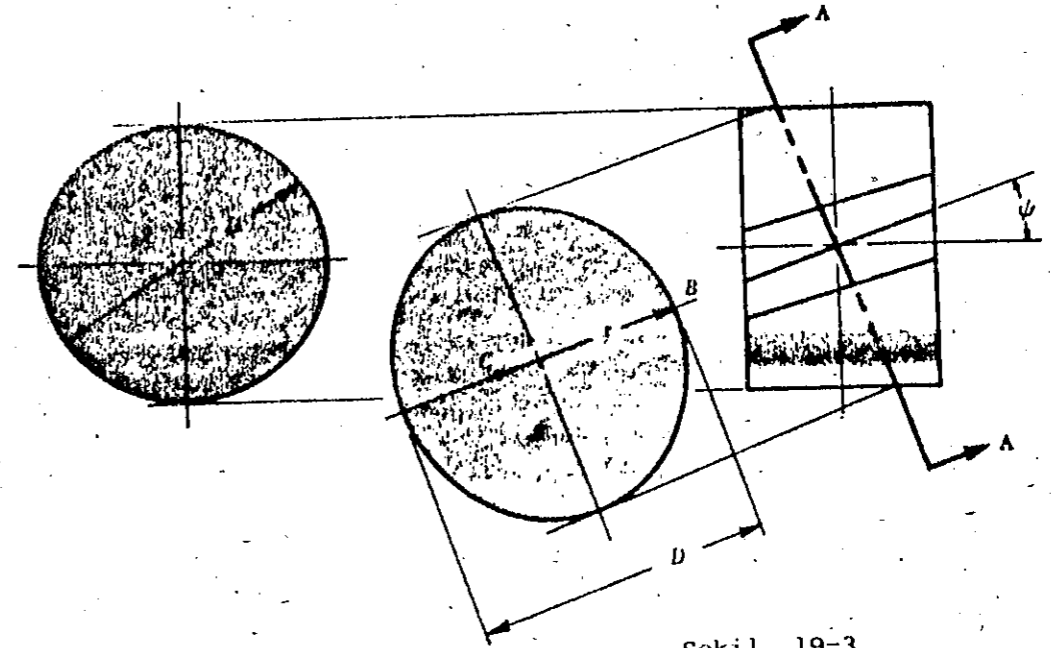
Çözümlü Problemler

1. Bir helis dişlide N_f , zahiri diş sayısı için, ψ helis açısı ve N , hakiki diş sayısı cinsinden uygun ifadeyi çıkarınız.

Çözüm:

Aşağıdaki Şekil. 19-3'de, D çaplı bölüm dairesinde, helis dişlinin bir dişi görünmektedir. Normal düzlemdeki A-A kesitini ele alınız. Bu kesit çapı D olan bir elips olacaktır. B noktasındaki eğrilik yarıçapı,

$$r = \frac{D}{2 \cos^2 \psi} \quad (\text{analitik geometriden})$$



Şekil. 19-3

B deki dişin şekili, r yarıçapındaki silindirde görülene benzerdir ve bu yüzey üzerindeki diş sayısı, N_f olarak tanımlanır.

$$N_f = \frac{2\pi r}{P_{nc}} = 2\pi m_n = \frac{2\pi m}{\cos \psi} = \frac{2Dm}{2 \cos^3 \psi} = \frac{N}{\cos^3 \psi}$$

2. Bir çift helis dişliden 15kW aktarması istenmektedir. Dişlilerde helis açısı 45° ve kavrama açısı 20° dir. Pinyondaki bölüm dairesi çapı 80mm ve 1000d/dk lık dönüş söz konusudur. Dişlideki bölüm dairesi çapı 320mm dir. Eğer dişliler çelik dökümden mamullerse, $s_o = 100\text{MN/m}^2$ uygun modülü ve alın enini hesaplayınız. Pinyon ısıl işlem görmüş olup, sertliği 300 brinell ve dişlideki sertlik 200 brineldir.

Çözüm:

(a) Mukavemet kontrolü için, $s_o = 100\text{MN/m}^2$ çaplar bilindiğine göre,

$$\frac{1}{m^2 y} = \frac{s_o k \pi^2 \cos \psi}{F} \left(\frac{5,6}{5,6 + \sqrt{V}} \right) = 5,424 \times 10^6 \quad (\text{müsaade edilen}) \text{ bulunur.}$$

$V = 41,9\text{m/s}$, tahmin edilen $k = 6$, $\cos \psi = 0,707$ ve $F = 15.000/41,9 = 358\text{N}$ her ikisi de aynı malzemeden olduğu için pinyon daha zayıftır.

Eğer $y \approx 0,15$, $m = 1,1$ mm ise $m = 1,25$ alınır. Şimdi, $N_p = 80/1,25 = 64$, $N_f = N/\cos^3 \psi = 64/(0,707)^3 = 181$, $y = 0,166$ (20° lik kavrama açısı kullanılmıştır) ve $\frac{1}{my^3} = 1/[(0,00125)^3 (0,166)] = 3,855 \times 10^6$ bulunur ki bu da yeterlidir. Zira, $5,424 \times 10^6$ kabul edilen değerdir.

k değeri, $k = 6(3,855/5,424) = 4,264$ e düşürülebilir. Böylece, $b = km = 16,75$ mm, elde edilir. 18 mm yi kullanınız.

(b) Dinamik kontrol için, F_w aşınma yükünü tayin ediniz. Ayrıca F_o da bulup, dinamik yük, F_d ile mukayese ediniz.

$$F_w = \frac{D_p b Q K}{\cos^2 \psi} = 3133 \text{ N (kabul edilen)}$$

$\tan \phi_n = \tan 20^\circ \cos 45^\circ$, $\phi_n = 14,43^\circ$; $b = 18$ mm; $D_p = 80$ mm; $Q = 2D_g/(D_p + D_g) = 2(320)/(80 + 320) = 1,6$; $s_{es} = 618 \text{ MN/m}^2$ zira iki dişli için ortalama brinel sayısı 250 dir. ve

$$K = s_{es}^2 (\sin \phi_n) (1/E_p + 1/E_g) / 1,4 = (618 \times 10^6)^2 (\sin 14,43^\circ) (2/200 \times 10^9) / 1,4 = 680 \text{ kN/m}^2$$

$$F_o = s_o b y \pi \cos \psi m = 830 \text{ N (kabul edilen)}$$

$$F_d = F + \frac{21V(Cb \cos^2 \psi + F) \cos \psi}{21V + \sqrt{Cb \cos^2 \psi + F}} = 1327 \text{ N}$$

$s_o = 100 \text{ MN/m}^2$, $b = 18$ mm, $y = 0,166$, $m = 1,25$, $F = 358$ N, $V = 41,9$ m/s ve $C = 119 \text{ kN/m}$ Hasas bir işleme için, profildeki hata 0,01 mm dir.

Ön çalışma için $m = 1,25$ yeterli değildir. Zira, F_d , F_o dan büyüktür. Mamafih, dizaynı aşınma açısından yeterli sayılabilir. Çünkü, aşınma yükü, dinamik yükten daha büyüktür. Aynı malzeme muhafaza edilirse, modülü artırmak gerekli olabilir ve/veya, alın eninide artırmak gerekebilir. Ard arda gelen denemelerle, modülün 2 mm ve alın eninin 20 mm olacağı ve bunların yeterli bir dizayn için yeterli olacağı görüldü. Böylece, $N_p = 40$, $N_f = 113$, $y = 162$, $F_w = 3482$ N, $F_o = 1439$ N ve $F_d = 1406$ N bulunur.

3. 23° lik helis açısına sahip bir çift helis dişli pinyonun 10.000 d/dk. sında 2,5 kW aktaracaktır. Hız oranı, 4:1 dir. Her iki dişli sertleştirilmiş çelikten mamul olup, kabul edilen $s_o = 100 \text{ MN/m}^2$ Her iki dişli için geçerlidir. Dişlilerde kavrama açısı 20° dir. Pinyonda 24 diş bulunmaktadır. Dişliler için minimum çaplarla, gerekli brinel sertliğini hesaplayınız.

Çözüm:

(a) Önce mukavemet kontrolü yapınız. Eş çalışan iki dişliden pinyon daha zayıftır.

Çaplar bilinmediğinden, Lewis ifadesinin aşağıdaki şeklini kullanınız ve

$$s = \frac{2M_t}{k y n^2 N \cos \psi m^3} = \frac{0,0263}{m^3}$$

elde ediniz. Pinyondaki tork $M_t = \frac{2500 \times 60}{10,000 \times 2\pi} = 2,39$ N m, ve kabul edilen

$k = 6$, $N = 24$, $N_f = N/\cos^3 \psi = 31$, $y = 0,139$ (20° kavrama açısı kullanılmıştır) ve $\psi = 23^\circ$

Hız katsayısını 0,5 alarak, $0,0263/m^3 = 50 \times 10^6$, $m = 0,807$ mm. Standart modül 1 mm yi alınır. Sonra $D_p = 24$ mm ve $V = (0,012)(10,000 \times 2\pi/60) = 12,57$ m/s.

$$s_{\text{kabul}} = 100 \times 10^6 \left(\frac{5,6}{5,6 + \sqrt{12,57}} \right) = 61,2 \text{ MN/m}^2, s_{\text{görülen}} = \frac{0,0263}{(0,001)^3} = 26,3 \text{ MN/m}^2$$

Mukavemet açısından dizayn yeterlidir.

k değeri $k = 6(26,3/61,2) = 2,58$ e düşürülür. Şimdi, $b = 2,58\pi \times 1 = 8,10$ mm $b = 10$ mm yi kullanınız.

(b) Aşınma yükü için yapılacak kontrolde, ortalama brinel sertliği başlangıçta, 200 alınacaktır.

$$F_w = \frac{D_p b Q K}{\cos^2 \psi} = \frac{(0,024)(0,01)(1,6)(0,522 \times 10^6)}{\cos^2(23^\circ)} = 237 \text{ N (kabul edilen)}$$

$F_o = s_o b y \pi \cos \psi m = (100 \times 10^6)(0,01)(0,139)\pi \cos 23^\circ (0,001) = 402$ N kabul edilen $\tan \phi_n = \tan 20^\circ \cos 23^\circ$, $\phi_n = 18,5^\circ$, $Q = (2 \times 96)/(96 + 24) = 1,6$, $s_{es} = 480 \text{ MN/m}^2$ (Bölüm 18, Tablo III'den) ve böylece $K = 0,522 \times 10^6 \text{ N/m}^2$.

(c) Dinamik yük için kontrol yapınız. $C = 119,000 \text{ N/m}$ (Bölüm. 18 ve Tablo III kullanılarak ve hassas işleme düşünülerek).

$$F_d = F + \frac{21V(Cb \cos^2 \psi + F) \cos \psi}{21V + \sqrt{Cb \cos^2 \psi + F}} = 1181 \text{ N}$$

$$F = 2M_t/D_p = 2 \times 2,387/0,024 = 199 \text{ N.}$$

Aşınma yönünden dizayn yeterli değildir. Çünkü dinamik yük aşınma yükünden büyüktür. Dişli boyutlarını büyütme düşünerek, (her iki dişli için ve alın eni) ve daha sert malzeme kullanılabilir.

Ardarda yapılan denemelerle, yeterli çözüm şöyle olabilir:

$$m = 3 \text{ mm } D_p = 72 \text{ mm ve } V = 37,7 \text{ m/s}$$

$$b = 30 \text{ mm } k = 30/3\pi = 3,18$$

$$\text{BHN} = 250 \text{ } s_{es} = 618 \text{ MN/m}^2 \text{ ve böylece, } K = 0,866 \text{ MN/m}^2$$

$$F_w = 3533 \text{ N, } F_o = 3618 \text{ N ve } F_d = 2968 \text{ N.}$$

4. Hassas olarak işlenmiş helis dişli çarklar çifti paralel millere tespit edilmiştir. Eksenler arası 380 mm dir. Hız oranı 4:1 dir. Pinyon 10.000 d/dk da dönmektedir. Her iki dişlide aynı malzemeden yapılmıştır $s_o = 100 \text{ MN/m}^2$. Dişlerde kavrama açısı 20° ve helis açısında 45° dir. Alın eni 20 mm ve modül 1 dir. Emniyetli bir şekilde aktarılacak gücü hesaplayınız. Hesaplarınızda sadece aşınma ve mukavemeti gözönüne alınız. Her iki dişli için brinel sertliği 400 dür.

Çözüm:

$$(a) \text{ Aşınma yükünü tayin ediniz. } F_w = \frac{D_p b Q K}{\cos^2 \psi} = \frac{(0,076)(0,020)(1,6)(1,89 \times 10^6)}{\cos^2 45^\circ} = 9182 \text{ N}$$

$$D_p = 76 \text{ mm, } Q = 1,6, \tan \phi_n = \tan 20^\circ \cos 45^\circ, \phi_n = 14,43^\circ, \text{ ve } s_{es} = 1030 \text{ MN/m}^2$$

(Tablo. III, Bölüm. 18) Buradan,

$$K = s_{es}^2 (\sin \phi_n) (1/E_p + 1/E_g) / 1,4 = (1030 \times 10^6)^2 \sin 14,43^\circ (2/200 \times 10^9) / 1,4 = 1,89 \text{ MN/m}^2$$

(b) Dayanma yükünü hesaplayınız.

$$F_o = s_o b y \pi \cos \psi m = (100 \times 10^6)(0,02)(0,166)\pi \cos 43^\circ (0,001) = 737 \text{ N}$$

$$N_f = 215 \text{ dan } y = 0,166 \text{ bulunur.}$$

(c) Dinamik yükün 737 N u geçmemesi arzu edilir.

$$F_d = F + \frac{21(39,8)(119,000 \times 0,02 \cos^2 45^\circ + F) \cos 45^\circ}{21(39,8) + \sqrt{119,000 \times 0,02 \cos^2 45^\circ + F}}$$

$C = 119 \text{ kN/m}^2$ (Bölüm. 18 ve Tablo. II) ve $V = 39,8$ m/s.

Bu ifadede $F = 0$ koyarak, $F_d = 808$ N elde edilir ki, bu da F_o dan büyüktür.

Buckingham ifadesi, sıfır güçte dahi bu dizaynın yeterli olmadığı-

MUKAVEMETLİ DİZAYN, düz dişli konik bir dişli çark için Lewis ifade-sine göre yapılır. Koni tepesine doğru, dişin konikleştiği ve kesitte küçüldüğü bilinmelidir. Bu durumu düzeltmek için Lewis ifadesi, aşağıdaki şekilde değiştirilebilir.

$$\text{Aktarılacak } F \text{ kuvveti, } F = sby\pi \left(\frac{L-b}{L} \right) m$$

- s = Müsaade edilebilir eğilme gerilmesi, N/m^2
 y = Diş sayısı ve diş profiline göre seçilecek tork katsayısı,
 L = Koniklik boyu, m eş çalışan dişlerin yarıçaplarının karelerinin toplamının kareköküne eşittir. (90° de kesişen miller için).
 b = Dişlinin alın eni, m
 m = En büyük diş enine kesitine göre modül değeri.

İmalatı kolaylaştırmak ve aynı zamanda konik dişlilerin başarılı operasyonları için, alın eninin $L/3$ ve $L/4$ ile sınırlandırılmıştır. L koniklik mesafesidir. Genel olarak, alın enini $L/3$ e yakın olarak, fakat hiçbir zaman $L/3$ den büyük imal etmemekteyiz. Mukavemet düşünülerek yapılacak dizaynda, dişli çapı bilinsede, bilinmesede durum değişmez. Çap bilindiği zaman, modifiye edilmiş Lewis ifadesi şu şekilde kullanılabilir.

$$\frac{1}{my} = \frac{sby\pi}{F} \left(\frac{L-b}{L} \right) = \text{Müsaade edilen değer}$$

Yukarıdaki ifadenin sağ tarafındaki bütün terimler, malzeme tanımladıktan sonra tayin edilebilir. Aktarılan F kuvveti, zayıf dişlideki torkun, bölüm dairesi yarıçapına bölünmesiyle bulunabilir. Alın eni ise, $L/3$ olarak alınabilir. Müsaade edilen s , gerilmesi aşağıda izah edileceği üzere bulunabilir. Böylece, yukarıdaki ifade, böylece $1/my$ nin tayini sağlarken, uygun m değerinin de bunu sağlaması gerekmektedir.

Çap bilinmiyorsa, Lewis ifadesinin aşağıdaki şeklini kullanmak uygun olur.

$$s = \frac{2M_t}{m^2 b y \pi N} \left(\frac{L}{L-b} \right) = \text{hakiki gerilme} < \text{müsaade edilen gerilme}$$

Bu ifadeye aşağıdaki değerler yerleştirilecek olursak, hakiki gerilme, m^3 cinsinden bulunabilir.

$$\text{Let } b = \frac{L}{3} = \frac{mN_p}{6} \sqrt{1+R^2} \quad \text{ve} \quad \text{Let } \frac{L}{L-b} = \frac{3}{2} \quad \text{alınabilir.}$$

N = Zayıf dişlideki hakiki diş sayısı

N_p = Pinyondaki diş sayısı

R = Pinyona ait açısal hızın, dişlinin açısal oranıyla bulunan bir katsayı

Mukavemet düşünülerek, yapılan dizaynda, ilk yaklaşım olarak, kontrol aşınma ve daha sonra inceleneceği üzere dinamik etki için yapılacaktır.

MÜSAADE EDİLEN GERİLMELER, Ortalama şartlar için, s ,

$$s = s_0 \left(\frac{6}{6+V} \right) \text{ kesme dişler, veya } s = s_0 \left(\frac{5,6}{5,6+\sqrt{V}} \right) \text{ dökümden doğrudan}$$

imal edilmiş dişler, s_0 dayanma mukavemeti, olup gerilme konsantrasyonu için düzeltilmiş haldedir. s_0 için yaklaşık değer, kopma mukavemetinin $1/3$ ü kadardır. Bu da ortalama gerilme konsantrasyonuna bağlıdır. V , bölüm dairesine ait çizgisel hızdır, m/sn .

EŞDEĞER, diş sayısı, N_f , konik dişlide hakiki dişlisiyle aynı bölüm dairesine sahip, bölüm dairesi yarıçapının, arka koni yarıçapına eşit imal edilerek elde edilecek diş sayısı olarak tanımlanır.

$$N_f = N / \cos \alpha$$

N = Dişli çarktaki diş sayısı ve α = taksimat konisi açısı veya yarı koniklik açısı.

SINIRLANDIRILMIŞ AŞINMA YÜKÜ, F_w , aşağıdaki şekilde tayin edilebilir.

$$F_w = \frac{0,75 D_p b K Q}{\cos \alpha} \quad (\text{müsaade edilen değer})$$

$D_p, b, K,$ ve Q düz dişlilerde olduğu gibidir. Sadece, Q formatif diş sayısına bağlıdır ve α da pinyondaki piç açısıdır.

SINIRLANDIRILMIŞ DAYANMA YÜKÜ, F_o , aşağıdaki şekilde tayin edilebilir.

$$F_o = s_0 b y \pi \left(\frac{L-b}{L} \right) m \quad (\text{müsaade edilen değer})$$

DİNAMİK YÜK, F_d , dinamik etkilerden dolayı, aktarılan yük ile, ilave yükün toplamı olarak tanımlanır ve

$$F_d = F + \frac{21V(bC+F)}{21V+\sqrt{bC+F}}$$

şekliyle tayin edilir. Semboller düz dişlide olduğu gibidir. $F_d < F_w$ olmalı ve $F_d < F_o$ olmalıdır.

AKTARILAN GÜÇ DEĞERİ, Amerikan Dişli İmalatçılar Standartları tarafından tavsiye edilen (AGMA), düz ve spiral konik dişliler için SI birimleriyle tanımlanmak üzere,

$$\text{kw olarak, } = \frac{msnD_p b y \pi}{19,100} \left(\frac{L-0,5b}{L} \right) \left(\frac{5,6}{5,6+\sqrt{V}} \right)$$

s = Sertleştirilmiş dişliler için, zayıf dişliye ait brinell sertliğinin 1,7 katı kadar MN/m^2 ve imal edildikten sonrada sertleştirilmiş dişliler içinde geçerlidir.

s = Semantasyon ile sertleştirme görmüş dişlilerden, zayıf olana ait brinell sertliğinin 2 katı kadar.

n = Pinyonun dönüş hızı, d/dk

m = metre olarak, modül

Diğer semboller daha önce verildiği gibidir.

AŞINMA GÜCÜ DEĞERİ, AGMA standartları tarafından tavsiye edilmiş haliyle ve SI birimlerinde,

kw olarak, güç = $0,8 C_m C_B b$

kw olarak, güç = $C_m C_B b$

Düz dişliler için,

Helis konik dişliler için.

C_m = sayfa 244 de verilmiş, malzemeye ait katsayısı

n = Pinyonun dönüş hızı, d/dk

$$C_B = \frac{D_p^{1,5} n}{0,032} \left(\frac{5,6}{5,6+\sqrt{V}} \right)$$

MALZEME KATSAYISI C_m İÇİN KISMI LİSTE

Dişli çark		Pinyon		C_m
Malzeme	Brinell	Malzeme	Brinell	
I	160-200	II	210-245	0,30
II	245-280	II	285-325	0,40
II	285-325	II	335-360	0,50
II	210-245	III	500	0,40
II	285-325	IV	550	0,60
III	500	IV	550	0,90
IV	500	IV	550	1,00

I = Tavllanmış çelik

III = Yağ veya suda sertleştirilmiş çelik

II = Isıl işlem görmüş çelik

IV = Semente edilmiş çelik

Teçrübelerle görülmüştürki, Dökme demir dişler, yeterince mukavim olsalar bile, aşınma yönünden zayıf olacaklardır. Eğer çelik dişli aşınma şartlarını karşılayabiliyorsa yeterince mukavim olabilir.

Çözümlü Problemler

1. Dökme demirden mamul bir dişlide, bölüm dairesi çapı, D_p , 600mm dir. Piç açısı ise, $\alpha = 30^\circ$ dir. Modül 2,5 dur. F_o ı tayin ediniz. Dişlilere ait kavrama açısı 20° dir.

$$\text{Çözüm: } F_o = m s_o b y \pi \left(\frac{L-b}{L} \right) = (0,0025)(55 \times 10^6)(0,2)(0,149)\pi \left(\frac{0,6-0,2}{0,6} \right) = 8,58 \text{ kN}$$

$$s_o = 55 \text{ MN/m}^2 \text{ dökme demir için } L = D/(2 \sin 30^\circ) = 600 \text{ mm}, b = L/3 = 200 \text{ mm}$$

$$y = 0,149 \left(N_f = \frac{N}{\cos \alpha} = \frac{600/2,5}{\cos 30^\circ} = 277 \right) \text{ diş den}$$

2. İki çelik konik dişli, 250 lik brinell sertliğine sahip olarak, 90° lik millerde irtibatı sağlamaktadır. Kavrama açısı $14\frac{1}{2}^\circ$, ve modül 4 tür. Pinyondaki diş sayısı 30 ve dişli çarktaki ise 48 dir. Alın eni 40mm ise, F_w aşınma yükünü hesaplayınız.

$$\text{Çözüm: } F_w = \frac{0,75 D_p b K Q}{\cos \alpha} = \frac{(0,75)(0,120)(0,04)(673.000)(1,44)}{0,848} = 4114 \text{ N}$$

$$D_p = m \times N_p = 4 \times 30 = 120 \text{ mm}, D_g = m \times N_g = 4 \times 48 = 192 \text{ mm}$$

250 BHN için, $K = 673 \text{ kN/m}^2$ (Bölüm 18, Tablo. III).

$$Q = \frac{2N_f(\text{dişli})}{N_f(\text{Pinyon}) + N_f(\text{dişli})} = \frac{2(90,6)}{35,4 + 90,6} = 1,44$$

$$N_f(\text{dişli}) = \frac{N_g}{\cos \alpha(\text{dişli})} = \frac{48}{0,53} = 90,6 \quad N_f(\text{pinyon}) = \frac{N_p}{\cos \alpha(\text{pinyon})} = \frac{30}{0,848} = 35,4$$

$$\cos \alpha(\text{dişli}) = \frac{R_p}{L} = \frac{60}{113,2} = 0,53, \quad \cos \alpha(\text{pinyon}) = \frac{R_g}{L} = \frac{96}{113,2} = 0,84, \quad L = \sqrt{R_p^2 + R_g^2} = 113,2 \text{ mm}$$

3. Dökme demirden mamul iki dişli 4,5m/sn lik bölüm dairesi çizgisel hızında 2kW aktarmaktadır. Dişlilerde alın eni 20mm dir. F_d dinamik yükünü hesaplayınız. Dişliler hassas olarak işlenmiş olup, kavrama açısı $14\frac{1}{2}^\circ$ dir.

Çözüm:

$$F_d = F + \frac{21V(Cb + F)}{21V + \sqrt{Cb + F}} = 444 + \frac{21 \times 4,5(55.000 \times 0,02 + 444)}{21 \times 4,5 + \sqrt{55.000 \times 0,02 + 444}} = 1535 \text{ N}$$

$$F = \text{Güç} / V = 2000/4,5 = 444 \text{ N}$$

$C = 55 \text{ kN/m}$ (Hassas işlenmiş dişlilerde, düz dişlilerde olduğu gibi, Bölüm 18, Tablo III)

4. Dökme demirden mamul iki dişli, 80mm ve 100mm lik çaplara haizdirler. Pinyonun 1100d/dk sında $2\frac{1}{2}$ kw lik güç aktarılmaktadır. Diş profilleri $14\frac{1}{2}^\circ$ kavrama açısına sahip olup, $s_o = 55 \text{ MN/m}^2$ alınabilir.
(a) b enini ve Lewis ifadesiyle mukavemet düşünülerek, m modülünü hesaplayınız.
(b) Dinamik yük ve aşınma açısından dizaynı kontrol ediniz. $C = 110 \text{ kN/m}$.

Çözüm:

Pinyon ve dişli aynı malzemeden mamul olduklarından pinyon daha zayıftır.

(a) Mukavemet düşünülerek yapılan dizayn,

$$\frac{1}{m y} = \frac{s b \pi}{F} \left(\frac{L-b}{L} \right) = \frac{(31,1 \times 10^6)(0,022)\pi}{597} \left(\frac{64-22}{64} \right) = 2363$$

$$s = s_o \left(\frac{6}{6+V} \right) = 55 \times 10^6 \left(\frac{6}{6+4,61} \right) = 31,1 \text{ MN/m}^2, \quad V = \frac{0,08}{2} \left(\frac{1100 \times 2\pi}{60} \right) = 4,61 \text{ m/s}$$

$$b = L/3 = 64/3 = 21,3 \quad 22 \text{ mm kabul edelim. } L = \sqrt{R_p^2 + R_g^2} = \frac{1}{2} \sqrt{80^2 + 100^2} = 64,0 \text{ mm}$$

$$F = \text{Güç} / V = 2750/4,61 = 597 \text{ N}$$

Sonra, eğer $y \approx 0,1$ ve $\frac{1}{m y} = 2363$, olduğu zaman, $m = 4,23 \text{ mm}$ olur.

$m = 4$ alıp, $N_p = 80/4 = 20$, $N_f(\text{pinyon}) = 20/\cos \alpha_p = 20/0,781 = 25,6$ (eşdeğer dişler $y = 0,098$)

Şimdi, $\frac{1}{m y} = 1/(0,004 \times 0,098) = 2551$ (Çok zayıftır, zira $2551 > 2363$)

Şimdide, $m = 5$ i deneyelim. $N_p = 80/5 = 16$, $N_f(\text{pinyon}) = 16/\cos \alpha_p = 20,5$, $N_g = 100/5 = 20$, $N_f(\text{dişli}) = 20/\cos \alpha_g = 20/0,625 = 32$, $y = 0,091$ 20,5 diş için

Böylece, $\frac{1}{m y} = \frac{1}{(0,005)(0,091)} = 2198$ (yeterlidir, zira $2198 < 2363$).

(b) $m = 5$ i kullanarak, aşınma ve dinamik etkiler için kontrol yapalım.

$$F_w = \frac{0,75 D_p b K Q}{\cos \alpha(\text{pinyon})} = \frac{(0,75)(0,08)(0,022)(1330.000)(1,22)}{0,781} = 2742 \text{ N müsaade edilen}$$

$K = 1330 \text{ kN/m}^2$ dökme demir üzerindeki dökme demir. (Bölüm 18, Tablo. III)

$$Q = \frac{2N_f(\text{dişli})}{N_f(\text{pinyon}) + N_f(\text{dişli})} = \frac{2 \times 32}{32 + 20,5} = 1,22$$

$$F_o = s_o b y \pi \left(\frac{L-b}{L} \right) m = (55 \times 10^6)(0,022)(0,091)\pi(0,005) \left(\frac{64-22}{64} \right) = 1135 \text{ N}$$

F_o ye F_w nin F_d d ye eşit veya ondan büyük olması gerekir.

$$F_d = F + \frac{21V(Cb + F)}{21V + \sqrt{Cb + F}} = 597 + \frac{21 \times 4,61(110.000 \times 0,022 + 597)}{21 \times 4,61 + \sqrt{110.000 \times 0,022 + 597}} = 2522 \text{ N}$$

Aşınma açısından, dizayn yeterlidir. Fakat dinamik yük dayanma yükünden daha büyüktür.

Dayanma yükünü en azından 2522N a yükseltmek için, pinyon için daha iyi malzemenin kullanılması gerekir.

5. Bir çift konik dişliden 9kW aktarması istenmektedir. Gerekli modülü ve dişli çaplarını aşağıdaki özellikleri kullanarak hesaplayınız.

	Pinyon	Dişli
Diş sayısı	21	60
Malzeme	Çelik	Dökme demir
s_o	85MN/m ²	55MN/m ²
Brinel sertliği	200	160
Hız	1200d/dk	420d/dk
Diş profili		Aynı

Çözüm:

(a) Lewis ifadesi kullanılarak, mukavemet açısından dizayn yapılacak olursa;

Önce, eş çalışan dişlilerden hangisinin zayıf olduğunu tayin edelim. Dişlilerin mukavemeti, s_o ve y nin çarpımının bir fonksiyonudur.

$$N_f = \frac{60\sqrt{21^2 + 60^2}}{21} = 182, y = 0,120 \text{ (Dişli çark)}$$

$$\text{Pinyon için, } N_f = \frac{21\sqrt{21^2 + 60^2}}{60} = 22,2, y = 0,093.$$

$s_o y$ (Dişli çark) = $55 \times 10^6 (0,12) = 6,6 \times 10^6$, $s_o y$ (pinyon) = $85 \times 10^6 (0,093) = 7,9 \times 10^6$
Dizaynı, zayıf olan dişli için gerçekleştiriniz.

Çaplar bilinmediğinden Lewis ifadesinin aşağıdaki şeklini kullanacağız.

$$s_{\text{hakiki}} = \frac{2M_t}{m^2 b \pi y N} \left(\frac{L}{L-b} \right) < s_{\text{müsaade edilen}}$$

$$M_t = \frac{9000 \times 60}{420 \times 2\pi} = 205 \text{ N m dişli çark, ve } L = \frac{m}{2} \sqrt{N_p^2 + N_g^2} = \frac{m}{2} \sqrt{21^2 + 60^2} = 31,8 \text{ (m)}$$

$$b = \frac{L}{3} = 10,6 \text{ (m) alalım ve } \frac{L}{L-b} = \frac{3}{2}. \text{ Sonrada, } s = \frac{2 \times 205}{(10,6)\pi(0,12)(60)} \left(\frac{3}{2} \right) \frac{1}{m^3} = \frac{2,56}{m^3}$$

Hız faktörünü, yaklaşık olarak 0,5 alalım.

$$s_{\text{müsaade edilen}} \approx \frac{1}{2} (55 \times 10^6) = 27,5 \text{ MN/m}^2, m = 4,53 \text{ mm}$$

$$m = 5 \text{ i alalım. Sonra, } D_p = 300 \text{ mm, } V = \left(\frac{0,3}{2} \right) \left(\frac{420 \times 2\pi}{60} \right) = 6,60 \text{ m/s}$$

$$s_{\text{müsaade edilen}} = 55 \times 10^6 \left(\frac{6}{6+6,6} \right) = 26,2 \text{ MN/m}^2, s_{\text{hakiki}} = \frac{2,56}{(0,005)^3} = 20,5 \text{ MN/m}^2$$

$m = 5$ böylece yeterli olabilir. $b = 10,6 \times 5 = 53 \text{ mm}$.

(b) Sınma ve dinamik etkileri düşünerek kontrol yapılacak olursa,

$$F_w = 0,75 D_p b K Q / \cos \alpha = \frac{(0,75)(0,105)(600.000)(1,78)(0,053)}{0,944} = 4722 \text{ N}$$

$$Q = (2)(182)/(22,2 + 182) = 1,78, D_p = 21 \times 5 = 105 \text{ mm, } \cos \alpha_p = \frac{N_g}{\sqrt{N_p^2 + N_g^2}} = 0,944, \text{ ve}$$

$K = 600 \text{ kN/m}^2$ dökme demir dişli çark için ve 200BHN'deki pinyonla,
(Tablo III, Bölüm. 8)

$$F_o = m s_o b y \pi \left(\frac{L-b}{L} \right) = (0,005)(55 \times 10^6)(0,053)(0,12)\pi(2/3) = 3663 \text{ N}$$

$$F_d = F + \frac{21V(C_b + F)}{21V + \sqrt{C_b + F}} = 1364 + \frac{21 \times 6,6(76.000 \times 0,053 + 1364)}{21 \times 6,6 + \sqrt{76.000 \times 0,053 + 1364}} = 4889 \text{ N}$$

$$F = \frac{9000}{6,6} = 1364 \text{ N}$$

ve $C = 76 \text{ kN/m}$ (Tablo II, Bölüm 18)

$F_w > F_d$, olduğundan, dizayn aşınma için yeterlidir. Fakat, F_o in F_d ye eşit oluncaya kadar artırılmalıdır. Bu da daha iyi malzeme veya modülü artırmakla sağlanabilir.

6. 5. Problemi, $m = 5$ olarak AGMA'nın tavsiye ettiği işlemlere göre kontrol ediniz.

Çözüm:

(a) Mukavemet için yapılacak dizayndan güç değeri, 5. Probleme elde edilen değerleri için, AGMA ifadeleriyle elde edilebilir.

$$\text{Güç} = \frac{m s_n D_p b y \pi (L - 0,5b)}{191.000 L} \left(\frac{5,6}{5,6 + \sqrt{V}} \right)$$

$$= \frac{(0,005)(55 \times 10^6)(1200)(0,105)(0,053)(0,12)\pi (159 - 26,5)}{191.000} \left(\frac{5,6}{5,6 + 2,57} \right) = 20,7 \text{ kW}$$

(b) Dayanıklılık için, AGMA güç değeri,

$$\text{Güç} = 0,8(C_m C_B b) = (0,8)(0,3)(875)(0,053) = 11,12 \text{ kW}$$

$$C_m = 0,3, C_B = \frac{D_p^{1,5} n}{0,032 (5,6 + \sqrt{V})} = \frac{(0,105)^{1,5} (1200)}{0,032 (5,6 + 2,57)} = 875$$

Yukarıdaki ifade, 5 değerindeki modül, ve 0,053mm lik alın eni, AGMA ya göre, 9kW için istenenden daha emindir.

7. 14⁴ lik kavrama açısına sahip iki çelik konik dişli, pinyonun 1250 d/dk da dönmesiyle 20kW aktarmak için kullanılacaktır. Pinyon için, $s_o = 175 \text{ MN/m}^2$ ve $N = 23$ dişli çark için $s_o = 140 \text{ MN/m}^2$ ve $N = 32$. Modül 6 ve alın eni 40mm dir. AGMA dayanıklılık tavsiyelerini karşılayabilmek için, gerekli brinel sertliği ne kadar olacaktır.

Çözüm:

Gerekli malzeme, C_m in bir fonksiyonudur.

$$C_m = \frac{\text{Güç}}{0,8 C_B b} = \frac{20}{(0,8)(1304)(0,04)} = 0,4793 \text{ (ihtiyaç duyulan)}$$

$$C_B = \left(\frac{D_p^{1,5} n}{0,032} \right) \left(\frac{5,6}{5,6 + \sqrt{V}} \right) = \frac{(0,138)^{1,5} (1250)}{0,032} \left(\frac{5,6}{5,6 + 3} \right) = 1304,$$

$$D_p = 23 \times 6 = 138 \text{ mm ve } V = \frac{0,138}{2} \left(\frac{1250 \times 2\pi}{60} \right) = 9,03 \text{ m/s}$$

Bu malzemeyle, dişli için brinell sertliğinin 285 ve pinyon için, 335 olduğu görülmektedir. Bu değerler, Sayfa 244'deki tabloda görülecek, $C_m = 0,5$ lik malzeme katsayısına tekabül etmektedir.

8. 14⁴ lik kavrama açısına sahip iki çelik konik dişli, transmisyon oranı, 3 olmak şartıyla 15kW lik güç aktaracaktır. Pinyonun dönüş hızı 1800d/dk da dönmektedir. Malzeme katsayısını 0,4 olarak elde etmek için, dişlilerin sertleştirilecekleri bildirilmektedir. AGMA dayanıklılık ifadesiyle, mümkün olabilecek minimum pinyon çapını tayin ediniz.

Çözüm :

$$\text{Güç} = 0,8(C_m C_B b) = (0,8)(0,4) \left(\frac{D_p^{1,5} (1800)}{0,032} (V.F.) (0,527 D_p) \right) = 15$$

$$b = \frac{L}{3} = \frac{D_p}{6} \sqrt{1 + D_p^2/D_g^2} = \frac{D_p}{6} \sqrt{1 + 3^2} = 0,527 D_p,$$

V.H.K (hız katsayısı)nı 0,5 olarak kabul edip, $D_p \approx 100\text{mm}$ için çözümü gerçekleştiriniz. Sonra, $V = \frac{0,1}{2} \left(\frac{1800 \times 2\pi}{60} \right) = 9,43\text{m/s}$, ve $V.F. = \left(\frac{5,6}{5,6 + 3,07} \right) = 0,646$ olur. Daha önce 0,5 kabul edilmiştir. Böylece emniyetli tarafta sayılabilir.

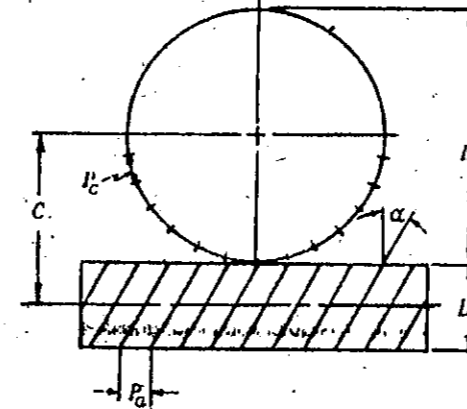
Tamamlayıcı Problemler

9. Dökme demirden mamul ($s_o = 100\text{MN/m}^2$) konik dişli çarkı pinyonu 225mm çapında olup, piç açısı 30° dir. Modül 4 dür. Dişli çark 600d/dk da dönmektedir. Mukavemet düşünülerek, AGMA tavsiyelerini kullanarak, aktarılabilecek güç miktarını hesaplayınız. Ayrıca F_o yükünü de tayin ediniz. Kavrama açısı $14\frac{1}{2}^\circ$ dir. Cev. AGMA ya göre 48,1kW, $F_o = 6911\text{N}$
10. İki çelik konik dişli aralarındaki 90° lik açı bulunan iki mil arasında irtibatı sağlamaktadır. Pinyona ait brinell sertliği 300 ve dişli çarka ait değer ise 200 dür. Modül 3 ve kavrama açısı $14\frac{1}{2}^\circ$ dur. Pinyondaki diş sayısı 40 ve çarktaki diş sayısı ise 64 dür. Alın eni 40mm ise, aşınma yükünü, F_w hesaplayınız. Cev. $F_w = 2476\text{N}$
11. Aralarında 90 lik açı bulunan iki konik dişli dökme demirden mamul olup, 1350N luk teğetsel kuvveti aktarmaktadırlar. Kavrama açısı 20° , dişliler hassas olarak işlenmişlerse de işlemedeki hatanın 0,02mm olduğu bildirilmektedir. Bölüm dairesine ait çizgisel hız 3m/s ve alın eni 50mm dir. F_d , dinamik yükünü hesaplayınız. Cev. $F_d = 4372\text{N}$
12. Bir hız düşürücü, sertleştirilmiş alaşımlı çelikten mamul iki konik dişliden oluşmaktadır. Transmisyon oranı 5 den 1 e dir. Pinyon 40kW aktarıırken 900d/dk da dönmektedir. Pinyon çapı 115mm ve kavrama açısı 20° dir. Lewis ifadesini kullanarak, alın enini ve modülü hesaplayınız. $s_o = 200\text{MN/m}^2$, her iki dişli için. Aşınmayı önleyebilmek için brinell sertliği, dişliler için ne olabilir? Cev. $m = 2,5\text{mm}$, $b = 100\text{mm}$, ortalama BHN = 253, $F_w = F_d = 15,9\text{kN}$
13. Aralarında dik açı bulunan iki mil, kavrama açısı 20° olan iki konik dişliyi irtibatlayacaktır. Hız oranı 4,5 dan 1 e dir. Pinyon malzemesinde, $s_o = 100\text{MN/m}^2$ ve dişli çarkta ise 85MN/m^2 dir. Pinyon 900d/dk da 4kW aktarmaktadır. Minimum çapları, modülü, ve alın enini hesaplayınız. Sadece mukavemet düşünülecektir. Malzeme katsayısını 0,4 olarak aşınma için minimum çapın ne olacağını, AGMA dayanıklılık ifadesini kullanarak bulunuz. Cev. Mukavemet için, $m = 3$, $D_p = 48\text{mm}$, $D_g = 216\text{mm}$, $b = 36,9\text{mm}$ (35mm kullanınız), Aşınma için, $D_p = 65\text{mm}$
14. Aralarında 90 lik açı bulunan bir çift düz dişli çark 1200d/dk da, 1,5kW aktarmaktadır. Pinyon çapı 75mm ve hız oranı 3,5 dan 1 e dir. Kavrama açısı $14\frac{1}{2}^\circ$ dir. Pinyon ve dişli çark, dökme demirden mamuldür. (55MN/m^2). Modülü ve alın enini, sadece mukavemeti düşünerek hesaplayınız. Lewis ifadesini kullanınız. Cev. $m = 1$, $b = 45,5\text{mm}$ (45mm yi kullanınız).
15. Bir çift, düz dişlere sahip konik dişli takımında kavrama açısı 20° dir. Dişliler SAE 1030 malzemeden imal edilmiştir. Pinyonun 100d/dk da dönmesiyle 6kW lık güç birbirine dik konik dişliler arasında aktarılmaktadır. Hız oranı 5:3 dür. Pinyon çapı 150mm ise, kullanılması gereken max. diş sayısı ne kadar olmalıdır? AGMA nın tavsiyelerine uyarak, mukavemet için hesaplama yapınız. AGMA aşınma kriterine göre, ne kadar güç aktarılabilir? Dişliler 225 brinell sertliğine kadar ısıl işlem görmüşlerdir. $C_m = 0,3$ ü alınız. Cev. $N_p = 75$, $N_g = 125$, 1,7kW

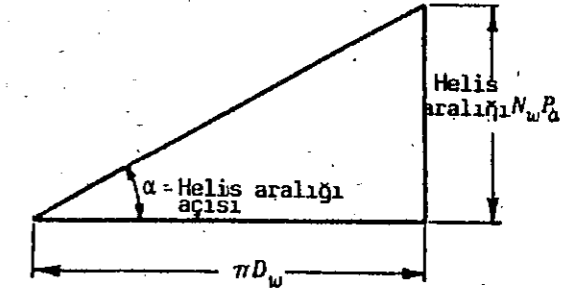
Sonsuz Vidalar

SONSUZ VIDA DİŞLİ ÇARKLAR, kesişmeyen veya çok nadir olarakda kesişen millerde yüksek hız oranlarıyla güç aktarımında kullanılırlar. Sonsuz vida düzeninde, sonsuz vida açılmış bir dişliyle, eş çalışacak başka bir dişli bulunmaktadır. Eş çalıştığı dişliye çoğu zaman sonsuz vida çarkı denilir. (Şekil. 21-1) Sonsuz vidanın aksel piçi (aksel taksimatı), çarkın dairesel piçine (taksimatına) eşittir. Helis aralığı, beher dönüşte, eksen boyunca sonsuz vida helis ilerlemesi mesafesi olarak tanımlanabilir.

Sonsuz vida dişini bir dönüş için ele alıp açacak olursak, tabanı bölüm dairesi çevresine eşit, yüksekliği sonsuz vida helis aralığına eşit bir dik üçgen ortaya çıkar. (Şekil. 21-2) helis aralığı.



Şekil. 21-1



Şekil. 21-2

Aşağıdakiler bağıntılar yazılabilir.

$$\tan \alpha = \frac{\text{helis aralığı}}{\pi D_w} = \frac{P_c N_w}{\pi D_w} = \frac{m_n N_w}{D_w} \quad \text{ve} \quad \frac{n_p}{n_g} = \frac{N_g}{N_w} = \frac{D_g}{D_w \tan \alpha}$$

n , dönüş hızı, N_w sonsuz vidadaki çıkış sayısı ve n_n , aksel modüldür. P_c , indisi, sonsuz vida çarkına ve w da sonsuz vida için kullanılmıştır.

MUKAVEMETLİ DİZAYN, sonsuz vida çarkı için, Lewis ifadesi kullanılarak sağlanabilir.

$$F = s_b y P_{nc} = s_b y n m_n$$

$F N =$ Müsaade edilen teğetsel yük, $s \text{ MN/m}^2 =$ Müsaade edilen gerilme $= s_o \left(\frac{6}{6 + V_g} \right)$

$s_o (\text{MN/m}^2) =$ Kopma mukavemetinin üçte biri kadar, gerilme konsantrasyonunun ortalama değerine bağlı olarak,

$V_g (\text{m/s}) =$ Dişlinin bölüm dairesine ait çizgisel hızı,

$P_{nc} =$ Normal dairesel taksimat (dairesel piç),

$m_n =$ Normal modül

DİNAMİK YÜK, F_d , sonsuz vida çarkında,

$$F_d = \left(\frac{b + l_g}{b} \right) F$$

ile hesaplanabilir.

F = Aktarılan hakiki teğetsel yük,

DAYANMA YÜKÜ, F_o , dişli çark için, Lewis ifadesine bağlı olarak,

$$F_o = s_o b y m n$$

AŞINMA YÜKÜ, F_w , sonsuz vida çarkı için,

$$F_w = D_g b B$$

D_g = Dişli çarktaki bölüm dairesi çapı, m

b = Dişli çark eni, m

B = Sonsuz vida ve çark kombinasyonuna bağlı olarak seçilecek bir katsayı, aşağıdaki listede olduğu üzere,

Sonsuz vida	Sonsuz vida çarkı	$B(kN/m^2)$
Sertleştirilmiş çelik	Dökme demir	345
Çelik, 250 BHN	Fosforlu bronz	415
Sertleştirilmiş çelik	Fosforlu bronz	550
Sertleştirilmiş çelik	Birden soğutulmuş fosforlu bronz	830
Sertleştirilmiş çelik	Antimuanlı bronz	830
Dökme demir	Fosforlu Bronz	1035

Yukarıdaki değerler, 10° helis aralık açısı değerine kadar uygundur. 10° ilâ 25° arasında, B için %25 artış 25° den büyük açılar için, %50 lik artışlar kullanılmalıdır.

Düz dişlilerde, helis dişlilerde ve konik dişlilerde olduğu gibi, müsaade edilen F_o ve F_w değerleri F_d dinamik yükünü geçmemelidir.

AGMA GÜÇ İFADELERİ, aşınma ve yayılan ısı kapasitesine bağlı kalmaktadır. Aşınma ele alınarak

$$P = \frac{n}{R} K Q v \quad (\text{Aşınma kontrolü})$$

P = Giriş gücü, kW

n = Sonsuz vidanın dönüş hızı, d/dk

R = Transmisyon oranı, $= n_w/n_g$

K = Eksenler arası mesafeye bağlı olmak üzere, basınç katsayısı, aşağıda listede verilmiştir.

$$Q = R/(R + 2.5)$$

v = Eksenler arası mesafeye, transmisyon oranına, sonsuz vida hızına bağlı olmak üzere bir katsayı, aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$v = \frac{2.3}{2.3 + V_w + 3V_w/R}$$

V_w = Bölüm dairesi çizgisel hızı, m/sn

Eksenler Arası $C(mm)$	$\frac{K}{\left(\frac{d}{dk}\right)}$
25	0,0092
50	0,0184
75	0,0294
100	0,0661
125	0,125
150	0,213
175	0,330
200	0,485
225	0,727

Eksenler Arası $C(mm)$	$\frac{K}{\left(\frac{d}{dk}\right)}$
250	0,881
375	2,94
500	5,87
750	21,3
1000	48,5
1250	88,1
1500	147
1750	235
2000	235

AGMA tavsiyelerine göre, aşağıdaki dizayn ifadeleri verilebilir.

$$D_w \approx \frac{C^{0,875}}{3,48} \approx 3P_c, \quad b \approx 0,73 \times \text{Sonsuz vida bölüm dairesi çapı } L \approx P_c \left(4,5 + \frac{N_g}{50} \right)$$

D_w = Bölüm dairesi çapı, m

C = Sonsuz vida eksenini ile, çarkı arasındaki mesafe, m

b = Dişli çarkın eni, m

P_c = Dişli çarkın bölüm dairesi çapı, m

L = Sonsuz vidada aksenal boy, m

Yukarıdaki ifadeler, yaklaşık olmak üzere uygun bir dişli düzeni tayininde kullanılabilir.

AGMA tavsiyelerine uyararak, 200d/dk ya kadar hızlara sahip sonsuz vida çarkları için, ısı dağılımı açısından, sonsuz vida çarkı düzeninin sınırlandırılmış giriş gücü,

$$P = \frac{3650C^{1,7}}{R + 5} \quad (\text{ısı kontrolü})$$

P = Müsaade edilen giriş gücü, kW

C = Eksenler arası mesafe, m

R = Transmisyon oranı,

Kare kesitli dişler düşünülerek, sonsuz vida çarkına ait düzende, verim.

$$\text{Verim} = \frac{1 - f \tan \alpha}{1 + f \tan \alpha}$$

f = Sürtünme katsayısı

α = Helis aralığı açısı

Eğer verim %50 den daha düşükse düzenin otoblokajlı olduğunu gösterir. Bu da çarka tork tatbik edilerek, döndürülemez anlamına gelmektedir. Bu karakteristik, bazı kullanım alanlarında faydalı emniyetli bir özellik olabilir.

Çözümlü Problemler

1. Üç ağızlı sonsuz vidada bölüm dairesi çapı 100mm ve aksenal pitch (eksenel taksimat) 20mm dir. Helis açısını hesaplayınız.

Çözüm:

$$\tan \alpha = \frac{\text{helis aralığı}}{\pi D_w} = \frac{(0,02)(3)}{\pi(0,1)} = 0,191, \quad \alpha = 10,81^\circ$$

2. Sonsuz vidalı bir hız düşürücü ünitesinde eksenler arası mesafenin 400mm olduğu söylenmektedir. AGMA tavsiyelerine uyarak, sonsuz vidaya ait çapı ne olabilir? Ayrıca sonsuz vidaya ait bölüm dairesi çapını da hesaplayınız.

Çözüm:

$$D_w \approx \frac{C^{0,875}}{3,48} = \frac{0,4^{0,875}}{3,48} = 0,129m = 3P_c. \text{ Sonra, } P_c = P_d = 0,043m; 45mm \text{ yi kullanınız.}$$

3. Sonsuz vidalı bir hız düşürücüde eksenler arası mesafenin 250mm olduğu bilinmektedir. Transmisyon oranı 14 dür. Mukavemet ve aşınma değerleri aşılmamak şartıyla dişlide aşırı ısınma düşünülmez, giriş gücünü hesaplayınız.

Çözüm: Isı dağılımı açısından, müsaade edilen giriş gücü değeri =

$$\frac{3650C^{1,7}}{R+5} = \frac{3650(0,25)^{1,7}}{14+5} = 18,2kW$$

4. Sertleştirilmiş çelikten mamul sonsuz vida ile 20 kavram açısına sahip fosforlu bronzdan mamul bir sonsuz vida çarkından oluşan bir hız düşürücü üniteye transmisyon oranı 40:1 dir. Eksenler arası mesafe 300mm dir. Sonsuz vidanın dönüş hızı 1500d/dk ve çapı 125mm dir. Aşınma düşünülerek, AGMA ya göre emniyetli giriş gücü ne olabilir?

Çözüm:

$$P = \frac{n}{R} KQm = 10,8kW$$

$$n = 1500 \text{ d/dk } R = 40, K = 1,71 \text{ (interpolasyon ile)}$$

$$Q = R/(R+2,5) = 0,94$$

$$v = \frac{2,3}{2,3 + V_w + 3V_w/R} = 0,179, \text{ ve } V_w = \text{sonsuz vida bölüm dairesi çizgisel hızı}$$

$$= \left(\frac{0,125}{2}\right) \left(\frac{1500 \times 2\pi}{60}\right) = 9,82m/s$$

5. Sertleştirilmiş çelikten mamul sonsuz vida ile 20° kavrama açısına sahip fosforlu bronzdan mamul bir sonsuz vida çarkından oluşan bir hız düşürücü ünite için, giriş gücü kapasitesiyle, dizaynı tamamlayınız. C mesafesi, 200mm, R transmisyon oranı 10 ve sonsuz vida hızı 1750 d/dk dir.

Çözüm:

(a) $D_w, D_g, m_a, N_w, N_g, \alpha, b,$ ve L i tayin ediniz.

$$D_w \approx C^{0,875}/3,48 = 0,0703m. \text{ Eksenel modül } m_a = 3\pi/D_w = 7,45mm \text{ } m_a = 8mm \text{ yi kullanınız. } D_g = 2C - D_w = 2 \times 200 - 70,3 = 330mm \text{ } D_w \text{ birinci tayinine göre,}$$

Şimdi, $N_g/N_w = 10 = D_g/m_a N_w$. Sonra, N_w nin çeşitli değerleri için, D_g nin hakiki değeri tayin edilebilir.

N_w	1	2	3	4	5
D_g mm	80	160	240	320	400

Böylece, çarkın çapı 320mm olarak alınabilir. (330'a yakın) ve sonsuz vida çapı neticede $2C - D_g = 80mm$ olacaktır. Bu değerler istenen değerlere yakın değerlerdir.

$$\text{Sonsuz vida 4 ağızlı diş olacağı için, } \tan \alpha = \frac{m_a N_w}{D_w} = \frac{8 \times 4}{80} = 0,4, \alpha = 21,8^\circ$$

Alın eni, $b = 0,73D_w = (0,73)(80) = 58,4mm$ 60mm yi kullanınız.

(b) Dişli çarkın kapasitesini aşağıdaki şekilde tayin edebiliriz.

$$F = s_b y m_n = 8765N \text{ (aktarılan emniyetli yük)}$$

$$s_o = 55MN/m^2 \text{ fosforlu bronz için } V_g = \frac{0,32}{2} \left(\frac{175 \times 2\pi}{60}\right) = 2,93m/s \text{ } s = s_o \left(\frac{6}{6+V_g}\right)$$

= 37MN/m², $\phi = 20^\circ$ ve $N_g = 10N_w = 40 \text{ } y = 0,146$ elde edilir. (Böl. 18, Tablo I'den)

$$\text{ve } m_n = \frac{m_a}{\cos \alpha} = \frac{8}{\cos 21,8} = 8,62$$

Aktarılan yük, F için, $F = 8765N$, dinamik yük yaklaşık olarak

$$\left(\frac{6+V_g}{6}\right) F \approx 13,05kN \text{ bulunur. Mafatih müsaade edilen aşınma yükü,}$$

$F_w = D_g b B = 13,2kN$ dir. $B = (12,5)(550)kn/m^2$ dir. Bu değerler sertleştirilmiş çelik ve fosforlu bronz içindir. Ayrıca helis aralığı açısı 10° ve 25° dir. Dinamik yük, müsaade edilen aşınma yükünü aşmadığından, yukarıda hesaplanan emniyetli yük geçerli olur. Böylece, müsaade edilen güç, dişlideki dişin mukavemeti ve aşınma açısından, $FV_g = (8765)(2,93) = 25,7kW$

(c) Aşınma için AGMA formüllerine göre, ünitenin giriş gücü,

$$P = \frac{n}{R} KQm = 13,2kW$$

$$n = 1750d/dk, R = 10, K = 0,485 \text{ (tablodan, } C = 200mm \text{ için)} Q = R/$$

$$(R+2,5) = 0,8 \text{ } v = \frac{2,3}{2,3 + V_w + 3V_w/R} \text{ buradaki, } V_w = \frac{0,08}{2} \left(\frac{1750 \times 2\pi}{60}\right) = 7,33m/s.$$

(d) Isı dağılımı açısından giriş gücü istenecek olursa,

$$P = \frac{3650C^{1,7}}{R+5} = \frac{3650(0,2^{1,7})}{15} = 15,8kW$$

Yukarıdaki analizle, giriş gücünün 13,2kW la sınırlandırıldığı görülmektedir. Tabii ki bu sınırlamada AGMA tavsiyelerine göre belirlenmektedir.

6. Bir hız düşürücü üniteye transmisyon oranı 27 olmak şartıyla giriş gücü 3/4kW dir. Sertleştirilmiş çelikten mamul sonsuz vidada dönüş hızı 1750d/dk dir. Sonsuz vida çarkı fosforlu, bronzdan mamuldür. Kavrama açısı $14\frac{1}{2}^\circ$ dir. Mukavemet ve aşınma açısından çıkıntı boyutlarını tayin ediniz. AGMA nın aşınma ve ısı dağılım kriterlerini düşünerek, dizaynı kontrol ediniz.

Çözüm:

(a) Başlangıçta eksenler arasını denemek için seçeceğiz. Daha önceki tecrübelerimize göre, eksenler arası mesafeyi 100mm olarak alalım.

$$D_w = C^{0,875}/3,48 = 38,3mm$$

$$P_c = m_a \pi = D_w/3, m_a = 0,00407,4mm \text{ diyelim.}$$

$$D_g = 2C - D_w = 162mm. \text{ Bunlar arzulan oranlardır.}$$

$$R = N_g/N_w = 27 = D_g/m_a N_w, D_g = 108N_w$$

$N_w = 1.$ için, $D_g = 108mm$, gerekli çaptan oldukça farklı bir değerdir ve ters orantılı olmak üzere büyük D_w değerleri verir.

$N_w = 2.$ için, $D_g = 216mm$ bulunurki bu da, $(D_g + D_w)$ den dolayı çok büyük olmasına rağmen 2C den küçük olmalıdır.

$m_a = 3mm$ yi alalım. Şimdi, $N_w = 2.$ için, $N_g = 54, D_g = 162mm, D_w = 38mm, P_c = D/4$, yeterli değerler olarak kabul edilirler.

Alın eni $b = 0,73D_w = 27,7 \text{ } 30mm.$ alalım.

(b) Aşınma ve mukavemet açısından dizaynı kontrol edecek olursak,

$$F = s_b y m_n = 1582N$$

Müsaade edilen yük, F için, $m_a = 3mm$ (üstte) $y = 0,111$ (Form katsayısı tablo

sundan 54, $14\frac{1}{2}^\circ$ için) $b = 30mm$ (üstte) ve $s = s_o \left(\frac{6}{6+V_g}\right)$ dir ve $s_o = 55MN/m^2$

(fosforlu bronz için) ve $V_g = \frac{D_g}{2} \omega_g = 0,55m/s$. İstenilen aktarılan yük,

$$F = \text{Aktarılan güç}/V_g = 750/0,55 = 1364N$$

$$\text{Tahmin edilen dinamik yük } = F \frac{6+V_g}{6} = 1364(6,55/6) = 1489N$$

Müsaade edilen aşınma yükü, $F_w = D_g b B = (0,162)(0,03)(550,000) = 2673 \text{ N}$

Müsaade edilen aşınma yükünün, dinamik yükten büyük olmasından dolayı ve müsaade edilen aktarılan yükün, istenilen aktarılan yükten büyük olmasından dolayı, dizayn aşınma ve mukavemet açısından yeterlidir. Aslında, müsaade edilen güç,

$$FV_g = 1582 \times 0,55 = 0,87 \text{ kW}$$

(c) Aşınma için AGMA oranlarını kontrol edecek olursak,

$$\text{Giriş gücü} = \frac{n}{R} K Q_m = \left(\frac{1750}{27} \right) (0,0661)(0,915)(0,373) = 1,46 \text{ kW}$$

$n = 1750 \text{ d/dk}$, $R = 27$, $K = 0,0661$ (Tablodan, 100mm lik eksen mesafesi için) $Q = R/(R+2,5) = 0,915$.

$$v = \frac{2,3}{2,3 + V_w + 3V_w/R} = 0,373 \quad V_w = \frac{D_w}{2} N_w = \frac{0,038}{2} \left(\frac{1750 \times 2\pi}{60} \right) = 3,48 \text{ m/s}$$

(d) Isı dağılımı için gerekli kontrolü yapınız. Müsaade edilen giriş

$$\text{gücü} = \frac{3650C^{1,7}}{R+5} = \frac{3650(0,1)^{1,7}}{32} = 2,28 \text{ kW}$$

(e) Özet olarak,	Emniyetli güç	Bağlı olacağı konu,
	0,87	Dişli, dış mukavemeti ve aşınma
	1,46	AGMA aşınma oranları
	2,28	Isı dağılım kapasitesi

Tahminlerimize göre, Ünite 0,87kW. lık dizayn için iyi olacaktır. Daha küçük eksen mesafesi için tekrar dizayn edilebilir.

Tamamlayıcı Problemler

7. Ç ft dişli sonsuz vida da, helis aralık açısı 20° dir. 30mm lik bölüm dairesi çapı için sonsuz vidanın çapı ne olabilir? Cev. $D_w = 52,5 \text{ mm}$
8. Sonsuz vidalı bir hız düşürücüde, eksenler arası 250mm dir. Sonsuz vida çapı ve sonsuz vidanın modülü ne olabilir? AGMA tavsiyelerine uyunuz. Cev. $D_w = 85,4 \text{ mm}$, $m_a = 9 \text{ mm}$.
9. Sonsuz vidalı bir hız düşürücüde, eksenler arası 220mm ve transmisyon oranı 20 dir. Aşırı ısınmadan korunmak için yaklaşık giriş gücü ne kadar olabilir? Cev. 11,1kW.
10. Sertleştirilmiş sonsuz vida ve fosforlu bronzdan mamul vida çarkından oluşan bir hız düşürücü üniteye transmisyon oranı 20:1 dir. Sonsuz vidaya ait hız 1200d/dk ve çapı 68mm dir. AGMA aşınma ifadesine göre müsaade edilebilen yaklaşık giriş gücü değeri ne kadardır? Cev. 7,54kW.
11. Sertleştirilmiş çelikten mamul bir sonsuz vida gücü, fosforlu bronzdan mamul bir sonsuz vida çarkına 20:1 olan bir transmisyon oranıyla aktarmaktadır. Eksenler arası 400mm dir. Eksenel modülü ve helis aralık açısını, AGMA tavsiyelerine mümkün mertebe yakın değerlerde bulunuz. Cev. $m_a = 14 \text{ mm}$, $\alpha = 15,6^\circ$
12. Sertleştirilmiş çelikten mamul bir sonsuz vida 1250d/dk da dönmektedir. Adı geçen vida transmisyon oranı 15:1 olmak üzere, giriş gücünü fosforlu bronzdan mamul bir vida çarkına aktarmaktadır. Eksenler arası 220mm dir. Geri kalan dizayn değerleriyle, mukavemet, dayanıklılık ve ısı dağılımı açısından giriş gücü değerlerini hesaplayınız. Dişlerde kavrama açısı $14\frac{1}{2}^\circ$ dir. Cev. $D_g = 360 \text{ mm}$ $D_w = 90 \text{ mm}$ $N_w = 3$ $N_g = 45$ $m_a = 8 \text{ mm}$ $b = 65 \text{ mm}$ 12,9kW (mukavemet) 12,8kW (dayanıklılık) 14,5kW (ısı dağılımı)

Yuvarlama Elemanı Yataklar

TANIM. Rulmanlı yatakların kullanımı, uygun seçim, montaj, yağlama ve belirgin şartlar altında, yatakların fonksiyonlarını yerine getirebilmeleri için muhafaza gerektirmektedir.

Rulmanlı yatakların seçimi, imalatçı kataloglarından yapılır. Maalesef değişik imalatçıların katalogları, yatak seçimi için aynı metodları kullanmamaktadır. Bu da test verilerinin ve çalışma şartlarındaki farklılıklardan doğmaktadır. Mamafih yatakların kullanımı, bu bölümde özetlendiği üzere, genel bir teoriye dayanmakta ve yapılan deneyler bazı firmalarca değişik şekilde yorumlanmaktadır.

Yatakların montajı, tavsiye edilen çeşitli metodlardan birine göre yapılmakta ve kullanılacak düzene çoğu zaman ekonomik faktörler etkili olmaktadır.

Rulmanlı yataklar aynı zamanda "anti friction" sürtünmesiz yataklar diye de adlandırılırlar. Kalın film tabakası şartları altında, rulmanlı yataklar, iyi dizayn edilmiş kaymalı yataklarla kıyas edilecek değerde olabilmektedirler. Hangi türde yatak kullanılmasının gerekliliği ne karar, yani rulmanlı veya kaymalı yatak seçiminde, aşağıdaki maddelerin biri veya birçoğuna göre verilir.

- (1) Küre veya yuvarlanma elemanlarının, yuvarlanma hareketlerinden dolayı, yüksek hareket torkuna sahip olma rulmanlı yatakları avantajlı kılar.
- (2) Rulmanlı yataklar, bilhassa yüksek devir sayılarında, kaymalı yataklar gibi sessiz çalışmazlar.
- (3) Yer kısıtlaması olduğu zaman, eksenel boyutta sınırlı ise, rulmanlı yatak tercih edilir. Radyal yöndeki boy sınırlı ise, kaymalı yatak tercih edilebilir.
- (4) Elektiriki izolasyon arzu edildiğinde, tam yağlamadaki yağ filmi izolasyonun sağlanmasına yardımcı olacaktır.
- (5) Arıza ortaya çıkacağına yakın rulmanlı yatak ikaz verir. (Sesli çalışır) Kaymalı yatakda arıza belirirse, bu ani ve daha tehlikeli olabilir
- (6) Rulmanlı yataklar radyal ve eksenel yük kombinasyonunu rahatlıkla taşıyabilmesine rağmen iğne elemanlı yataklarda durum değişiktir.
- (7) Daha fazla hassasiyet için, rulmanlı yataklar ön yüklemeye tabi tutulabilir. İstendiğinde, makine tezgahlarındaki sehimleri azaltmak için rulmanlı yataklara başvurulabilir.
- (8) Rulmanlı yataklardaki boşluklar kaymalı yataklara göre daha küçük olmalıdır. Zira, dişlilerde olduğu gibi, diğer makine parçalarında çok hassas montaj söz konusu olabilir.
- (9) Daha sonra bakım gerektirmemesi için rulmanlı yataklara greb basılabilir. Yağ kullanılan rulmanlı yataklarda problem, kaymalı yataklara göre daha basittir. Rulmanlı yataklarda yağlama sisteminin arıza yapması vahim olmakla beraber, durum kaymalı yataklarda oldukça tehlike arz edebilir.

(10) Rulmanlı yataklar kısa süreler içinde aşırı yükleri taşıyabilirler.

SÜRTÜNME KATSAYISI, Rulmanlı yataklarda, hız, yük, yağ miktarı, montaj, çalışma sıcaklığıyla değişebilir. Uygun yağlama altında, yaklaşık hesapla-

malarda ve normal çalışma şartlarında sabit katsayı kullanılabilir. Aşağıdaki listede verilen değerler (1978) SKF genel kataloğundan alınmıştır.

- $f = 0,0010$ Kendi kendine salgısını alabilen yataklar için (Radyal yük)
- $f = 0,0011$ Flanşlı bilezikli, silindirik elemanlı yataklar için (Radyal.yük)
- $f = 0,0013$ Küresel elemanlı yataklar için (Radyal yük)
- $f = 0,0015$ Tek sıralı bilyalı yataklar için (Radyal yük)
- $f = 0,0018$ Küresel elemanlı yataklar için (Radyal yük)
- $f = 0,0018$ Konik elemanlı yataklar için

Yüksek viskoziteli yağların kullanılmasından dolayı sürtünme katsayısı optimum yağ miktarından daha büyüktür veya yeni yataklardaki değerler listedekilerden daha büyüktür. Keçe sürtünmeleri ihmal edilebilir. Deneylerle bulunan sürtünme katsayısı değerleri 0,0005 ilâ 0,003 arasında da değişken olmak üzere, ortalama olarak, 0,001 değeri alınabilir.

Uygun olmayan montajlarda, mil eksenine ile yatak yuvası arasındaki kaçıklıklar, yatak imalatçısının tavsiyeleri dışında olacağından, aşırı sürtünme ortaya çıkabilecektir.

$$\text{Sürtünme torqu, } M_t = Ff(D/2)$$

M_t = sürtünme torqu, Nm, F = Belirtileceği üzere radyal veya aksel yük, N , f - sürtünme katsayısı, D - yatak deliğine ait çap, m, (Pratikte sürtünme kuvveti yatak delik çapı veya mil çapına göre kullanılır).

YATAKLARDAKİ STATİK KAPASİTE, çeşitli fiziksel boyutların yanısıra, statik yükleme şartlarına bağlıdır. Statik yüke dönüştürülemeyen yatak statik kapasitesi dönüştürülene nazaran daha yüksek olacaktır. Çok küçük yükler yuvarlanma elemanında ve yuvalarda sürekli deformasyonlara neden olacak ve böylece sürtünme ve hasar olması bile sessiz çalışma sağlanamayacaktır.

Aynı çelikte kullanılabilen, hafif, orta ve ağır serisine ait yataklar Şekil. 22-1'de gösterilmiştir. Yataklardaki statik kapasite üzerine Stribeck tarafından yapılan ilk çalışma, yataklardaki temel prensip olarak yıllarca kullanılmıştır. Sonraki tecrübeler ve test verileri bu çalışmaya ilaveler yapmıştır. Daha sonra Palmgren ve AFBMA (Sürtünmesiz yatak imalatçıları birliği) tarafından çeşitli düzeltmeler, dinamik şartlara uyacak şekilde yapılmıştır. Stribeckin yaptığı çalışmalar elan yatak hesaplamalarında esası oluşturmaktadır.

Yuvarlanma elemanlı yataklarda Stribeckin ifadesi C_0 statik kapasite için,

$$C_0 = \frac{KZD^2}{5} \text{ dir. } K - \text{eleman çapına bağlı olan bir katsayı, } Z - \text{eleman}$$

sayısı D eleman çapı, iğneli yataklarda statik kapasite ifadesi ise,

$$C_0 = \frac{KZDL}{5} \text{ } K - \text{sabite, } Z - \text{eleman sayısı, } D - \text{eleman çapı, } L - \text{eleman boyu}$$

Radyal yataklardaki statik yükün hesabında kullanılacak tanım ve veriler AFBMA standartlarından alınmıştır. SI eşdeğer birimlerine dönüşümler yazar tarafından yapılmıştır.

I. RADYAL RULMANLI YATAKLAR İÇİN STATİK YÜK HESAPLAMA METODLARI

A. Tanımlar

(1) Statik yük; dönmeyen yatak üzerine etkiyen yük olarak tanımlanır.

(2) Bilya ve kanallarda makul şiddetdeki statik yük altında sürekli deformasyon çıkar ve artan yüklerle birlikte artar. Böylece, müsaade edilecek statik yük, sürekli müsaade edilen şiddetine bağlıdır. Tecrübeler göstermiştir ki, bilya çapındaki 0,0001 lik bir toplam deformasyon, aşırı yükleme halinde ortaya çıkabilir. ve yatak çalışmasını engellemek birçok yatak, kullanım alanlarında tolerans sınırlarında tutulabilir.

Bazı uygulamalarda, daha büyük toplam sürekli deformasyona izin verilebilir. Böyle bir durumda, yatak dönüş hızı düşük, pürüzsüzlük ve sürtünme gereksinimleri tam yeterli olmamaktadır. Benzer şekilde, aşırı pürüzlülük istendiğinde veya sürtünme gereksinimleri kritik olduğu sürece daha az toplam sürekli deformasyon tolerans sınırlarında tutulabilir.

Mukayeseli miktarları belirtebilmek için, basit statik yük miktarı böylece, radyal statik yük olarak tanımlanır. Bu da bilyanın ve kanalın toplam sürekli deformasyonuna bağlıdır.

Tek sıralı bilyalı yataklarda, basit statik yük miktarı yükün radyal bileşenine bağlıdır. Bu da, birbirleriyle ilişkide olmak üzere, yatak bileziklerinde sadece radyal yerdeğiştirmeye neden olabilir.

(3) Statik eşdeğer yük, statik ve radyal yük olarak tanımlanır ve bilya ve kanalda aynı toplam sürekli deformasyona neden olarak bilinirler. Yükleme şartlarında ortaya çıkar.

B. Basit statik yük miktarının ve Statik eşdeğer yükün hesaplanması

(1) Basit statik yük miktarı: Basit statik yük miktarının değeri, C_0

$$C_0 = f_0 i Z D^2 \cos \alpha$$

i = Herhangi bir yatakdaki bilya sırası sayısı

α = Temasdaki nominal açı = Yatak eksenine dik düzlemle bilya yükünün hareket çizgisi arasındaki nominal açı

Z = Her sıraya ait bilya sayısı

D = Bilya çapı

Değişik tipdeki yataklar için, f_0 katsayısının değerleri, ortak bir şekilde dizayn ve imal edilmek şartıyla, sertleştirilmiş çelikten mamul, Tablo I-1'de gösterilmiştir.

Tablo I-1
 f_0 katsayısı

Yatak tipi	f_0	
	Birimler kg, mm	Birimler N, m
Kendi kendine salgısını alan yataklar	0,34	$3,34 \times 10^6$
Radyal ve çevresel yivli bilya yataklar	1,25	$12,26 \times 10^6$

kg.mm kolonu, elan birçok yatak kataloglarında yatak özellikleri bu birimlerinde verilmektedir. Bunlar, maalesef SI birimlerinde değildirler.

(2) Statik eşdeğer yük: Statik eşdeğer yükü, P_0 in değeri, bileşik radyal ve itme yükleri altında radyal yataklar için,

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

$$P_0 = F_r$$

X_0 = Bir radyal katsayı, F_r = Radyal yük,
 Y_0 = İtme faktörü, F_u = İtme kuvveti

X_0 ve Y_0 değerleri Tablo. I-2'de verilmiştir.

Tablo. I-2
 X_0 ve Y_0 katsayıları

Yatak tipi	Tek Sıralı yataklar ⁽¹⁾		Çift sıralı yataklar ⁽²⁾	
	X_0	Y_0	X_0	Y_0
Radyal temaslı yivli bilyalı y ⁽¹⁾	0,6	0,5	0,6	0,5
Çevresel temaslı yivli bilyalı yatak ⁽²⁾	$\alpha = 20^\circ$	0,5	0,42	1
	$\alpha = 25^\circ$	0,5	0,38	1
	$\alpha = 30^\circ$	0,5	0,33	1
	$\alpha = 35^\circ$	0,5	0,29	1
	$\alpha = 40^\circ$	0,5	0,26	1
Kendi kendine salgısını alan y.	0,5	$0,22 \cot \alpha$	1	$0,44 \cot \alpha$

Notlar: (1) P_0 her zaman $> F_r$.

- (2) Yüz yüze veya sırt sırta monte edilmiş iki benzer tek sıralı çevresel temaslı bilyalı yataklar için, çift sıralılar tatbik edilebileceği üzere, X_0 ve Y_0 değerlerini kullanınız. Seri halde, iki veya daha fazla benzer tek sıralı çevresel temaslı bilyalı yataklar için, tek sıralı çevresel temaslı bilyalı yataklara tatbik edilebileceği üzere, X_0 ve Y_0 değerlerini kullanınız.
- (3) Çift sıralı yatakların simetrik oldukları kabul edilir.
- (4) F_u/C_0 in müsaade edilen maksimum değeri, yatak dizaynına bağlıdır. (Yiv derinliği ve iç boşluk).

YATAĞIN DİNAMİK KAPASİTESİ, malzemenin yorulma ömrüne bağlıdır. Sürekli deformasyon ve sürtünme karıncalanmasına bağlı olan statik yük ile karşı koyulur. Genelde, düşük hızda dönen yatakta, sürtme karıncalanması eşit şekilde yayılmış olmak üzere, statik değerden daha büyüktür. Netice olarak, dönme ile daha büyük çapta sürekli deformasyona müsaade edilebilir.

Yatak ömrü, belli bir hızda, dönüş saatleri olarak tanımlandığı gibi dönüş sayısı olarak da tanımlanabilir. Tek bir yatağın ömrü değerlendirilemediği için, ömür, yatak grubunun deformansı cinsinden tanımlanabilir. Yataklar, imalatçıya bağlı olarak iki esasa göre sınıflandırılırlar:

- (1) Yatak gruplarının ortalama ömrü,
(2) Yatakların %90 ının ulaşacağı veya aşacağı ömür. AFBMA tarafından verilen değerler, yatakların %90 ının sahip olacakları ve geçecekleri ömre dayanılarak verilmiştir.

Tek bir yatağın ömrü çok nadir olarak, ortalama ömrün 4 katına çıkabilir. Yatak grubunun %50 sinin ulaşacağı veya geçeceği ömür, yatakların %90 ının ulaşacağı veya geçeceği ömrün 5 katı kadar olabilir. Tek bir yatağın maksimum ömrü, minimum ömrün 30 ilâ 50 katı kadardır. Böylece güvenilirliğin ve bağımlılığın gerekli olduğu zamanlarda, tek bir yatak için, emniyet için daha büyük katsayılar kullanılmalıdır. Zira önceden, yatağın ortalama değerden ne kadar uzakta olacağı bilinemez.

Yatağın spesifik dinamik kapasitesi, C radyal yatakdaki sabit radyal yükünde olduğu gibi (veya dip yatağındaki sabit eksenel itme) 1.000.000 dönüşlük minimum ömür olarak tanımlanabilir. (33,3d/dk da 500 saatlik çalışmaya eşdeğerdir). Tanımdaki minimum ömür yatak gruplarının %90 ının ulaşacakları veya geçecekleri ömürdür. Spesifik dinamik kapasite, dönen iç bileziğe ve sabit bileziğe bağlıdır. (Böylece ortalama ömrün 5 defa daha fazla veya 5.000.000 dönüş bağlı kalacağını unutmayınız. Bu da, 33,3d/dk da ki dönme ile 2500 saatlik çalışmaya eşdeğerdir.

Aşağıda verilen radyal rulmanlı yataklara ait dinamik hesaplamaları AFBMA tarafından düzenlenmiştir. Tanımlar, yük hesaplamaları, ömür, eşdeğer yük ve radyal rulmanlı yataklar için gerekli sabitler AFBMA'nın izniyle yayımlanmıştır. Diğer türdeki yataklar için AFBMA tarafından hazırlanmış bilgiler burada ayrıca verilmeyecektir.

II-RADYAL RULMANLI YATAKLARDA DİNAMİK YÜK DEĞERLERİNİN HESAPLANMASI

A-Tanımlar

- 1-Herhangi bir yuvarlanma elemanında veya bilezik malzemesinde yorulma emarelerinden önce, yatağın çalıştığı dönüş sayısı (veya belirlenen sabit hızdaki süre saat olarak) bir rulmanlı yatak için ömür olarak tanımlanabilir.
- 2-Herhangi bir grup içinde ömür değeri yuvarlanma elemanlı bir yatakdakinden farklı olmayıp, ilk yorulma emarelerinin ortaya çıktığı veya grubun yüzde doksanın tamamlayacağı dönüş sayısı (veya verilen sabit hızdaki süre saat olarak) tanımlanır. Yakın bir tarihte belirlendiği üzere, tahminen yüzde ellisinde olmak üzere, yuvarlanma elemanlı bir grubun tamamlayacağı veya geçeceği ömür, ömür değerinin 5 katı kadar olacaktır.
- 3-Tek sıralı çevresel temaslı yuvarlanma elemanlı yataklarda basit yük değeri, yükün radyal bileşeniyle bağımlı haldedir. Buda yatak bileziklerinin birbirlerine bağlı olarak radyal yerdeğiştirmelerini doğurmaktadır.
- 4-Belirli özgül hızlarda, yük değeri 500 saatlik ömür değerine bağlı kalmalıdır.
- 5-Sabit hareketsiz bir radyal yük, iç bileziği döner ve dış bileziği sabit bir yatağa tatbik edildiği zaman ortaya çıkan ömür değeri, yatağın hakiki yük ve dönme şartları altında kalması halindeki ömüre eşdeğerdedir, böyle bir ortam için, yük eşdeğer yük olarak tanımlanır.

B-Basit Yük Değeri, Ömür Değeri Ve Eşdeğer Yük

1-Yeni buluşlaş ve gelişmelerin neticesi olarak zaman zaman bu tavsiyelerin gözden geçirilmesi yerinde olur.

2-Basit yük değeri: Basit yük değeri C , radyal ve çevresel temaslı yuvarlanma elemanlı yataklar için, yuvarlanma elemanları çapları 25.,4 mm den büyük olmamak şartıyla,

$$C = f_c (i \cos \alpha)^{0.7} Z^{2/3} D^{1.8}$$

24.4 mm den büyük çaptakiler için, N ve m birimleri kullanılırsa,

$$C = f_c (i \cos \alpha)^{0.7} Z^{2/3} 0.23 D^{1.4}$$

25.4 mm den büyük çaptakiler için, kg ve mm birimleri kullanılırsa,

$$C = f_c (i \cos \alpha)^{0.7} Z^{2/3} 3.647 D^{1.4}$$

ifadeleri kullanılır.

i =Bir yatakdaki yuvarlanma elemanı sıra sayısı
 α =Nominal temas açısı=yatak yükünün etkisi hattıyla yatak düzlemine dik düzlem arasındaki normal açıdır.

z =Bir sıradaki yuvarlanma elemanı sayısı

D =Yuvarlanma elemanı çapı

f_c =Kullanılan birimlere, yatak elemanları geometrisine, yatağın çeşitli parçalarının imal ediliş ve malzeme hassasiyetine bağlı bir katsayı

f_c değerleri, Ek I (sahife 262), tablo II-1 deki f_c/f değerlerinin f ile çarpımıyla elde edilir.

Tablo II-1

 f_c katsayısı

$\frac{D \cos \alpha}{d_m}$ (1)	f_c		
	Tek sıralı radyal temaslı tek ve çift sıra, çevresel temaslı, yivli bilyalı yatak	Çift sıra radyal temaslı yivli bilyalı yatak	Kendi kendine salıncılabilen bilyalı yatak
0,05	0,476	0,451	0,176
0,06	0,500	0,474	0,190
0,07	0,521	0,494	0,203
0,08	0,539	0,511	0,215
0,09	0,554	0,524	0,227
0,10	0,566	0,537	0,238
0,12	0,586	0,555	0,261
0,14	0,600	0,568	0,282
0,16	0,608	0,576	0,303
0,18	0,611	0,579	0,323
0,20	0,611	0,579	0,342
0,22	0,608	0,576	0,359
0,24	0,601	0,570	0,375
0,26	0,593	0,562	0,390
0,28	0,585	0,552	0,402
0,30	0,571	0,541	0,411
0,32	0,558	0,530	0,418
0,34	0,543	0,515	0,420
0,36	0,527	0,500	0,421
0,38	0,510	0,484	0,418
0,40	0,492	0,467	0,412

Notlar: (1) d_m - Bilya grubunun bölüm dairesi çapını gösterir. Tabloda dışındaki $\frac{D \cos \alpha}{d_m}$ değerleri için, f_c değerleri lineer interpolasyonla elde edilir.

(2) a. Basit bir yükleme miktarını hesaplariken, iki benzer tek sıralı radyal temaslı bilyalı yataklarda, dublex montajlı olmak şartıyla, çift, çift sıralı radyal temaslı bilyalı yatak ele alınır.

b. Basit yükleme miktarı hesaplanırken, iki benzer tek sıralı çevresel temaslı bilyalı yataklar dublex montajlı olmak şartıyla, yüz yüze veya sırt sırta çiftleri, bir çift sıralı çevresel temaslı yatak olarak ele alınır.

c. Basit yük miktarı hesaplanırken, iki veya daha fazla benzer tek sıra çevresel temaslı bilyalı yataklar seri halde monte edilmiş halde, uygun şekilde imal edilmiş olarak eşit yük dağılımında, kombinasyon değeri, tek sıralı bilyalı yatağın 0,7 kuvveti kadar yatak sayısı olarak bilinir. Bu dip notun tatbik edilmediği, bazı teknik nedenlerden dolayı, birim değiştirilebilen tek sıralı yataklarda olduğu gibi ele alınabildiği unutulmamalıdır.

3. Çalışma ömrü: Bilyalı yataklar için L çalışma ömür değeri yaklaşık olarak, $L = (C/P)^3$ milyon dönüş

P = eşdeğer yük

4. Eşdeğer yük: Konvansiyonel tipde radyal ve çevresel temaslı, bilyalı yataklar için eşdeğer yük, P nin değeri sabit ve sabit aksenal yükler için,

$$P = XVF_r + YF_a$$

X = Bir radyal durum katsayısı, Y = bir itme katsayısı F_a = itme yükü

V = Bir dönme katsayısı F_r = radyal yük

X, V ve Y değerleri Tablo. II-2'de verilmiştir. Yeterli deneysel ispat olmadığından V - katsayısı, ön tedbir olarak kullanılır.

Tablo. II-2
 X, V ve Y katsayıları

Yatak tipi	Yükü göre iç biluzuk sabit hareketli		Tek sıralı Yataklar (2)		Çift sıralı yataklar (3)				e									
	Rotat- ing	Station- ary	$\frac{F_a}{VF_r} > e$		$\frac{F_a}{VF_r} < e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$											
			X	Y	X	Y	X	Y										
Radyal temaslı yivli bilyalı yataklar (4)	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{ZD^2}$	Units kPa	1	1,2	0,56	1	0	0,56	2,30	2,30	0,19						
													0,014	172	1,99	1,71	1,99	1,71
	0,028	345	1,71										1,55	1,71	1,55			
	0,056	689	1,45										1,31	1,45	1,31			
	0,084	1030	1,15										1,04	1,15	1,04			
	0,11	1380	1,00											1,00				
	0,17	2070																
	0,28	3450																
	0,42	5170																
	0,56	6890																
Çevresel temaslı yivli bilyalı açılı temaslı yataklar (4)	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{ZD^2}$	Units kPa	1	1,2	0,46	1	0,78	0,78	2,78	3,74	0,23						
													0,014	172	2,40	2,78	2,40	2,78
	0,028	345	2,07										2,36	2,07	2,36			
	0,056	689	1,87										2,13	1,87	2,13			
	0,085	1030	1,75										1,87	1,75	1,87			
	0,11	1380	1,58										1,69	1,58	1,69			
	0,17	2070	1,39										1,63	1,39	1,63			
	0,28	3450	1,26										1,63	1,26	1,63			
	0,42	5170	1,21											1,21				
	0,56	6890																
10°	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{ZD^2}$	Units kPa	1	1,2	0,46	1	0,75	0,75	2,18	3,06	0,29						
													0,014	172	1,98	2,47	1,98	2,47
	0,029	345	1,76										2,29	1,76	2,29			
	0,057	689	1,63										2,18	1,63	2,18			
	0,086	1030	1,55										2,00	1,55	2,00			
	0,11	1380	1,42										1,79	1,42	1,79			
	0,17	2070	1,27										1,64	1,27	1,64			
	0,29	3450	1,10										1,63	1,10	1,63			
	0,43	5170	1,01											1,01				
	0,57	6890	1,00											1,00				
15°	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{ZD^2}$	Units kPa	1	1,2	0,44	1	0,72	0,72	1,65	2,39	0,38						
													0,015	172	1,57	2,28	1,57	2,28
	0,029	345	1,46										2,11	1,46	2,11			
	0,058	689	1,38										2,00	1,38	2,00			
	0,087	1030	1,23										1,93	1,23	1,93			
	0,12	1380	1,19										1,82	1,19	1,82			
	0,17	2070	1,12										1,66	1,12	1,66			
	0,29	3450	1,02										1,63	1,02	1,63			
	0,44	5170	1,00											1,00				
	0,58	6890	1,00											1,00				
20° 25° 30° 35° 40°	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{ZD^2}$	Units kPa	1	1,2	0,43	1	0,70	0,70	1,09	1,63	0,57						
													0,015	172	0,87	0,67	0,87	0,67
													0,029	345	0,76	0,63	0,76	0,63
													0,058	689	0,66	0,60	0,66	0,60
													0,087	1030	0,57	0,57	0,57	0,57
Kendi kendine salıncılabilen alan bilyalı yataklar	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{ZD^2}$	Units kPa	1	1	0,40	1	0,42	0,42	0,65	0,65	1,5 tan α						
													0,42	172				

Notlar: (1) Tek sıralı yatak için $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$ olduğu zaman $X = 1$ ve $Y = 0$ değerini kullanınız.

İki benzer tek sıralı çevresel temaslı bilyalı yataklar, yüz yüze veya sırt sırta monte edilmiş halde, bir çift tek sıralı çevresel temaslı bilya olarak düşünülebilir.

İki veya daha fazla benzer tek sıralı bilyalı yataklar seri halde monte edilmiş halde, bir tek sıralı bilyalı yatağa tatbik edilebilen X , Y ve e değerleri kullanılabilir. F , 20° den küçükse, F ve F_a toplam yükler olmayıp, beher tek sıralı bilya yükleridir.

(2) Maximum müsaade edilen itme yükü, yatak geometrisine bağlıdır.

(3) Çift sıralı yataklar simetrik olarak kabul edilirler.

(4) Yük veya temas açısı için X , Y ve e değerleri, Tablo. III.2' de olmadıkları takdirde lineer interpolasyonla bulunabilir.

(5) Bu standart, bilezik kızak eninin %57 olduğu yataklar için geçerlidir.

EŞDEĞER YÜK, değişen yükler altındaki şartlarda ortalama yük³ veya ortalama efektif F_m yükü ile bulunabilirki değişken yüklerle aynı ömür değerini verebilmektedir. Aşağıda çeşitli formdaki, F_m , ortalama yük³ için alternatif ifadeler verilmiştir.

Belli süre içinde, yükler sabit değerlerde ise,

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{\sum F_i^3 N_i}{L_n}} = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 N_1 + F_2^3 N_2 + F_3^3 N_3 + \dots}{L_n}}$$

F_m = Ortalama kübik yük, N

F_i = Etkiyen kuvvet, N , N_i dönme sayısı

$L_n = F_m^3$ ortalama yük kübik için toplam dönüş sayısı,

$F_1, F_2, F_3 = N_1, N_2, N_3$ dönüş hızlarında etkiyen yükler

Eğer yükler değişken iseler,

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{\int_0^{L_n} F^3 dN}{L_n}}$$

F = Herhangi bir dönüş sayısındaki yük,

N = Değişken dönüş sayısı

$L_n = F_m^3$ ortalama yük³ için, F_m dönüş sayısı cinsinden ömür,

Eğer dönüş hızı sabit ise, zaman içinde etkiyen yük,

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{\sum F^3 t}{T}} = \sqrt[3]{\frac{\int_0^T F^3 dt}{T}}$$

F = Herhangi bir t anındaki kuvvet,

T = Yük değişiminin bir çevrimi için geçen zaman.

Eğer, yük sabit ve hız değişiyorsa, ortalama hız kullanılmalıdır.

Zira, belli gerilme tekerüründen sonra, yorulma ortaya çıkacaktır.

Dinamik etki, ilave bir miktar olup, hesaba katılmalıdır. SKF tavsiye ettiği katsayılar 1 ilâ 3,5 arasında değişen sürekli yüklere bağlı eşdeğer yükün çarpılmasında kullanılır.

YATAK SEÇİMİ. Yatak seçiminde ikaz kelimesi her zaman kullanılan bir deyimdir. Her yatak imalatçısı test neticelerini değişik şekilde verirler ve değişik miktarlar kullanırlar. Onun için dizayn yapan kişinin ilgili katalogları çok iyi tanınması şarttır. Tek tek değişimler olabilir. (Yeni görüşler 3800 saatlik çalışma ve 1000d/dk lık değerler esas alınarak gerçekleştirilmiştir. 3800 saat ve 1000d/dk için, kataloglardan yapılacak dönüşümler, başka bir ömür ve başka bir hız (d/dk) aşağıdaki ifadeyle

verilmektedir.

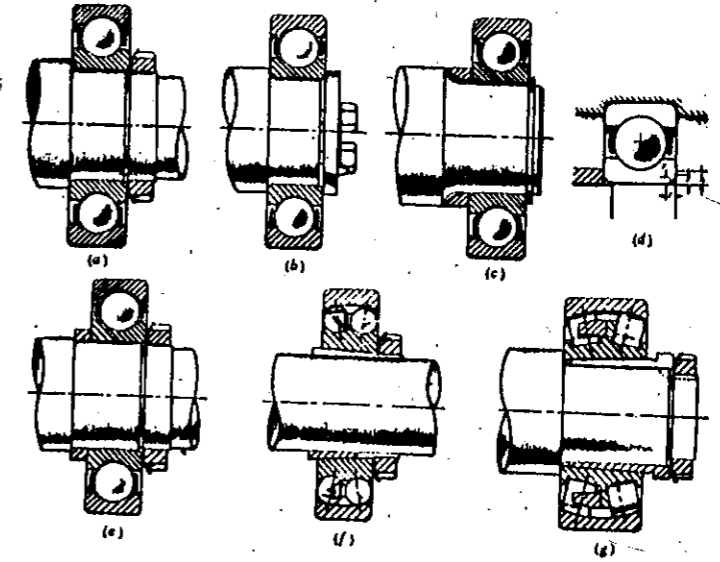
Arzulanan ömür, saat olarak = (3800 saat)

$$\left(\frac{1000d/dk}{N} \right) \left(\frac{\text{kataloğ değeri, } N, 1000d/dk}{F} \right)^4$$

N , d/dk ve F , hakiki yük olup, birimi N dir.

RULMANLI YATAKLARIN MONTAJLARI, çeşitli değişikliklerle ortaya çıkarlar. Onun için dizayn yapan kişinin önünde birçok montaj şekliinden birini seçme olanağı bulunabilir. Bunu yaparlarken maliyet, montaj kolaylığı, güvenilirlik, sökme kolaylığı, işleminde gözönünde tutulması gerekir. Özel tipdeki yatakların kullanımları ve montaj tipleri için belirlenmiş bir kural yoktur.

Gösterildiği üzere, iç bilezik malle beraber dönmekte ve iç bileziğin sabitleştirilmesi için çeşitli düzenlemeler yapılabilir. Çoğu zaman, bilya mile presle geçirilir. Mil ölçüleri, değişik uygulamalar için yatak kataloglarında verilmiştir.



Şekil: 22-2

(Şekil. 22-2), yukarıda, SKF firmasının izniyle düzenlenmiştir ve aşağıdaki detaylar gösterilmektedir.

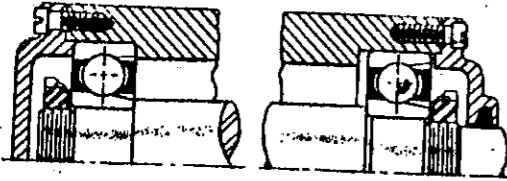
- Kilitleme somunu ve rondela gösterilmiştir.
- Vida ile tespit edilmiş plaka gösterilmiştir, (a)
- Sıkmalı bilezik ve askı ilave parça ile birlikte gösterilmiştir.
- Bindirme detayları ve faturayla yatağın teması gösterilmiştir. İşleme boyutları için rulman kataloğuna başvurunuz.
- Yatak için yeterli yer kullanılacak ara bileziği gösterilmiştir. Ara bileziği mil üzerine boşluklu yerleştirilmiştir.
- Uzun millerin kullanılması halinde, adaptör burcunun kullanımı gösterilmiştir. (İşlenmeden, soğuk haddelenmiş halde) pres geçme ile yaratılan sürtünme, burcun mil üzerinde aksel kaymasını önleyecek değerdedir.
- Değiştirilebilen burç gösterilmiştir. Zira kontrol veya makine parçasının ayarı için çıkarılıp takılma durumu ortaya çıkabilir.

Standart yatak montajında, yataklar mile kilitleme somunları ve rondelâlarla tespit edilir. (Şekil. 22-3'e bkz.) Bir yatak gövde içinde sabit tutulurken, diğeri gövde içinde aksel yönde hareket edebilmektedir. Bu hareket boyuttaki değişimler ve genişlemeyi karşılamak içindir. Soldaki yatak itmeyi her iki yönde karşılayabilir. Şekil. 22-3'den 22-8'e kadar bütün şekiller New Departure'nin izniyle basılmıştır.

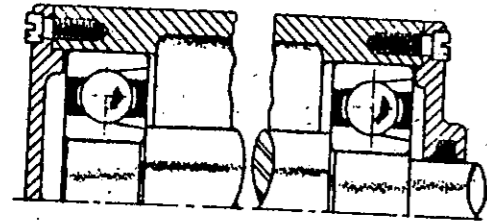
Alternatif bir düzende, aksel itmenin kısıtlanması gereken durum, Şekil. 22-4'de gösterilmiştir. Kilitleme somunu ve rondelâya ihtiyaç yoktur. Yatakların gezintisi 0,38mm ile 0,51mm arasında değişmektedir. Sağ tarafa olan itme sağdaki yatakla, sola doğru olan itme sol taraftaki yatakla alınır. Aksel gezintinin kısıtlanması söz konusu olduğu zaman, ara saçı kullanılabilir. Termal genişleme ortaya çıkarsa, böyle bir düzen için gerekli itinanın gösterilmesi şarttır.

Şekil. 22-5'de sıkmalı bilezik kullanan bir düzen gösterilmiştir.

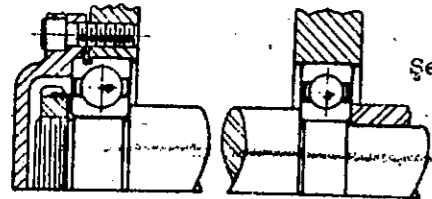
Her iki tarafında keçe ve muhafaza bulunan yatak Şekil. 22-6'da gösterilmiştir. Yatağa pislik girmesi böylece önlenir. Zira yatağın öbür ucunda yağ bulunmaktadır. Yağ buraya çarpma veya başka usullerle gelmektedir.



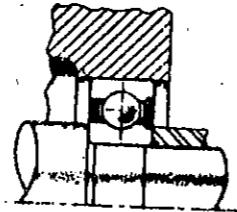
Şekil. 22-3



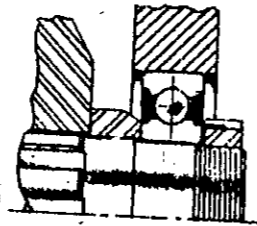
Şekil. 22-4



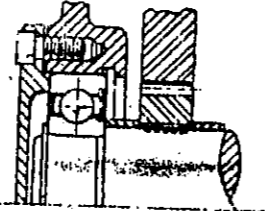
Şekil. 22-5



Şekil. 22-6



Şekil. 22-7



Şekil. 22-8

Her iki tarafında keçe ve muhafaza bulunan yatak Şekil. 22-7'de gösterilmiş olup, yatağa pislik girişi ve yataktan gres kaçıışı böylece önlenir. Yatağa gres imalatçı tarafından doldurulmaktadır.

Şekil. 22-8'de gösterilen yatakta sadece muhafaza mevcut olup, bu da yatağa makineden gelebilecek pislik ve metal parçalarının yatağa geçmesini önleyecektir. Muhafaza sadece sıçratma yoluyla gelen yağ içindeki çok ince partikülleri tutamaz.

Çalışma sırasında ortaya çıkan ısıdan yayılma ile kurtulamıyorsak, kullanım yerlerinde suni soğutma mutlaka yapılmalıdır. Yüksek yatak sıcaklığı (genellikle 90°C in üstünde, çoğu endüstriyel kullanım alanlarında 40-85°C) çoğu zaman özel yatak dizaynını gerektirecektir. Aksi takdirde yatak ömrünün azalması söz konusu olarak ortaya çıkar. Ortaya çıkan ısı ve yayılan ısı kapasitesinin tayini kritik dizaynlar için yapılmalıdır.

Çözümlü Problemler

1. 22kN luk radyal yük altındaki 55mm delik çapındaki bir tek radyal rulmanlı yatakdaki yaklaşık sürtünme gücü ne kadardır? Mil 600d/dk da dönmektedir.

Çözüm:

$$\text{Sürtünme torku, } M_t = Ff(D/2) = (22 \times 10^3)(0,0015)(55 \times 10^{-3})/2 = 0,9075 \text{ N m}$$

$$\text{Sürtünme gücü kaybı} = M_t N(2\pi/60) = 0,9075(600)(2\pi/60) = 57 \text{ W}$$

2. 2kN luk yük altında, radyal derin yivli bir yatakdaki beklenen sürtünme torku yaklaşık olarak ne kadardır? Yatak, SKF 6002 olup, delik ölçüsü, 15.000 - 14.992mm dir.

Çözüm:

$$\text{Sürtünme torku, } M_t = Ff(D/2) = (2 \times 10^3)(0,0015)(15 \times 10^{-3})/2 = 0,0225 \text{ N m}$$

3. Tek sıralı radyal derin yivli rulmanlı yatak için Stribeck ifadesini çıkarınız. Bunun için, bilyaların eşit şekilde dağıtıldığını kabul ediniz. Ayrıca, bilya üzerindeki maximum yükü hesaplayınız. (Neticeyi bilya çapı ve bilya sayısı cinsinden bulunuz.)

Çözüm:

- (a) Yatağın alt yarısındaki bilyalardan geçen, kanal üzerinde etkili kuvvetlerin düşey bileşenlerince dengelenen, C_0 radyal yükü,

$$C_0 = F_1 + 2F_2 \cos \theta + 2F_3 \cos 2\theta + \dots$$

- (b) Yukarıdaki çözümün gerçekleşmesi için ikinci kabul sapma bağıntılarından elde edilebilir. F_1 deki radyal sapma δ_1 ve F_2 deki radyal sapma δ_2 vb.

$$\delta_2 = \delta_1 \cos \theta, \quad \delta_3 = \delta_1 \cos 2\theta,$$

Kanalların çeyre boyunca dairesel kaldığı kabul edilmektedir.

- (c) Aynı zamanda, sapma bağıntıları ve aşağıda verildiği üzere, yükler Hertz gerilme ifadelerinden çıkarılır.

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{\delta_1^{3/2}}{\delta_2^{3/2}}, \quad \frac{F_1}{F_3} = \frac{\delta_1^{3/2}}{\delta_3^{3/2}},$$

- (d) (b) ve (c) nin (a) da yerine konulmasıyla,

$$C_0 = F_1 [1 + 2(\cos \theta)^{5/2} + 2(\cos 2\theta)^{5/2} + \dots]$$

- (e) θ açısı Z , bilya sayısına bağlıdır, $\theta = 360^\circ/Z$

- (f) (d)deki ifadeyi, $C_0 = F_1 M$, olarak tekrar yazalım.

$$M = [1 + 2(\cos \theta)^{5/2} + 2(\cos 2\theta)^{5/2} + \dots]$$

- (g) Stribeck'egöre, bilya sayısına bakılmaksızın, Z/M ifadesi pratikte sabit bir değerdir ve ortalama değer ise 4,37 dir. Pratikteki uygulamalar için Stribeck 5 sayısını kullanmıştır. Sonradan, tecrübelerle elde edilen neticeler, bunu doğrulamıştır. Böylece, bilyadaki max. yük, radyal yük altında bir radyal yatak için, aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$F_1 = \frac{C_0 Z}{ZM} = \frac{C_0(5)}{Z}$$

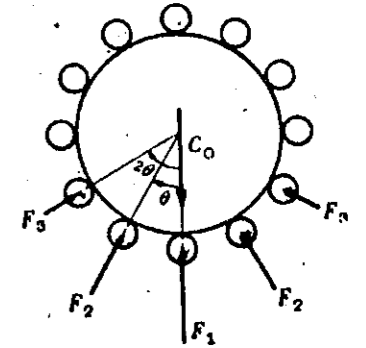
- (h) Stribeck tecrübelerle, F_1 yükünün aynı çaplı iki bilya arasında yaratacağı sürekli deformasyonda,

$$F_1 = KD^2$$

dir. K sabit bir sayı, böylece, $KD^2 = 5C_0/Z$, veya yatağın statik radyal kapasitesi,

$$C_0 = KZD^2/5$$

olmaktadır. Böylece, C_0 statik kapasite, $C_0 = KZD^2/5$. bilya üzerindeki maximum yük, $F_1 = 5C_0/Z$ olmaktadır.



Şekil. 22-9

4. Stribeck ifadesindeki K sabitesini $60,8 \times 10^6$ olarak 12mm çapındaki 9 bilyalı 208 serisindeki tek sıralı derin yivli bilyalı yatağın statik kapasitesini hesaplayınız ve bunları aşağıdaki maddelerle kıyaslayınız.
- (a) 12mm çapındaki 9 bilyalı 6208 serisindeki SKF derin yivli tek sıralı bilyalı yatak kapasitesi,
- (b) 12mm çapındaki 9 bilyalı 6208 derin yivli yatak için RHP statik değeri,
- (c) AFBMA değerlerini kullanarak, 12mm çapındaki 9 bilyalı bir tek sıralı radyal temaslı yivli bilyalı yatak için statik kapasitesini hesaplayınız.

Çözüm:

$$C_0 = KZD^2/5 = 60,8 \times 10^6 (9)(12 \times 10^{-3})^2 / 5 = 15,760N$$

- (a) SKF kataloğundan, 6208 serisi için statik kapasite, 16.600N.
- (b) RHP kataloğundan, sessiz çalışan bir 6208 serisi için değer, 15.613 N dur. Seçilmiş belli bir yatak için, aynı boyuttaki ve aynı sayıdaki bilyalar için, fark küçük olup, bu da imalatçılar tarafından değişik sabitler kullanılmasından ileri gelmektedir.
- (c) AFBMA değeri,

$$C_0 = f_0 i Z D^2 \cos \alpha = 12,26 \times 10^6 (1)(9)(12 \times 10^{-3})^2 (\cos 0^\circ) = 15,890N$$

f_0 Tablo. I-1'den alınabilir.

Statik yükten sonra, yatak yüksek hızda çalıştırılmayacaksa, yatak yükü belkide hesaplanandan 4 kat daha fazla bir değere çıkarılabilir olması çok ilgi çekicidir. ($4 \times 15,980 = 63,6kN$) ve çatlamaya yol açabilecek yük ise, yukarıda hesaplanandan yaklaşık 8 kat daha fazladır. ($8 \times 15,980 = 127kN$)

5. AFBMA verilerini kullanarak, radyal derin yivli bilyalı yatak için, eşdeğer statik yük F_r radyal yükü tatbik edilmesi halinde ne olabilir? Hesaplayınız ve itme kuvveti F dir. ($F_r = 13,2kN$ ve $F_a = 4,4kN$, $X_0 = 0,6$ ve $Y_0 = 0,5$ Tablo I-2).

Çözüm:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a = (0,6)(13,2) + (0,5)(4,4) = 10,1kN$$

Zira, P_0 , F_r ye eşit veya ondan büyük olmalıdır. Eşdeğer radyal yük = $9,78kN$.

6. AFBMA verilerini kullanarak, 9kN luk radyal yük, ve 16kN luk itme kuvvetine maruz kalan çevresel temaslı bilyalı yatak için eşdeğer radyal statik yükü hesaplayınız. ($X_0 = 0,5$ ve $Y_0 = 0,33$, temas açısı = 30° Tablo. I-2).

Çözüm:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a = (0,5)(9) + (0,33)(16) = 9,78kN$$

Zira P_0 , F_r ye eşit veya ondan büyük olmalıdır. Eşdeğer radyal yük = $9,78kN$.

7. 6. Problemi $F_a = 5,34kN$ olarak tekrar çözünüz.

Çözüm:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a = (0,5)(9) + (0,33)(5,34) = 6,26kN$$

Bulunan bu değer, F_r dan küçüktür. Böylece radyal yük 9kN olur.

8. Her ne kadar bütün yatak katalogları basit statik yük değerlerini tablo halinde veriyorlarsada 17,5mm çapında 8 bilyalı 6309 serisine tabi tek sıralı derin yivli yatak için AFBMA statik değerini hesaplayınız.

Çözüm:

C_0 , basit statik yük değeri =

$$C_0 = f_0 i Z D^2 \cos \alpha = (12,26 \times 10^6)(1)(8)(0,0175)^2 \cos 0^\circ = 30kN$$

(AFBMA standart listelerini kullanarak, SKF kataloğunda, $C_0 = 30kN$, 6309 serisi için).

9. SKF kendi kendine salgısını alabilen 1310 no'lu bilyalı yatakda spesifik dinamik kapasite $C = 33,5kN$ ($33,5kN$ luk değer, $\%90$ grubun $33,3d/dk$ da 500 saatlik ömrü olan içindir.) Yatağa aslında tatbik edilen eşdeğer radyal yük, $P = 44,5kN$ dur.
- (a) Ömrü milyon devir olarak hesaplayınız. ($\%90$ luk grubun diğer yatakları aynı sayıda çalışabileceklerdir.) Dönüş hızı $1800d/dk$ dir.
- (b) $\%90$ luk yataklar için ömrü saat olarak hesaplayınız.
- (c) Beklenen ortalama ömür saat olarak hesaplayınız.

Çözüm:

- (a) Ömür, milyon devir olarak, $= (C/P)^3 = (33,500/44,500)^3 = 0,427$ milyon devir. Yukarıdaki hesaplamalarda devir sayısının hesaba katılmadığını unutmayınız.

$$(b) \text{ Saat olarak ömür, } = \frac{0,427 \times 10^6 \text{ d} \cdot 1 \text{ saat}}{1800 \text{ d/dk} \cdot 60 \text{ dk}} = 3,95 \text{ saat}$$

Böylece, $\%90$ luk yatak grubu için beklenen ömür 3,95 saattir.

- (c) Beklenen ortalama ömür, 5 kat kadar olup veya 19,75 saattir.

10. 9. Problemde olduğu gibi, eşdeğer yükü $4450kN$ olarak problemi tekrar çözünüz.

Çözüm:

- (a) Ömür, milyon devir olarak, $= (C/P)^3 = (33,500/4450)^3 = 427$ milyon devir

$$(b) \text{ Ömür, saat olarak } = \frac{427 \times 10^6 \text{ d} \cdot 1 \text{ saat}}{1800 \text{ d/dk} \cdot 60 \text{ d}} = 3950 \text{ saat}$$

- (c) Beklenen ortalama ömür, 5 kat olup, veya 19,50 saattir.

11. Bir yatakda spesifik dinamik yük kapasitesi $40kN$ dur. $400d/dk$ da yatağın taşıyacağı eşdeğer radyal yük ne kadardır? $400d/dk$ da yatağın taşıyabileceği eşdeğer radyal yük ne kadardır? $\%90$ luk grup için, arzulanan ömür, H 5000 saattir.

Çözüm:

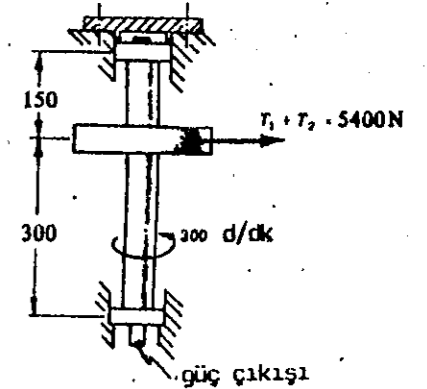
Arzulanan ömür, devir sayısı olarak $= (5000 \times 60) dk \times 400d/dk = 120 \times 10^6 d/dk$
 Ömür milyon devir sayısı olarak $= (C/P)^3$ veya $120 = (40.000/P)^3$ buradanda
 $P = 8,11kN$ bulunur.

12. $650d/dk$ da $H = 10.000$ saatlik ömür için gereken spesifik dinamik kapasite C ne olabilir. Radyal yük $P = 3kN$ dur.

Çözüm:

Arzulanan ömür, devir sayısı olarak $= (10.000 \times 60) dk \times 650d/dk = 390 \times 10^6 d$
 Ömür, milyon devir sayısı olarak $= (C/P)^3$ veya $390 = (C/3000)^3$ buradanda
 $C = 21,9kN$ bulunur.

13. Şekil. 22-10'da gösterilen düşey bir milin alt yatağı için kullanılacak derin yivli bir bilyalı yatak seçiniz. Mile hareket V-kayış sistemiyle aktarılmaktadır. Makaradaki bileşke kuvvetin ($T_1 + T_2$) olduğu bilinmektedir. Bu bileşke kuvvet $5,4kN$ dur. Seçimi yük ve 4000 saatlik ömüre göre yapınız. Mukavemet gözönüne alınarak, minimum mil çapının $25mm$ olduğu söyleniyor. Mil $300d/dk$ da dönmektedir. Bu problem için SKF yatak kataloğu kullanılacaktır.



Şekil. 22-10

- Çözüm:
 (a) Yük sürekli olsa bile, SKF kayış titreşiminin dinamik etkisi ve kayıştaki gerginliği devam ettirebilmek için gerekli ilave kuvvet için bir katsayının ele alınmasını tavsiye etmektedir. Tavsiye edilen katsayı

(b) Altındaki yatakdaki sürekli radyal yük, 1,8kN ve darbe katsayısı 2 ile, $F_r = 3,6kN$ u kullanacağız.

(c) Düşey yöndeki itme kuvveti, alttaki yatak tarafından alınmaktadır. bu da $F_a = 1500N$ dur. Ağırlık sabit olduğundan, bu yüke hiçbir dinamik katsayı tatbik edilemeyecektir.

(d) Eşdeğer radyal yük, $P = XVF_r + YF_a$

tek sıralı derin yivli yatak için,

$X =$ Aşağıda verilen radyal katsayı,

$Y =$ Rotasyon faktörü = 1,0 yüke bağlı olarak, iç bilezik dönmekte,

= 1,2 yüke bağlı olarak, dış bilezik dönmekte

$Y =$ Aşağıda verildiği üzere itme kuvveti,

$e =$ Aşağıdaki tabloda verilen referans değeri,

F_a/VF_r , e den küçük veya ona eşitse $X=1$ ve $Y=0$ değerini kullanınız.

F_a/VF_r , e den büyükse, $X=0,56$ ve aşağıdaki tablodan alacağınız Y değerini kullanınız.

F_a/C_o	0,025	0,04	0,07	0,13	0,25	0,5
e	0,22	0,24	0,27	0,31	0,37	0,44
Y	2,0	1,8	1,6	1,4	1,2	1,0

$C_o =$ Basit statik yük değeri, (kolaylık sağlamak için rulman kataloğunda tablo halinde verilmiştir). F_a/C_o , e ve Y değerleri SKF kataloğunda verildiği gibidir.

(e) Bu noktada yatak henüz bilinmediği için, gerekli sabiteyi tayin için deneme ve sınamaya metodu kullanılacaktır. Mukavemet açısından mil çapının 25mm olduğu bilindiğine göre, uygun çapı olan bir tek sıralı yatak bulalım ve kapasitesini kontrol edelim. Aşağıdaki değerler bulunmuştur:

Yatak	6005	6006	6205	6206	6305	6306	6405	6406
Delik	25	30	25	30	25	30	25	30

(f) Önce 6205 no'lu yatağı kontrol edelim. Yatak için verilen değerler $C_o = 6,95kN$, $C = 10,8kN$. Sonra, $F_a/C_o = 1500/6950 = 0,215$, (interpolasyonla), bu da $e = 0,36$ ve $Y = 1,25$ in bulunmasını sağlar.

$\frac{F_a}{VF_r} = \frac{1500}{(1)(3600)} = 0,416 > e$, $X=0,56$ ve $Y=1,25$ i kullanınız. Böylece,

$$P = XVF_r + YF_a = 0,56(1)(3600) + 1,25(1500) = 3891N$$

Beklenen ömür, $L = (C/P)^3 = (10.800/3891)^3 = 21,4$ milyon devir

Arzulanan ömür, devir sayısı olarak $= (4000 \times 60 dk)(300d/dk) = 72 \times 10^6$ Neticede, 6205 no'lu yatak bu uygulama için yeterli kapasitede değildir.

(g) 6305 no'lu yatağı deneyelim. Mil çapı isteğe uygundur. Sonra, $C_o = 11,4kN$, $C = 17,3kN$; $F_a/C_o = 0,132$; ve $e = 0,31$, $Y = 1,4$.

$$\frac{F_a}{VF_r} = \frac{1500}{(1)(3600)} = 0,417 > e; \quad X=0,56 \text{ ve } Y=1,4. \text{ Böylece}$$

$$P = XVF_r + YF_a = 0,56(1)(3600) + 1,4(1500) = 4116N$$

Beklenen ömür, $L = (C/P)^3 = (17.300/4116)^3 = 74,3$ milyon devir ve arzulan ömür, 72 milyon devirdir.

6305 no'lu yatak, gerektiğinden fazla kapasiteye sahiptir. Çap 25mm ile sınırlandırıldığı için, 6305 no'lu yatak isteğe çok yakındır. 6305 için mildeki fatura çapı 31,5mm dir.

14. 13. Problemedeki düzendeki üst bağlantı için rulmanlı yatak seçimi yapınız. Radyal yük, $F_r = 3,6kN$, arzulan ömür = 4000 saat, 300d/dk da, veya 72×10^6 devir. Herhangi bir itme söz konusu değildir. Yani, $F_a = 0$.

Çözüm:

(a) Gerekli mil çapı, minimum yatak çapından veya mil için mukavemet gereksiniminden bulunabilir. İstenen mukavemet değerleri açısından, eğilme üstteki yatakta sıfırdır. Fakat enine kesme gerilmelerine neden olan enine yük mevcuttur. Mukavemette uygun olacak şekilde uygun mil çapı seçelim.

(b) Dinamik katsayısını 2 alarak, F_r radyal yükü $3,6(2) = 7,2kN$ dur.

(c) C , gerekli spesifik dinamik kapasite $L = (C/P)^3$ den bulunabilir. $P = XVF_r + YF_a = (1)(1)(7200) + Y(0) = 7200$. Sonra $72 = (C/7200)^3$ ve $C = 29,950N$.

(d) Yatak kataloglarının incelenmesinde, aşağıdaki yataklar için, dinamik kapasite değerleri, delik ve dış çap değerleri görülmektedir.

Yatak	C N	Delik mm	Dış çap mm
6015	30.500	75	115
6211	33.500	55	100
6308	31.500	40	90
6406	33.500	30	90

(Yataklar için C değerleri, istenen $C = 29,95kN$ değerinden büyüktür. Fakat, istenen değerdede yakındır).

(e) Mildeki kesme gerilmesi 83MPa olarak seçilecek olursa, gerilmeye bağlı olarak mil çapı, $s_s = \frac{4V}{3A} \cdot 83 \times 10^6 = \frac{4(7200)}{3(\pi d^2)}$, $d = 12mm$

(d) ve (e) yi kıyaslayarak, yatak çapının mil çapına uygunluğunu görebiliriz. Eğer en küçük çapı seçeceksek, 6406 no'lu yatak kullanılabilir. Eğer en küçük dış çap kullanılacaksa 6308 veya 6406 no'lu yatak kullanılabilir. (Eğer tercih edilen mil fatura çapı düşünülürse, bunun 6308 için 48mm ve 6404 için 38mm olduğu görülür)

Böylece 6406 no'lu yatağın en küçük mil çapıyla veya 6308 no'lu yatağın büyük mil çapıyla kullanılması mümkündür. Son seçim, yatak ve işleme maliyetlerine bağlıdır. Aynı zamanda rijidlik, kritik hızda hesaba katılmalıdır.

15. Bir önceki problemde seçilecek yataklardan biriside SKF 6406 olabilirdi. Bu yatakta bilya sayısı 7 ve bilya çapı 16.669mm idi. Yatağın özgül dinamik kapasitesi, $C = 33,5kN$ dur. SKF kataloğunda gösterilmiştir. (a) Basit statik yük değeri için AFBMA değerini, (b) $f_o = 12,26 \times 10^6$ (Tablo. I-1) ve $f_c = 14,37 \times 10^6$ (aşağıda bulunmuştur) değerlerini kullanarak C , yi hesaplayınız.

Çözüm:

$$(a) C_o = f_o i Z D^2 \cos \alpha = 12,26 \times 10^6 (1)(7)(0,016669)^2 \cos 0^\circ = 23,85kN \quad (\text{SKF değeri } 24kN)$$

$$(b) C = f_c (i \cos \alpha)^{0.7} Z^{2/3} D^{1.8} = 14,37 \times 10^6 (1 \cos 0^\circ)^{0.7} (7)^{2/3} (0,016669)^{1.8} = 33,14kN$$

(SKF değeri 33,5kN)

f_c nin değeri aşağıdaki şekilde bulunabilir. Tablo. II-1 ve Ek. 1' i kullanarak

$$\frac{D}{d_m} \cos \alpha \approx \frac{(16,669)}{60} \cos 0^\circ \approx 0,278. \text{ Bölüm dairesi çapının iç ve dış kanal}$$

çapları ortalaması olarak kabul edildiği farz edilerek, ilgili bağlantı spesifik değerlerin bulunmaması halinde kullanılabilir. 6406 no'lu yatağın dış çapı 90mm ve delik 30mm dir. d_m ortalama bölüm dairesi çapı yaklaşık olarak $\frac{1}{2}(60 + 30)$ veya 45mm dir.

Tablo. II-1'den, $\frac{D}{d_m} \cos \alpha \approx 0,278$, için $f_c = 0,583$ bulunur. Ek. 1'den

$$f = 24,64 \times 10^6 \text{ bulunur. } f_c = 0,583(24,64 \times 10^6) = 14,37 \times 10^6.$$

Yatağın hakiki seçimi için, basit statik değerleri imalatçının

Efektif kayış şekilleri toplamı, $T_1 + T_2$, dir. Kayış kenarları yatak olmak üzere, $2650 + 1060 = 3710$. Makara veya dişli ağırlığına dinamik etki max. gözönüne alınmamıştır.

Efektif kuvvetlerin reaksiyonları şekilde noktalı çizgiyle gösterilmiştir.

Soldaki yatakdaki bileşke radyal yük, $R_L = \sqrt{226^2 + 1234^2} = 1255N$

Sağdaki yatakdaki bileşke radyal yük, $R_R = \sqrt{466^2 + 6186^2} = 6204N$

İstenilen L_n dönüş sayısı $= (25,000)(60)(900) = 1350 \times 10^6$ dönüş

Spesifik dinamik kapasite, C her yatak gerekli olmak üzere,

Sol yatak: $L = (C/P)^3 P = R_L$ sonra, $1350 = (C/1255)^3$ veya $C = 13,870N$

Sağ yatak: $L = (C/P)^3 P = R_R$ sonra, $1350 = (C/6204)^3$ veya $C = 68,570N$

SKF in araştırmaları katalogda, aşağıdaki tek sıralı derin yivli yatakların minimum boyutları basit dinamik kapasiteleri $C = 13.870$ 'a en yakın olmak üzere, şekilde açıklanmaktadır.

Bearing	Basic Dynamic Capacity C(N)	Min. Shaft Shoulder Dia. (mm)	Inner Race Max. Dia. (mm)	Bore (mm)	Outside Diameter (mm)
6403	17.600	23,5	32,4	17	62
6305	17.300	31,5	36,6	25	62
6206	15.000	35,0	40,3	30	62
6207	19.600	41,5	46,9	35	72

Sapmalara bağlı olmak üzere, mil çapı, D 32,9mm dir. Minimum fatura çapı seçimde başlangıç olarak alınabilir. Örneğin, 6207 ve 6206 no'lu yataklar için fatura çapı çok büyük olduğu gibi, 6403 no'lu yatak içinde bu çap oldukça küçüktür. Katalogdaki daha ileri araştırmalara göre, 32,9mm ye yakın gelen fatura çapları istenilenden daha fazla yük kapasitesine sahiptirler.

Bearing	Min. Shaft Shoulder Dia. (mm)	Inner Race Max. Dia. (mm)	Outside Diameter (mm)
6305	31,5	36,6	62
6405	33	45,4	80

Ekonomikliği ve boyut isteklerini gözönünde tutarak, 6305 no'lu yatağın daha uygun olacağı görülmektedir.

Sağ yatak içinde benzer analiz yapılabilir. Mil çapı $2D = 65,8mm$, rijidlik analizinden bulunmuştu. Minimum spesifik dinamik kapasite isteği 68.750N olup, bu da aşağıda görüleceği üzere yük kapasitesine bağlı olarak, çeşitli serilerde yatak seçimine imkân hazırlarlar.

Bearing	Basic Dynamic Capacity C(N)	Min. Shaft Shoulder Dia. (mm)	Inner Race Max. Dia. (mm)	Bore (mm)	Outside Diameter (mm)
6411	76,500	66	81,5	55	140
6412	83,000	71	88,1	60	150
6313	71,000	76	88,3	65	140

Bearing	Minimum Shaft Shoulder Diameter (mm)	Outside Diameter (mm)
6411	66	140
†NJ311	64	120

Katalogun incelenmesiyle, yandaki tabloda görüldüğü gibi yatak boyutları, fatura çapına en yakın olmak üzere, $2D = 65,8mm$ verilmektedir. (ve spesifik dinamik kapasite 68.570N daha büyük.) Ekonomi ve boyut gereksinimi açısından, 6411 no'lu yatak uygundur.

Çeşitli yollarla hesaplanan çaplara göre:

Mukavemet: Soderberg ifadesi (dizayn katsayısı 1,5) ASMA mil standardı.

Kritik hız: (enine kesme sâpması hesabı katılmaksızın)

Her iki yatak için 1° lik eğim dişlide maximum sehim 0,025mm.

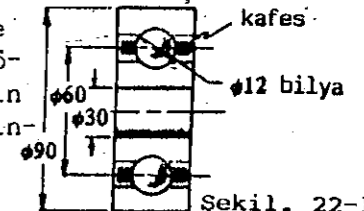
Tamamlayıcı Problemler

- 30kN luk radyal yük altında, tek sıralı derin yivli bir bilyalı yatakdaki sürtünme torkunu yaklaşık olarak hesaplayınız. Delik çapı 50mm dir.
Cev. Sürtünme katsayısı, 0,015 alınmak suretiyle, sürtünme torku 1,125 dir.
- AFBMA yı kullanarak, $F_r = 9kN$ luk radyal yükün etkisinde kalan radyal temaslı yivli yatak için eşdeğer radyal statik yükü, P_o hesaplayınız. Eksenel yük, $F_a = 9kN$ dur.
Cev. $P_o = 9,9kN$ ($X_o = 0,6$ ve $Y_o = 0,5$)
- Problem 21'de olduğu gibi, $F_r = 9kN$ ve $F_a = 2,25kN$ alarak, eşdeğer statik yükü hesaplayınız. Cev. $P_o = 9kN$
- Tek sıralı, derin yivli bilyalı yatakda, bilya sayısı 10 ve bilya çapı 15.875mm olmak şartıyla AFBMA basit statik yük değerini hesaplayınız. Cev. $C_o = 30,9kN$
- Tek sıralı derin yivli bir bilyalı yatakda spesifik dinamik kapasite 46,3kN dur. (1.000.000 dönüş, 33,3d/dk da 500 saatlik çalışma), (a) Eğer dönme hızı 1800d/dk ise, ve hakiki radyal yükün yatağa tatbik edilmesi şartıyla, 9kN olmaktadır. Dönüş sayısı olarak ömürü tayin ediniz. (b) Yukarıdaki durum için kaç saatlik çalışma beklenmektedir? (c) Ümit edilen ortalama ömür ne kadardır?
Cev. (a) 136×10^6 dönüş, (b) 1260 saat, (c) 6300 saat.
- Yatak spesifik dinamik radyal kapasitesi, $C = 24.500N$ dur. 1200d/dk da yatağın taşıyacağı radyal yük ne olabilir? İstenen ömür 2000 saattir. (90 lik yatak grubu için) Cev. 4670N.
- 9kN luk yük 5 dönüş için etkili olmakta ve sonra 10 dönüşde 4,5kN.a düşmektedir. Yük değişimi sonradan kendi kendine tekrarlanmaktadır. F. yükü ne olabilir. Cev. 6,72kN.
- 2000 saatlik çalışmada 1200d/dk da dönen 6200 serisi bir yatakda radyal yük 1,8kN ise, adı geçen seride uygun yatağı tayin ediniz. Yükleme sürekli. Basit dinamik kapasite, C , 6200 serisi için aşağıda olduğu gibidir.

Yatak	6200	6201	6202	6203	6204
C, N	3900	5300	6000	7350	9800

Cev. $C = 9430N$, 6204 no'lu yatak uygundur.

- 6203 no'lu tek sıralı, derin yivli yatakda basit statik yük değeri, $C_o = 4500N$ ve basit dinamik kapasite, $C = 7350N$ dur. Beklenen ömür ne kadardır? Radyal yük, $F_r = 1350N$, ve eksenel itme yükü $F_a = 1260N$. Dış bilezik sabittir. Cev. $F_a/C_o = 1260/4500 = 0,28$, $e = 0,38$, $Y = 1,15$, ve eşdeğer yük, $P = 2205N$. Beklenen ömür $37,0 \times 10^6$ dönüş kadardır.
28. Problemden olduğu gibi, sadece $F_a = 250N$ alarak tekrar çözüm yapınız. Cev. $F_a/C_o = 250/4500 = 0,056$, $e = 0,26$, $F_a/VF_r = 250/(1)(1350) = 0,185$, $X = 1$ ve $Y = 0$, ve eşdeğer yük, 1350N. Beklenen ömür ise 161×10^6 dönüş olur.
- Bir bilyalı yatakdaki boyutlar, Şekil. 22-12'de olduğu gibidir. Eğer dış bilezik 1000d/dk da dönüyorsa ve iç bilezik sabit tutuluyorsa, kafesin dönüş hızı ne olacaktır? Bilyalarla kanal arasında hiç kayma olmayacağı kabul edilecektir.
Cev. 600d/dk.



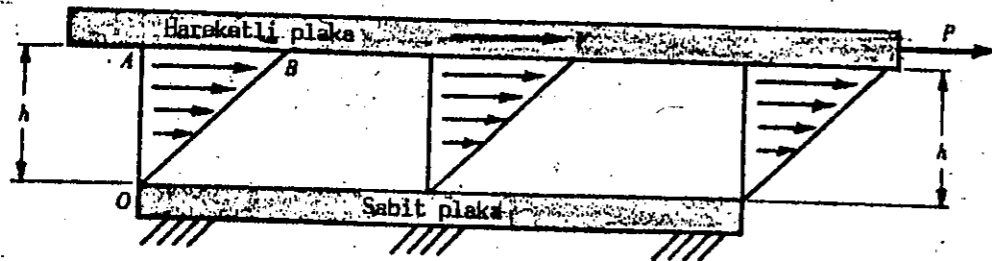
Şekil. 22-12

23

Yağlama ve Yatak Dizaynı

YAĞLAMA, hakiki yüzey temasını azaltmak veya ondan korunmak için bazı makine elemanlarının sürtünen yüzeyleri arasına doldurulan yağlayıcıların fonksiyonlarıyla ilgilidir. Ana gaye aşınmanın azaltılması ve sürtünme katsayısının düşürülmesi olmaktadır. Yağlar ve gresler çok kullanılan yağlayıcılar olarak bilinirler. Ayrıca yeterli viskosite değerine sahip başka maddelerle yağlayıcı olarak kullanılabilir. Yağlayıcı genelde sıvı haldedir. Mamafih, bazı katılar, grafit, sabuntaşı ve diğer yağlı aşındırıcı olmayan katılarda kullanılabilir. Hatta bazı şartlar altında gazlarında kullanıldıkları ve iyi neticeler verdikleri bilinmektedir.

VİSKOSİTE, yağlayıcının çok önemli bir özelliğidir. Viskositeyi en iyi bir şekilde anlamak için, P kuvvetinin etkisi altında hareket eden bir düz plaka ele alınır. Bu hareketli plaka sabit bir plakaya paralel bulunmaktadır. İki plaka arasında, h kalınlığında bir film tabakası bulunmaktadır. (Şekil. 23-1).



Şekil. 23-1

Yağlayıcı partikülleri sabit ve hareketli plakaları sıkı bir şekilde yapışır. Harekette lineer bir kayma veya film kalınlığının tamamındaki partiküllerde kesme ortaya çıkabilmektedir.

Eğer, sıvı ile temas halindeki plaka alanı, A ise, birim kesme gerilmesi,

$$s_s = P/A$$

Newton, bu kesme gerilmesi değerini tayin etmiş ve bunun doğrudan hız gradyeni ile değiştiğini belirtmiştir, dV/dy . Sıvının iki plaka arasını tamamıyla doldurduğu kabul edilmektedir. Böylece her noktadaki hızın aynı olduğu ve plakanın hızına dik olan herhangi bir akışın ihmal edilebileceği kabul edilebilir. Böylece,

$$s_s = \frac{P}{A} \propto \frac{dV}{dy} \text{ veya } s_s = \mu \frac{dV}{dy}$$

μ , bir katsayı olup, viskosite olarak tanımlanır (veya bazen mutlak viskosite) film kalınlığı küçükse, böyle bir durum yataklar için geçerlidir. Hız gradyeni yaklaşık olarak sabittir. (Şekil. 23-1) Böylece, $dV/dy = V/y$ ve $d\mu = s_s h/V$.

Viskosite birimleri, $(N/m^2)(m)/(m/s) = Ns/m^2$. Mamafih, pratikte viskositeyi kütle birimleri cinsinden Ns/m^2 yani kg/ms ifade etmek daha uygun görülmektedir.

Viskosite çalışmalarında kullanılan iki ayrı metod daha vardır. Bunlar sırasıyla Saybolt Ünsersal Viskosite ve Kinematik Viskosite olup, aşağıdaki ifadelerle tanımlanırlar.

$$\mu = \left(0,00022\tau - \frac{0,18}{\tau}\right) kg/ms$$

$$\text{Kinematik Viskosite} = \frac{\mu}{\rho} m^2/s$$

μ = Mutlak viskosite, kg/ms

τ = Saybolt Ünsersal viskositesi, seconds

ρ = Yağlayıcı yoğunluğu, kg/m^3

Yağlar için ortalama değer, $\rho = 900 kg/m^3$ olup, dizayn için çoğu zaman yeterlidir. Petrol yağları için, herhangi bir santigrad sıcaklığında, daha hassas t değer hesaplamayla bulunabilir.

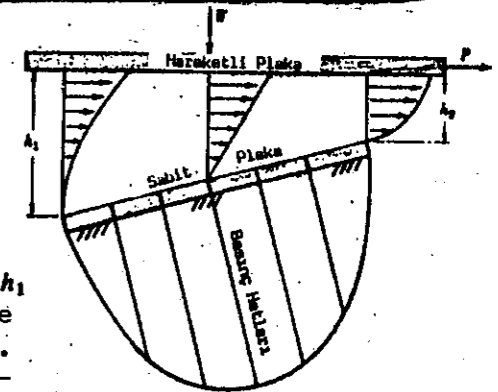
$$\rho = \rho_{15} - 0,000657t$$

ρ_{15} $15^\circ C$ deki yoğunluktur.

Aynı zamanda, karterde kullanılan yağ SAE numarasıyla belirtilir. Bu da aşağıdaki listede görüldüğü gibi, Saybolt Ünsersal ile ilgilidir.

SAE Viskosite Sayısı	Saybolt, Viskosite kademesi, sec. $54^\circ C$	SAE Viskosite Sayısı	Saybolt viskosite kademesi, sec. $100^\circ C$
10	90-120	40	80
20	120-185	50	80-105
30	185-255	60	105-125
40	255	70	125-150

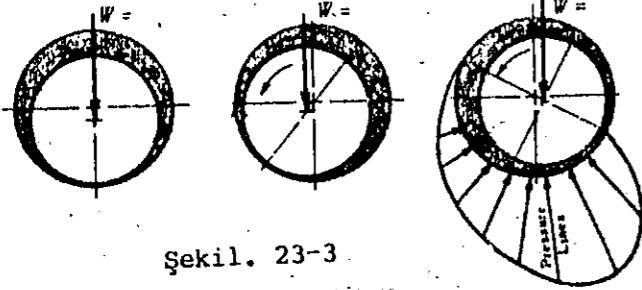
Yağ filmi ince olduğu zaman, Şekil. 23-2'de olduğu gibi, sabit plaka, hareketli plakaya paralel ise sıvının çeşitli tabakalarına ait hızlar, sabit plakadan olan mesafeleriyle orantılıdır ve hız gradyanı üçgeni OAB alanı, birim enden geçen birim zamandaki hacimle doğru orantılıdır. Bu durumda, hareketli plaka yük taşımayacaktır. Film kalınlığı, h_1 ve h olarak değişirse, yani yağ h de girmekte, h de düzeni terk etmektedir. Hız gradyeni her iki durum için aynı olmayacaktır. Girişte, hız eğrisi konkav ve çıkışta konveksdir. (Şekil. 23-2.) Şekiller, böylece, hız eğrilerince oluşturulan, hız eğrileri daralan filde, üçgen şeklinde değildir. Fakat kaçak olmadığı sürece eşit alanlara sahiptirler. Hareketli plaka şimdi, bir W yükünü, hız basınç bağıntısından dolayı taşıyabilecektir. Neticede, yağ filmi sıfırdan maximum ve maximumdan sıfıra doğru basınç değeri yaratılmış olacaktır.



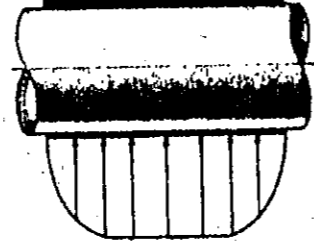
Şekil. 23-2

KAYMALI YATAKLAR, yağlayıcı filmi üzerinde, yükleri taşımak için, daralan filme ait basit teorinin uygulandığı yerler olarak tanımlanabilirler. Şekil. 22-3'de, 3 ayrı durum için, kaymalı yatakdaki önden kesitler gösterilmiştir.

rilmiştir. Hareketsiz, başlangıç ve çalışma halleri, hareketsiz ve başlangıç ve çalışma halleri, hareketsiz ve başlangıç durumlarında mil ile yatak arasında temas söz konusudur. Mamafih, daha sonra açıklanacağı üzere



Şekil. 23-3



Şekil. 23-4

ideal veya kalın film yağlaması ile karşılaşılması istenen bir şart ise, mil yataktan bir yağlayıcı filmiyle ayrılacaktır. Bu da çalışma safhasında gösterilmiştir. Yükde basınç filmiyle taşınacaktır. İnce film veya uygun olmayan yağlama terimleri, yatak dizaynı ve yağlayıcı seçiminin bütün istekleri karşılamaması halinde tatbik edilmektedir. Mil ve yatak arasındaki temasdan tamamıyla kurtulanamaz. Yatak uçlarından olabilecek yağ dağılımı vardır. Kaymalı yatağın yük taşıma kapasitesi, tam yağlamada, birçok değişkenin fonksiyonudur. Fakat, aslında, spesifik çalışma şartları için, tam yağlamanın sağlanmasında, uygun yağlayıcının seçiminde bir etken faktördür ve aynı zamanda dengeli ısı dağılımı sağlamak için ve bu ısının yatağa herhangi bir hasar vermemesi içinde, uygun yağlayıcı oldukça önem taşımaktadır.

ORTAYA ÇIKAN ISI, H_g , kaymalı bir yatakta, f sürtünme katsayısının bir fonksiyonudur.

$$H_g = fW \frac{\pi DN}{60} \text{ watt}$$

H_g = Ortaya çıkan ısı, watt
 f = Sürtünme katsayısı
 D = Mil çapı, m

N = Mil dönüş hızı, d/dk
 W = Toplam radyal yatak yükü, newton.

Bu noktadaki ana problem, mil sürtünme katsayısının çok yakın bir yaklaşımla tayin edilebilmesidir. f için hassas bir değer elde etmek belki çok zordur. Zira bu tamamıyla çalışma şartlarına bağlıdır. Bu bölümdeki tartışmalar (360°) lik kaymalı yataklar için sınırlandırılmıştır. Çeşitli araştırmacılar, boyutsal analizi uygulayarak, mil sürtünme katsayısının en azından üç boyutsuz parametrenin fonksiyonu olduğunu göstermişlerdir.

$$\mu N/p, D/C, \text{ ve } L/D$$

μ = Çalışma sıcaklığında, yağlayıcının mutlak viskozitesi, kg/ms
 N = Mil dönüş hızı, d/dk, N' = mil hızı, d / saniye
 p = İzdüşüm alanı üzerinde yatak basıncı $W/LDN/m^2$
 W = Yatakta radyal yük, newton,
 D = Mil çapı, m
 C = Yatak ve mil arasındaki boşluk, m
 L = Yatak boyu, m

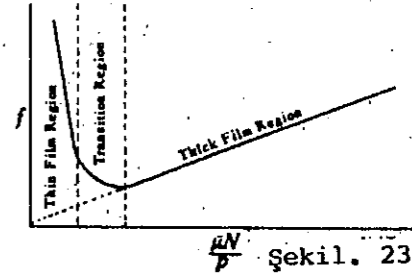
Aslında $\left(\frac{\mu N}{p}\right)$ boyutsuz değildir. Zira N d/dk olarak verilmektedir. Ve sonraki tablolarda, N' d/dk olarak, fakat bunların her ikisi de pratik-de ortak değerlere sahiptirler.

Sürtünme katsayısı ile $\mu N/p$, parametresi arasındaki bağıntıya yatak modülü denilmektedir. Şekil. 23-5 eğrisi, tipik bir eğridir. Fakat, kalın film bölgesindeki eğim ve düz doğruya ait açıklık, C/D boşluk oranı ve L/D oranına bağlıdır. Tecrübelerle, McKee tarafından yapılan bir küçük kaymalı yatakdaki, sürtünme katsayısına ait yaklaşık ifade,

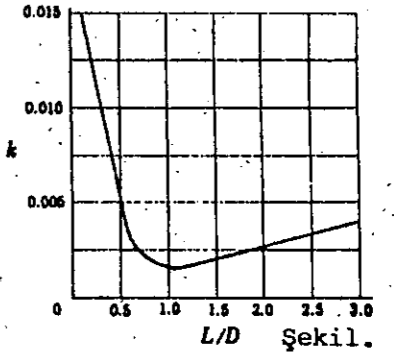
$$f = 0.326 \left(\frac{\mu N}{p} \right) \frac{D}{C} + k$$

Bu ifade, kalın film bölgesindeki eğriye ait düzgün doğru parçasında yardımıyla, sürtünme katsayısının tayininde kullanılabilir.

Tecrübeler göstermiştir ki, k , L/D oranı, 0,75 ilâ 2,8 arasında değişmek şartıyla 0,002 olarak alınabilir. Şekil. 23-6'ya göre, k nın nasıl değiştiği izlenebilir. Genelde bu değere L/D oranıyla ulaşılmaktadır. D/C için pratikte kullanılan ortalama değer 1000 dir ve L/D nin pratikte kullanılan değerleri 1 ilâ 2 arasında değişmektedir. Bu değerler, yer müsait olduğu sürece, uzun yatak kullanıldığı zaman daha iyi neticeler vermektedir. $\mu N/p$ için pratikteki çalışma değerleri tayin edili halde, çeşitli kullanım yerleri için aşağıdaki tabloda verilmiştir. Geçiş bölgesiyle, kalın film bölgesine geçişi önlemek için $\mu N/p$ nin çalışma değeri yeterince büyük olmalıdır.



Şekil. 23-5



Şekil. 23-6

TİPİK KAYMALI YATAK UYGULAMALARI

Kullanıldığı Yer	Yatak	max. Basınç p (MN/m ²)	Yağlayıcı	
			μ (kg/ms)	$\mu N/p \times 10^6$
Otomobil ve uçak motorları	Ana Yatak	5-12	0,007	2,2
	Krank Pimi	10-23	0,008	1,5
	Biyel Pimi	14-35	0,008	
Gaz ve Yağlı Motorlar	Ana Yatak	3,5-8	0,02	3
	Krank Pimi	7-12	0,04	1,5
	Biyel Pimi	8-14	0,065	
Deniz Motorları	Ana Yatak	3,5	0,03	3
	Krank Pimi	4	0,04	2,2
	Biyel Pimi	10	0,05	
Stasyonery (sabit) Buhar Makineleri	Ana Yatak	1,5-3	0,015-0,06	3
	Krank Pimi	4-10	0,03-0,08	0,9
	Biyel Pimi	12	0,025-0,06	
Pistonlu pompalar ve Kompresörleri	Ana Yatak	2	0,03	4,4
	Krank Pimi	4	0,05	2,2
	Biyel Pimi	7	0,08	
Buhar türbinleri	Ana Yatak	0,5-2	0,002-0,016	15
Rotary motorlar ve pompalar	Mil	0,5-1,5	0,025	30

DİĞER METODLAR, mil sürtünmesinin tayininde kullanılmak üzere devreye sokulabilir. Bu metodlar sırasıyla, Petroff eşitliği ve hidrodinamik teoriye dayanmaktadır.

PETROFF İFADESİ, 1883'de geliştirilmiş ve yataklarla mil arasındaki konsantrikliğe bağlı olarak, mil sürtünmesi için çıkarılmıştır. (Radyal yük yok) ve uçtaki kaçaklar ihmal edilmiştir.

$$f = \frac{\pi^2}{30} \left(\frac{\mu N}{P} \right) \frac{D}{C} = 2\pi^2 \left(\frac{\mu N'}{P} \right) \frac{D}{C}$$

Bu ifade, yüksüz bir yatak için çıkarıldığından, sadece hafif yüklü yataklar için kullanılırlar.

SOMMERFELD SAYISI, S , bir başka boyutsuz bir parametredir veya yağlama analizlerinde kullanılır. Hidrodinamik teoriye dayanarak, Sommerfeld sayısının sadece duruma bağlı olduğu gösterilebilir. Sonra bu değer, $f(D/C)$ değeriyle aynı düzlemde apsisi ve ordinatta gösterilerek, mil ait sürtünme katsayısı tayin edilebilir. Sommerfeld sayısı,

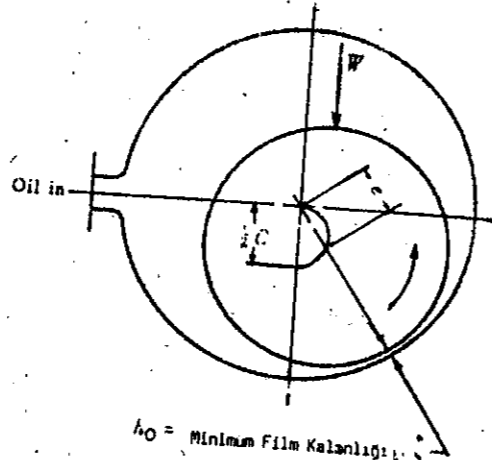
$$S = \frac{\mu N'}{P} \left(\frac{D}{C} \right)^2$$

Petroff eşitliğinin, hataya düştüğü ana katsayılarından birisi yatağın yük altında eksantritesini hesaba katmasıdır. Sommerfeld sayısı ile, $f(D/C)$ birlikte aynı düzlemde gösterilecek olursa, hidrodinamik teoriye bağlı olarak, bu eksantriteyi hesaba katar. Milin eksenini, yük altında yataklarla konsantrik olmamakta, fakat $C/2$ çapının yarı dairesel yayı üzerinde yaklaşık hareket eder. Bu da h_0 , minimum film kalınlığının tanımının yapılmasını sağlar. Şekil. 23-7. Oldukça büyütülerek gösterilmiştir. Yatak eksenine mil eksenindeki farka eksantrite denilmekte ve e harfi ile gösterilmiştir. Bu eksantrisitenin radyal boşluğa oranına eksantrite oranı denilir.

$$\text{Eksantrite, } e = \frac{2e}{C} = 1 - \frac{2h_0}{C}$$

Unutulmamalıdır ki, Petroff eşitliği ve ilk çizilen $f(D/C)$ ile Sommerfeld sayısı grafiği ideal yataklar düşünülerek gerçekleştirilmiştir. (Kaçak yok.) Uçtaki kaçak için çeşitli dizayn metodları geliştirilmiştir. Ayrıca, eksantrite düzeltme katsayısının bu ifadelerle bağıntılarının içeren birçok çalışma yapılmıştır. Geçmişte, bu metodların çoğu hassas olmadıkları gibi tamamıyla yeterli bile değildir.

DİZAYN EĞRİLERİ, Westinghouse Araştırma Laboratuvarlarından A.A. Raimondi ve John Boyd tarafından hazırlanan çalışma karakteristikleriyle Sommerfeld sayısının bulunduğu eğri grubu, uçtaki kaçaklar ve çeşitli L/D oranları için düzenlenir. (ASME Transactions Volume 1. No. 1, Nisan 1958). Son eğrileri rasyonel esaslara göre geliştirilmiş ve neticeler kompuiter kullanımıyla elde edilmiştir. Bu eğriler yazarların 1951 yılında ortaya attıkları eğrilerin yerini almaktadır. Onların daha önceki eğriler uçtaki kaçaklar için düzeltme katsayılarını gerektirmekteydi. Son elde edilen

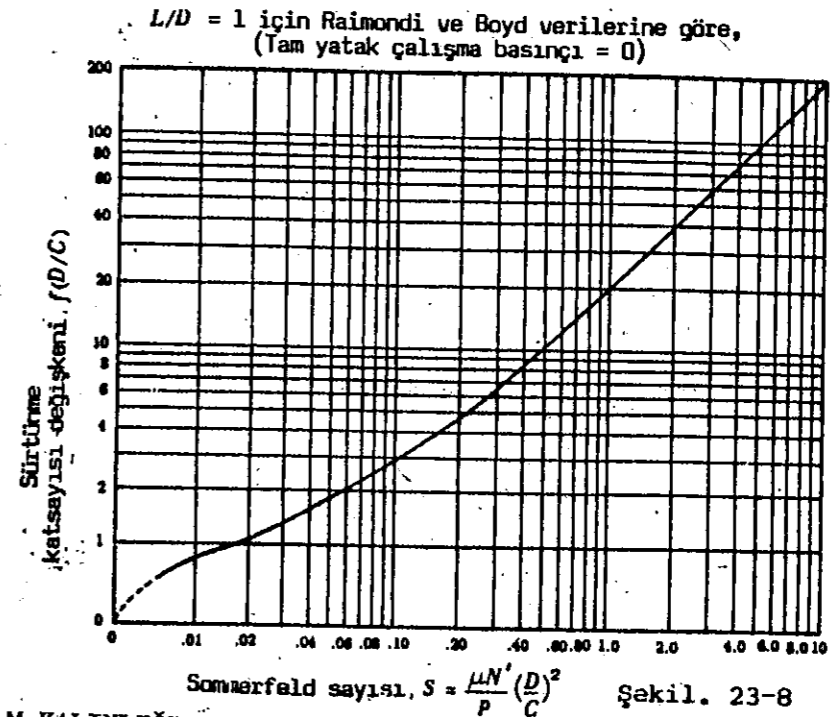


Şekil. 23-7

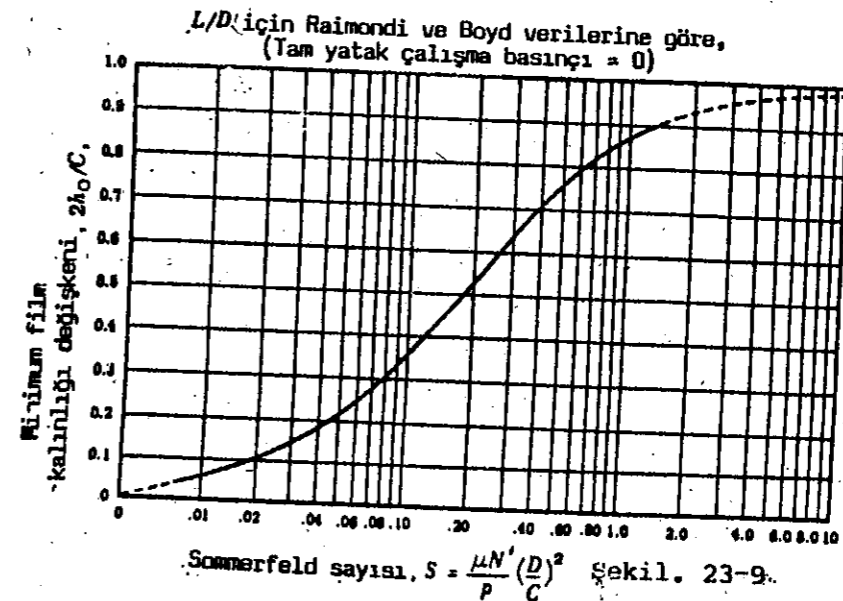
eğriler, uç kaçakları için gerekli katsayıları elimine etmektedir ve böylece yatakların çalışma karakteristiklerini tayinin oldukça basitleştirmektedir. Bu listelerin bir kısmı, tam kaymalı yatak (360°) için rastgele seçilmiştir. Bu eğriler aynı zamanda film kopmasında ortaya çıkabilir ihtimali gözönünde tutularak çıkarılmıştır.

Kısmi yataklar için okuyucunun orijinal makalaya müracaat etmesi gerekir. Ayrıca, optimum performans için gereken yatak dizaynı yanısıra L/D oranında başka kaynakların hakkında da bilgiler mevcuttur.

SÜRTÜNME KATSAYISI, Şekil. 23-8'den tayin edilebilir. Sürtünme katsayısı $f(D/C)$ ile Sommerfeld sayısı eğri takımının apsisi ve ordinatıdır.

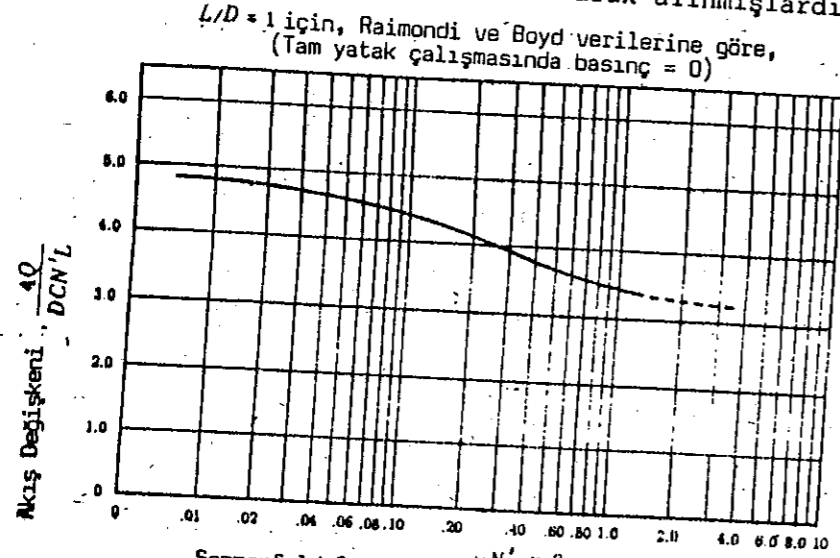


MİNİMUM FİLM KALINLIĞI, aşağıdaki Şekil. 23-9'dan elde edilebilir. Minimum film kalınlığı değişkeni ile Sommerfeld sayısı, apsisi ve ordinat olarak bir düzlemde gösterilmiştir.

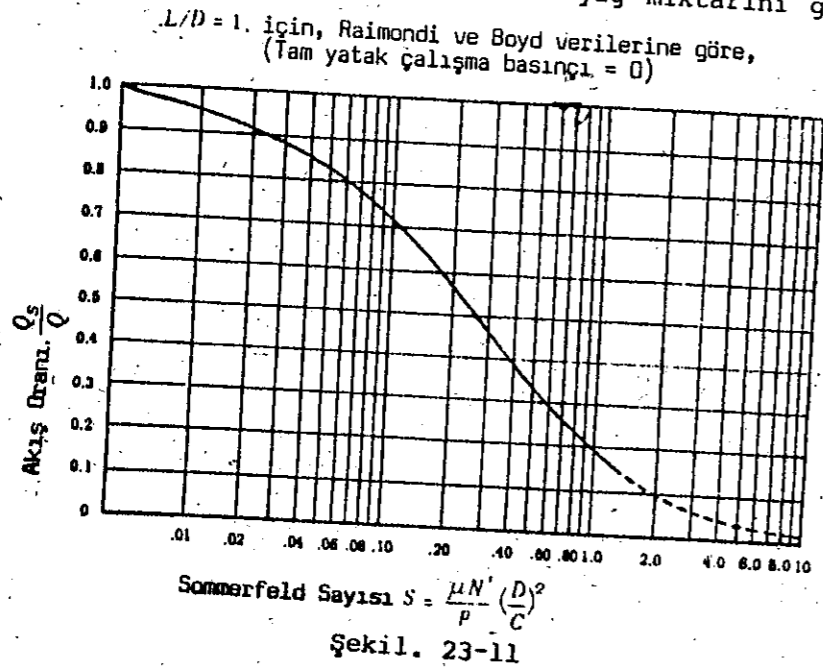


Müsaade edilen minimum film kalınlığı esas olarak boyutlara ve yatağın işleme durumuna bağlıdır. Yüzey kaba olduğu sürece, kalın film kalınlığı gerekecektir. Beyaz metal kaplı yataklarda, film kalınlığı 0,02mm den az olmamalıdır. Büyük güçlü makinelerde, minimum film kalınlığı 0,025 ilâ 0,15mm arasında sınırlandırılmıştır. Bir kaideye görede minimum film kalınlığı $0,00025D$ olmalıdır.

YAĞ AKIŞI, $Q, m^3/s$. Yataktan akış, milin pompalama özelliğinden dolayı ortaya çıkar ve Şekil. 23-10'dan bulunabilir. Akış değişkeni $4Q/DCN'L$ ile Sommerfeld sayısı, ordinat ve apsis olarak alınmışlardır.



UÇ KAÇAKLARI, $Q_s, m^3/s$. Yatağın her iki ucundan olmak üzere, aşağıdaki Şekil. 23-11'den bulunabilir. Q_s/Q oranı ordinat ve Sommerfeld sayısında apsis olarak çizilen eğri takımında, Q_s atmosferik basınçta, kaçak kaybının önlemek için yatağa basılması gereken yağ miktarını göstermektedir.

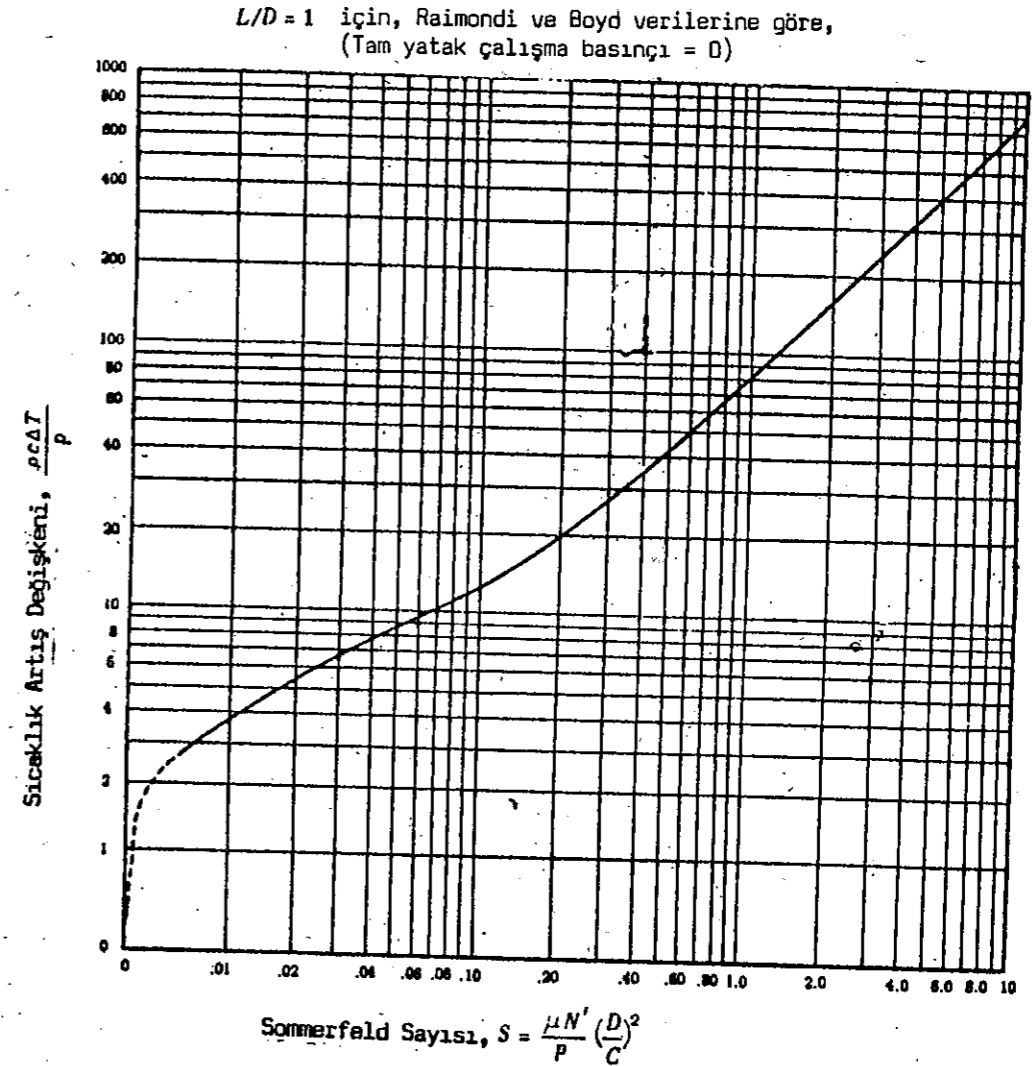


SICAKLIK ARTIŞI, yataktan geçerken yağın sıcaklığı artacaktır. Bu artış miktarı, Şekil. 23-12'den kolaylıkla bulunabilir. Sıcaklık artış değişkeni $\rho c \Delta T / p$ ordinat ve Sommerfeld sayısında apsis olarak ele alındığında karşımıza aşağıdaki eğri sistemi çıkar. Ortaya çıkan ısının tamamının yataktan geçen yağın ısı sıcaklığını artırmakta kullanıldığı kabul edilmektedir.

ρ = Yağlayıcının yoğunluğu, kg/m^3

c = Yağlayıcının özgül ısısı, $Nm/kg^\circ C$ (1675 $Nm/kg^\circ C$ bütün yağlar için)

ΔT = Yataktan geçiste, yağlayıcıdaki sıcaklık artışı, $^\circ C$, sıcaklık artışı, kama filminde kenarlar arasında ortaya çıkmaktadır.



Şekil. 23-12

RAIMOND-BOYD VERİLERİNİN MUKAYESESİ, McKee ve Petroff eşitliği ile yapıldığında, $f'D/C$ ile Sommerfeld sayısı 360° lik kaymalı yatakda L/D oranına göre, aşağıdaki Tablo ortaya çıkarılır.

$f(D/C)$ 360° lik kaymalı yatakda $L/D=1$

Sommerfeld Sayısı S	Raimond-Boyd verisi, Çalışma basıncı = 0	Petroff eşitliği	$D/C = 1000$ ve $f = 0.002 + 0.326 \left(\frac{\mu N}{p} \right) (1000)$ ve yi kullanarak McKee ifadesi
0,01	0,8	0,197	2,196
0,02	1,1	0,395	2,39
0,04	1,6	0,789	2,79
0,06	2,1	1,17	3,12
0,08	2,4	1,58	3,57
0,10	2,8	1,97	3,96
0,20	4,6	3,95	5,92
0,40	8,4	7,89	9,84
0,60	12,0	11,7	13,8
0,80	16,0	15,8	17,7
1,00	20,0	19,7	21,6
2,00	40,0	39,5	41,2
4,00	80,0	78,9	80
6,00	120,0	117	119
8,00	160,0	158	159
10,00	200,0	197	198

$f(D/C)$ değerleri, hafif yüklü yataklar için birbirlerine yakın olmaktadır. Örneğin, yüksek Sommerfeld sayıları için,

YAYILAN ISI, H_d , 360° kaymalı yatakdan, ısı transferiyle ortaya çıkar ve Lasche'nin yaptığı çalışmaya göre aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$H_d = \frac{(\Delta T + 18)^2}{K} (LD) \text{ watts}$$

$\Delta T = (T_B - T_A)$ = Yatak yüzeyi sıcaklığı, T_B ve ortamdaki hava sıcaklığı T_A arasındaki sıcaklık farkı °C

$K = 0,273$ iyi havalandırılmış, ağır hizmet yatağı için °Cm²/W

$K = 0,484$ hafif ve orta ağır işler için kullanılacak yataklar için, havada °Cm²/W

L = Mil uzunluğu, m

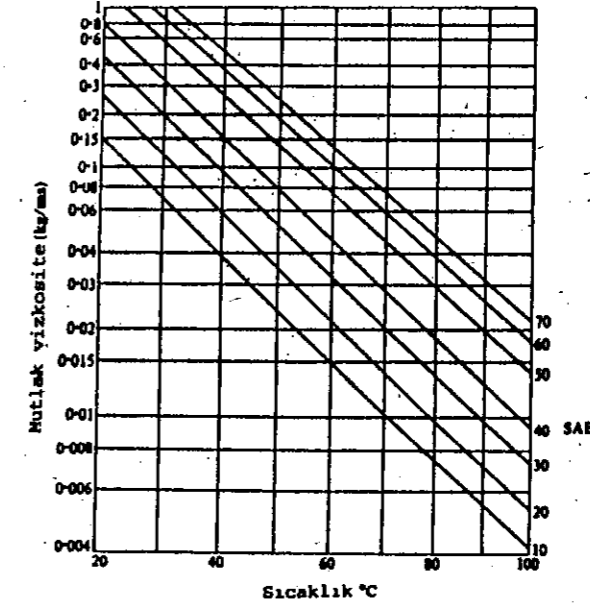
D = Mil çapı, m

Yağın çalışma sıcaklığı T_O ve T_A hava sıcaklığı ve Yatak sıcaklığı T_B arasındaki bağıntı yaklaşık olarak,

$$\Delta T = (T_B - T_A) = \frac{1}{2}(T_O - T_A)$$

SAE sayıları için ortalama mutlak vizkositeler ordinat ve sıcaklıkta apsis olarak Şekil. 23-13'de çizilmiştir.

Tipik SAE Yağ Numaraları
Ortalama Mutlak Vizkositeler ve Sıcaklık



Şekil. 23-13

Çözümlü Problemler

- 75mm uzunluğundaki kaymalı bir yatakta çap 75mm olup, 12kN luk yük taşınmaktadır. Mil 1800d/dk da dönmektedir. D/C oranını 1000 kabul ederek ve yağ vizkositesini 0,01kg/ms alarak, çalışma sıcaklığındaki vizkosite, sürtünme katsayısını, (a) McKee ifadesini kullanarak, (b) Raimondi ve Boyd eğrisini, 23-8 kullanarak hesaplayınız. (Not: $L/D=1$.)

Çözüm:

(a) McKee ifadesini kullanarak; $f = 0,002 + 0,326 \left(\frac{\mu N}{p} \right) \frac{D}{C} = 0,002 + 0,326 \left(\frac{0,01 \times 1800}{2,13 \times 10^6} \right) 1000 = 0,00475$

$k = 0,002$, $L/D=1$ için Şekil. 23-6'dan ve $p = W/LD = \frac{12.000}{(0,075)^2} = 2,13 \text{ MN/m}^2$

- (b) Raimondi ve Boyd eğrisini kullanmak için (Şekil. 23-8) önce Sommerfeld sayısını hesaplamak gerekir.

$$S = \frac{\mu N'}{p} \left(\frac{D}{C} \right)^2 = \frac{(0,01)(30)}{2,13 \times 10^6} (1000)^2 = 0,141 \quad N' = \frac{1800}{60} = 30 \text{ d/s}$$

Şekil. 23-8'den, $S = 0,141$ bize $f(D/C) = 3,7$ değeri verir. Sonra, $f(1000) = 3,7$ veya $f = 0,0037$ bulunmuş olur.

1. Probleme müracaat ederek, McKee ifadesince tespit edilen sürtünme katsayısını kullanarak, ortaya çıkan ısı miktarını hesaplayınız.

Çözüm:

Yayılan ısı miktarını, ortaya çıkarılan ısıya eşit kılarak,

$$H_g = fW \frac{\pi DN}{60} = \frac{(0,00475)(12.000)\pi(0,075)(1800)}{60} = 403 \text{ watt}$$

1. ve 2. Problemler için, yatak yüzeyindeki sıcaklığı hesaplayınız. Lasche ifadesini kullanınız. 20 C sakin havada ortaya çıkan ısının tamamının yayıldığını kabul ediniz.

$$\text{Çözüm: } H_d = \frac{(\Delta T + 18)^2}{0,484} LD = H_g, \quad \frac{(\Delta T + 18)^2}{0,484} (0,075)(0,075) = 403. \Delta T = 168^\circ\text{C}$$

Sonra, $T_B = \Delta T + T_A = 168 + 20 = 188^\circ\text{C}$, çok yüksek bir sıcaklıktır. Her ne kadar, SAE 70 kullanılıyorsa, bunun yetersiz olacağı aşikardır.

4. Kaymalı bir yatak 75mm uzunluğunda olup, 7,3kN luk yük taşımakta, yatakta dönen mil çapı 50mm ve mil 750d/dk da dönmektedir. Çapsal boşluk 0,07mm dir. Sakin hava sıcaklığı 20 iken, yatak yüzeyini 75.C sıcaklıkta sınırlandırabilmek için kullanılacak yağın vizkositesi ne olmalıdır?

Çözüm:

McKee ve Lasche ifadelerini kullanınız ve ortaya çıkan ısının yayılan ısıya eşit kabul ediniz.

$$f = 0.002 + 0.326 \left(\frac{\mu N}{p} \right) \left(\frac{D}{C} \right) = 0.002 + 0.326 \frac{\mu(750)}{1.95 \times 10^6} \left(\frac{50}{0.07} \right) = 0.002 + 0.0897\mu$$

$$H_g = fW \frac{\pi DN}{60} = (0.002 + 0.0897\mu) \frac{(7300)\pi(0.05)(750)}{60} = 28.7 + 1290\mu$$

$$H_d = \frac{(\Delta T + 18)^2}{0.484} LD = \frac{(75 - 20 + 18)^2}{0.484} (0.075)(0.05) = 41.3 \text{ watts}$$

Sonra, $H_g = H_d$, eşitliğini kabul ederek,

5. Kaymalı bir yatakta çap 150mm, boy ise 225mm olup 1200d/dk da 9000N taşınmaktadır. Radyal boşluk 0,075mm ve yatak, sürtünme ile 1½kW açığa çıkarmaktadır. Çalışma sıcaklığında yağın vizkositesi ne olur?

Çözüm: McKee ifadesine bağlı olarak,

$$1500 = fW \frac{\pi DN}{60} = \left[0.002 + 0.326 \left(\frac{\mu \times 1200}{0.267 \times 10^6} \right) \left(\frac{150}{0.15} \right) \right] \frac{(9000)\pi(0.15)(1200)}{60} \text{ or } \mu = 0.0107$$

6. Kaymalı bir yatakta çap 100mm ve boy 150mm olup, 5000N luk radyal bir yük taşınmaktadır. Mil hızı 500d/dk dir. Ortam sıcaklığı 30°C ve yatak yüzeyinin 60°C' de sınırlandırılması istenmektedir. Yukarıdaki şartlar için uygun yağ seçimi yapınız. Yatak iyi havalandırılmış olup, suni soğutma kullanılmamaktadır. D/C yi 1000 alınız.

Çözüm:

Ortaya çıkan ısı değeriyle yayılan ısı değerini eşit kılarak, ve McKee ve Lasche denklemlerini kullanarak, $28.7 + 1290\mu = 41.3$, $\mu = 0.00981 \text{ kg/ms}$

$$H_g = fW \frac{\pi DN}{60} = \left[0.002 + 0.326 \left(\frac{\mu \times 5000}{5000/(0.15 \times 0.1)} \right) \right] \frac{(5000)\pi(0.15)(500)}{60} = 26.18 + 6401\mu$$

$$H_d = \frac{(\Delta T + 18)^2}{0.273} LD = \frac{(30 + 18)^2}{0.273} (0.15 \times 0.1) = 127 \text{ watt.}$$

Yukarıdaki ifadelerde, $\Delta T = T_B - T_A = 60 - 30 = 30^\circ\text{C}$. $\Delta T = \frac{1}{2}(T_D - T_A)$
 $30 = \frac{1}{2}(T_D + 15)$, $T_D = 45^\circ\text{C}$
 Şimdi $H_g = H_d$ yazalım. Neticede 90°C $\mu = 0.0172 \text{ kg/ms}$ elde edilir.
 Bunun için 22-13 kullanılarak SAE 40 ve SAE 50 ye tekabül ettiği söylenebilir.

Şimdi kaymalı bir yatak için vizkosite çapı 75mm, yatak boyunun 125mm ve taşınacak yükün 20kN olacağı bilinmektedir. Mil 1000d/dk da dönmektedir. Ortam sıcaklığının 35°C ve yatak dış yüzey sıcaklığının 75°C yi geçmeyeceği söylenebilir. Kullanılan yağın vizkositesi 115°C de 0,01kg/ms dir. Gerekli suni soğutma miktarını hesaplayınız. Soğutma dıştan yağ soğutma şeklinde olacaktır.

Çözüm: $\Delta T = T_B - T_A = \frac{1}{2}(T_D - T_A) = 75 - 30 = 40^\circ$ $\therefore T_D = 115^\circ\text{C}$ and $\mu = 0.01 \text{ kg/ms}$
 $p = W/LD = 20,000/(0.075 \times 0.125) = 2.13 \text{ MN/m}^2$. Assume $D/C = 1000$.

$$f = 0.002 + 0.326 \left(\frac{\mu N}{p} \right) \left(\frac{D}{C} \right) = 0.002 + 0.326 \frac{0.01 \times 1000}{2.13 \times 10^6} \cdot 1000 = 0.00353$$

$$H_g = fW \frac{\pi DN}{60} = \frac{(0.00353)(20,000)\pi(0.075)(1000)}{60} = 277 \text{ watts}$$

$$H_d = \frac{(\Delta T + 18)^2}{0.484} DL = \frac{(40 + 18)^2}{0.484} (0.075)(0.125) = 65.2 \text{ watts assuming still air}$$

yağ soğutucusuyla tutulan ısı miktarı = $277 - 65 = 212 \text{ watts. tt.}$

1000d/dk da dönen bir mil, 50mm çapında ve 75mm boyundaki yataklarla çalışmaktadır. Yataklar 30°C'lik ortam sıcaklığında çalışmaktadırlar. 130°C'lik çalışma sıcaklığında kullanılacak yağın vizkositesi 0,013kg/ms dir ve çapsal boşluk 0,05mm olup, suni soğutma yapılmamaktadır. Yatak başına düşen yük, güç kaybını hesaplayınız.

Çözüm: $T_B - T_A = \frac{1}{2}(T_D - T_A)$, $T_B - 30 = \frac{1}{2}(130 - 30)$, $T_B = 80^\circ\text{C}$

$$H_g = fW \frac{\pi DN}{60} = \left[0.002 + 0.326 \left(\frac{0.013 \times 900}{W/(0.050 \times 0.075)} \right) \left(\frac{50}{0.05} \right) \right] \frac{W\pi(0.05)900}{60} = 0.00471W + 33.7$$

$$H = \frac{(\Delta T + 18)^2}{0.484} LD = \frac{(80 - 30 + 18)^2}{0.484} (0.05)(0.075) = 35.83 \text{ watt}$$

H_d ile H_g birbirlerine eşitlenerek, $W = 451 \text{N}$ elde edilir. Yatak başına düşen kayıp ise 35,8 watt dir.

9. Bir yatak üzerine düşen radyal yük 14kN olmak üzere, bir dişli çarkın adı geçen yatakta çalışan mile monte edildiği bildirilmektedir ve diğer taşıyıcı yatakdaki radyal yük ise 18kN dir. Her yatak 150mm boyundadır. Yataklar 90,05/90,00 a işlenmişlerdir. Mil ise 89,92/89,87 ye işlenmiştir. Yağın çeşitli sıcaklıklardaki vizkosite değerleri aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Sıcaklık °C	100	110	120	130	140
SUV, sec	225	140	94	71	57
Kinematik vizkosite $\text{m}^2/\text{s} \times 10^6$	49	31	19	13	9

Çalışma sıcaklığı 20 °C

Hangi yatak ısınacaktır? Mil ve yatağın hangi kombinasyonunu daha yüksek çalışma sıcaklığı yaratacaktır? Daha sıcak yatakdaki yüzey sıcaklığını bulunuz. Bunun için McKee ifadesinin sürtünme katsayısının tayini için kullanınız. Yağın özgül ağırlığını, çalışma sıcaklığında 0,9 olarak alınız. Mil 500d/dk da dönmektedir.

Çözüm:

Minimum boşlukta, fazla yüklü yatak daha fazla ısınacaktır.

Minimum boşluk, $= 90.00 - 89.92 = 0.08 \text{mm}$, $p = \frac{18,000}{(0.15)(0.09)} = 1.33 \text{ MN/m}^2$

$$f = 0.002 + 0.326 \left(\frac{\mu N}{p} \right) \left(\frac{D}{C} \right) = 0.002 + 0.326 \left(\frac{\mu \times 500}{1.33 \times 10^6} \right) \left(\frac{90}{0.08} \right) = 0.002 + 0.1379\mu$$

Isı transferi dolayısıyla, ortaya çıkan bütün ısıyı yatağı terk ettiği kabul edilmektedir ve yatak sakın havada çalışmaktadır.

$$fW \frac{\pi DN}{60} = \frac{(\Delta T + 18)^2}{0.484} DL$$

$$(0.002 + 0.1379\mu) \frac{18,000\pi \times 500 \times 0.09}{60} = \frac{(T_B - 20 + 18)^2}{0.484} (0.15)(0.09)$$

$$84.83 + 5849\mu = 0.02789(T_B - 2)^2$$

Son ifade, deneme ve sinama metoduyla dengelenebilir.

Önce, Yağ sıcaklığını, $T_D = 130^\circ\text{C}$ alalım. Böylece kinematik vizkositesi $= 13 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, $\mu = 13 \times 10^{-6} \times 0.9 \times 1000 = 0.0117 \text{ kg/ms}$ ve yatak yüzey sıcaklığı $T_B = \frac{1}{2}(T_D - T_A) + T_A = 75^\circ\text{C}$ Sonra, $84.83 + 5849(0.0117) = 15.3$

$0.02789(75 - 2)^2 = 148.6$
 Oldukça yaklaşık değerler görülmektedir. Bu da seçilen yatak için sıcaklığın 75°C civarında olacağını göstermektedir.

10. 75mm çapındaki tam kaymalı yatağın 3500N luk radyal yük taşıdığı bilinmektedir. Yatak boyu 75mm ve mil dönüş hızı 400d/dk dir. Müsaade edilecek minimum film kalınlığını 0,02 kabul ederek ve yatak için normal kayma geçmenin söz konusu olduğu söylenmektedir. Raimond ve Boyd eğrilerini kullanarak, (a) uygun yağ için vizkosite değerini, μ (b) sürtünme katsayısını, f (c) H_f , ortaya çıkan ısı miktarını, (d) yataktan basılan yağ miktarını, (e) uç kaçak miktarını, Q_c (yatağa basılacak yağ miktarı, (f) yataktan geçen yağ için sıcaklık artışını hesaplayınız.

Çözüm:

- (a) H_8 , f_7 için, (Bölüm 3'e bkz.) maximum boşluğu 0,106mm alarak, Sommerfeld sayısı, S , na ait değer, Şekil. 23-9'dan tayin edilebilir. Bunun için $2h_o/C = 2(0,02)/0,106 = 0,377$ değerini kullanıp, $S = 0,105$ bulunabilir.
- Sonra, $S = 0,105 = \frac{\mu N'}{p} \left(\frac{D}{C}\right)^2 = \frac{\mu(400/60)}{0,622 \times 10^6} \left(\frac{75}{0,106}\right)^2$ $\mu = 0,0205 \text{ kg/ms}$
- (b) Şekil. 23-8'den $S = 0,105$ değeri, $f(D/C)$ değerini 3 olarak verir. Neticede, $f = 3(0,106)/75 = 0,00424$
- (c) $H_f = f \omega \pi D N / 60 = \frac{(0,00424)(3500)\pi(0,075)400}{60} = 23,3 \text{ watt}$
- (d) Şekil. 23-10'dan $S = 0,105$ değeri $\frac{4Q}{DCN'L} = 4,4$ verir. Sonra, $\frac{4Q}{(0,075)(0,106)(400/60)(0,075)} = 4,4$ $Q = 4,37 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$
- (e) Şekil. 23-11'den $S = 0,105$ değeri, $Q_c/Q = 0,7$ elde edilir. Sonra, $Q_c = (0,7)(4,37 \times 10^{-6}) = 3,06 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$
- (f) Şekil. 23-12'den $S = 0,105$ değeri, $\frac{\rho c \Delta T}{p} = 13,5$ elde edilir. $\rho = 830 \text{ kg/m}^3$ alarak ve $c = 1675 \text{ Nm/kg C}$ için (Sayfa 283'e bkz.) $\Delta T = 6,04^\circ\text{C}$ elde edilir.

Tamamlayıcı Problemler

11. 100mm çapındaki bir mil, 43kN luk radyal yüke tabi, 150mm uzunluğundaki bir yatak tarafından taşınırken, 2000d/dk da dönmektedir. Ortam sıcaklığı 38°C ve yağın çalışma sıcaklığı 80°C ile sınırlandırılmıştır. $\mu N/p = 30 \times 10^{-6}$ kabul edip, McKee ve Lasche denklemlerini kullanarak sürtünme katsayısını, yatak basınçını, ortaya çıkan ve yayılan ısı miktarını ve kullanılacak yağın tayin ediniz. Suni soğutma gerekecek midir? Cev. $0,01178$, $2,87 \text{ MN/m}^2$, $5,3 \text{ kW}$, $47,1 \text{ watt}$ SAE 60-70, Evet.
12. 50mm lik orta ağırlıktaki tam bir kaymalı yatak 100mm boyunda olup, mil 800d/dk da dönerken 2,5kN luk yük taşınmaktadır. Ortamdaki hava ile yatak yüzeyi arasındaki sıcaklık farkını 40°C kabul ediniz. 0,00432, 0,00615, 0,00715, 0,00816 veya 0,00256 değerlerinden hangisi, suni soğutma gereksinimi elimine edecektir. McKee ve Lasche denklemlerini kullanınız. Cev. $f = 0,00615$.
13. 60mm lik kaymalı yatak, 100mm boyunda olup, 2200N luk yükü 600d/dk da taşımaktadır. Ortam sıcaklığı 24°C ise, yatak yüzeyindeki sıcaklığın 60°C ile sınırlandırılması için yağ vizkositesi ne olmalıdır? McKee ve Lasche denklemlerini kullanınız. Cev. $\mu = 0,01261 \text{ kg/ms}$
14. 5500N luk bir rotor iki yatağın orta noktasında, 800d/dk da dönen, 50mm çapındaki bir melle taşınmaktadır. 110°C de kullanılacak yağın vizkositesi 0,0072kg/ms dir. Suni soğutma gereksinimi olmadan, ortam

sıcaklığı 32°C olmak şartıyla, yatak boyu ne olmalıdır? McKee ve Lasche denklemlerini kullanınız. Cev. $\mu = 0,018 \text{ kg/ms}$.

17. 150mm uzunluğunda ve 90mm çapında bir kaymalı yatak, izdüşüm alanında 2MN/m lik radyal yük taşımaktadır. Mil hızı 500d/dk dir ve H9 ve e9 geçme kullanılacaktır. Ortam sıcaklığı 20°C ve çalışma sıcaklığındaki yağın vizkositesi 0,099kg/ms dir. Ortaya çıkan ısının,

$$H_d = \frac{(T_B - T_A + 18)^2}{0,484} \times LD \quad \text{göre yayıldığını kabul ederek, yatak}$$

yüzey sıcaklığını tayin ediniz. McKee ve Lasche denklemini kullanınız. Cev. $T_B = 80^\circ\text{C}$

18. 125mm boyunda ve 75mm çapındaki bir kaymalı yatakda minimum çapsal boşluk 0,08mm ve taşıdığı yük 18kN dur. Mil 500d/dk da dönmektedir. Kullanılan yağın sıcaklığa göre karakteristik değerleri aşağıda verilmiştir.

Sıcaklık $^\circ\text{C}$	110	120	130	140
Vizkosite, kg/ms	0,0247	0,0171	0,0118	0,0082

McKee denklemini kullanarak, ortam sıcaklığını 25°C alarak, ortaya çıkan ısının ısı transferiyle yayıldığını kabul ederek, yaklaşık yağ sıcaklığını hesaplayınız. Cev. $T_o = 130^\circ\text{C}$ yaklaşık.

19. 100mm boyunda, 100mm çapında su yağlamalı bir yatak 1300N taşımaktadır. Mil 1000d/dk da dönmektedir. Çapsal boşluk 0,01mm ve suyun vizkositesi 0,0003kg/ms dir. ($c = 4200 \text{ Nm/kg}^\circ\text{C}$ ve $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ kabul ediniz. Raimondi ve Boyd eğrilerini kullanarak, sürtünme katsayısını, minimum film kalınlığı, yatağa gelen sıvı miktarını, uç kaçaklarını, yağdaki sıcaklık artışını ve sürtünmeden dolayı olabilecek güç kaybını hesaplayınız. Cev.

$$f = 0,0016, h = 8,5 \mu\text{m}, Q = 19,2 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}, Q_c = 16,7 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}, \Delta T = 0,23^\circ\text{C}, 10,9 \text{ watt}$$

20. 200mm boyunda ve 200mm çapındaki bir kaymalı yatak 45kN luk radyal bir yükü taşımaktadır. Mil 1200d/dk da dönmektedir ve D/C oranı 1000 dir. çalışma sıcaklığında (80°C) yağın vizkositesi 0,018kg/ms dir. Ortam sıcaklığı 20°C dir. Raimondi ve Boyd eğrilerini kullanarak, minimum film kalınlığı, yatakta ortaya çıkan ısı miktarını, yatak izdüşüm alanından $H_d = \frac{(\Delta T + 18)^2}{0,273}$ (izdüşüm alanı) ye bağlı olarak kaybolan ısı miktarını, her iki uçtan kaçan yağ miktarını ve kaçaktan dolayı yataktan alınan ısı miktarını hesaplayınız. Cev. $h_o = 0,065 \text{ mm}$, $H_f = 3,85 \text{ kW}$, $H_d = 338 \text{ watt}$, $Q_c = 70,2 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$, $2,22 \text{ kW}$

Kayış Kasnak Düzenleri

DÜZ KAYIŞLAR VE V-KAYIŞLAR, iki mil arasında aynı oranda hız aktarımı söz konusu olmadığı zaman güç aktarımı için kullanılırlar. Kayışlarda, kayma ve sarılmadan dolayı olabilecek güç kayıpları genelde %3 ilâ 5 arasında değişmektedir. Aşağıdaki, tartışmalarımızda, bütün millerin arasında değişmektedir. Aşağıdaki, tartışmalarımızda, bütün millerin paralel oldukları kabul edilecektir. Mamafih, özel hallerde düz veya V-kayışlar paralel olmayan millerde kullanılırlar. Böyle bir durumda, kayışın kasnakta kalabilmesi için, kayışın her makaraya, makara dönüş eksenine dik düzlem içinde yaklaşması şarttır.

KAYIŞ DİZAYNINDA, gerekli gücün aktarımı için uygun kayış seçimi veya belirlenmiş bir düz veya bir V-kayışla aktarılacak gücün hesaplanması gerekir. Birinci halde, kayışın eni bilinmemektedir. İkinci halde ise kayış eni bilinmektedir. Her iki durum için kayış kalınlığı kabul edilmektedir.

Kayış sisteminde aktarılan güç, kayış çeki kuvvetleri ve kayış hızının fonksiyonudur.

$$\text{Güç} = (T_1 - T_2)v \cdot W$$

T_1 = Gergin taraftaki, kayış çeki kuvveti, N
 T_2 = Gevşek taraftaki kayış çeki kuvveti, N
 v = Kayış hızı, m/sn

Kayış kalınlığının verilmesi ve eninin bilinmemesi halinde, düz kayışlar için, s_1 , gerilmesinin tayini için aşağıdaki formül kullanılır.

$$\frac{s_1 - m'v^2}{s_2 - m'v^2} = e^{f\alpha}$$

s_1 = Maximum müsaade edilen gerilme, N/m²

s_2 = Gevşek taraftaki gerilme, N/m²

m' = 1 m² lik kesit alanına sahip, 1 metrelik kayışın kütlesi,

v = Kayış hızı, m/sn

f = Kayış ve kasnak arasındaki sürtünme katsayısı

α = Kayışın kasnak üzerindeki sarılma açısı, rad.

Kayış eninin bilinmemesi halinde, gerekli kesit alanının bulunması için,

$$\frac{T_1 - T_2}{s_1 - s_2} = \text{Gerekli kesit alanı}$$

Böylece, gerekli kayış eni, $b = \text{alan/kalınlık}$ olur. $(T_1 - T_2)$ değeri, güç gereksinimi ifadesinden bulunabilir. $P = (T_1 - T_2)v \cdot W$.

Kayışın gergin tarafındaki maximum çeki, kayış malzemesinin müsaade edilen gerilmesine bağlıdır. Kauçuk emdirilmiş kösele ve pamuklu yelken bezi katları çoğu zaman kullanılır. Kösele kayışlar halinde müsaade edilen gerilme 2 ilâ 3,45 MPa değerlerini almaktadır. Kösele kayışlar tek katlı olmak üzere çeşitli kalınlardan oluşabilir. Ayrıca çiftli veya üç katlı kayışlarda mevcuttur. Köselenin özgül ağırlığı yaklaşık olarak 970kg/m³ dür. Kauçuk kayışlarda çeşitli katlar halinde imâl edilebilirler ve bunların özgül ağırlığıda yaklaşık olarak, 1250kg/m³ dür.

Düz ve V-kayışlar için, en ve kalınlık bilinmemesi halinde, T_2 değerini hesaplamak için aşağıdaki ifade kullanılır.

$$\frac{T_1 - mv^2}{T_2 - mv^2} = e^{f\alpha/\sin \frac{\theta}{2}} \quad m = btp \text{ dir.}$$

m = 1 metre kayışın kütlesi v = kayış hızı, m/sn; b = kayış eni, m; t = kayış kalınlığı, m; ρ = kayış özgül ağırlığı, kg/m³; f = kayış ve kasnak arasındaki sürtünme katsayısı; μ = sarılma açısı, θ = V kayışı için yiv açısı (0 düz kayış için 180° dir.)

mv^2 miktarı, santrifüj kuvvetten dolayıdır. Bu değer kayışın kasnaktan ayrılmasına neden olabilir ve aktarılan güç azaltır.

YÜK TAŞIMA KAPASİTESİ, bir çift kasnak için $e^{f\alpha/\sin \frac{\theta}{2}}$ elde edilir. Bundan dolayıdır ki, V-kayış bir yivli kasnak ve bir düz kasnakta kullanılabilir ki bu da, gereksiz işleme masrafını önleyecektir.

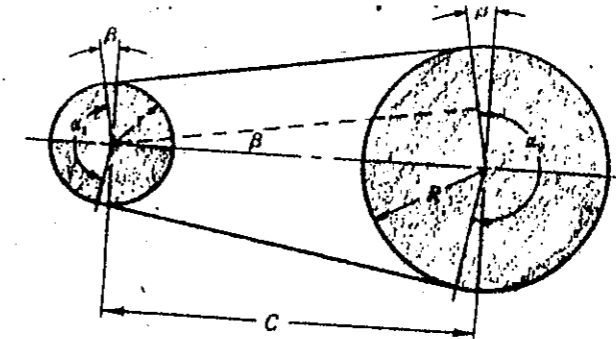
Kayışın aşırı bir şekilde bükülmesi kısa ömüre neden olur. Makul bir ömür için, kasnak çapının kayış kalınlığına oranı minimum 30 olmalıdır.

KAYIŞLARIN SEÇİMİ, uygun ifadelerin veya tabloların ve çeşitli imalatçılardan alınmış kataloglarla yapılır. Uygun katsayılarla daha emniyetli dizaynlar yapılırsa da bu kitapta sadece, tatbikiyle kayış seçimi yapılacaktır.

SARILMA AÇISI, kayış düzeninde, sarılma açısı aşağıdaki şekilde tayin edilebilir.

$$\sin \beta = \frac{R - r}{C}$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\beta = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \frac{R - r}{C}, \quad \alpha_2 = 180^\circ + 2\beta = 180^\circ + 2 \sin^{-1} \frac{R - r}{C}$$



Şekil. 24-1

Çappaz kayış düzeninde sarılma açısı

$$\sin \beta = \frac{R+r}{C}$$

$$\alpha_1 = \alpha_2 = 180^\circ + 2\beta$$

$$= 180^\circ + 2 \sin^{-1} \frac{R+r}{C}$$

Çözümlü Problemler

1. $\frac{T_1 - mv^2}{T_2 - mv^2} = e^{f\alpha}$ ifadesini bir düz kayış için çıkarınız.

Çözüm:

- (a) Kayışta küçük elemanter bir parça alalım. Alınan bir eleman üzerindeki kuvvetler (1) T ve (T+dT) çeki kuvvetleri, (2) santrifüj kuvveti, (mv²)dφ (3) dN normal kuvveti, (4) sürtünme kuvvetidir. f dN

Kayışta eğilme momenti ve kesme kuvveti olmadığını unutmayınız. Kayış esneyebilen bir elemandır ve diğer kuvvetlere kıyasla, herhangi bir değerde eğilme ve kesme kuvvetleri taşıyamaz.

- (b) Kayış elemanı için herhangi x ve y yönlerini seçerek ve elemanı dengede kabul ederek,

$$\Sigma F_x = 0 \text{ veya } (T+dT) \cos \frac{1}{2}d\phi - f dN - T \cos \frac{1}{2}d\phi = 0$$

$$\Sigma F_y = 0 \text{ veya } (T+dT) \sin \frac{1}{2}d\phi + T \sin \frac{1}{2}d\phi - (mv^2)d\phi - dN = 0$$

- (c) $\cos \frac{1}{2}d\phi = 1$ and $\sin \frac{1}{2}d\phi = \frac{1}{2}d\phi$ olduğunda,

$$1) (T+dT)(1) - f dN - T = 0 \text{ veya } dN = dT/f$$

$$2) (T+dT)(\frac{1}{2}d\phi) + T(\frac{1}{2}d\phi) - dN - (mv^2)d\phi = 0$$

(1) deki $dN = dT/f$ değerini (2)de yerine koyarak ve ikinci merteben diferansiyelleri ihmal ederek, $T d\phi - dT/f - (mv^2)d\phi = 0$

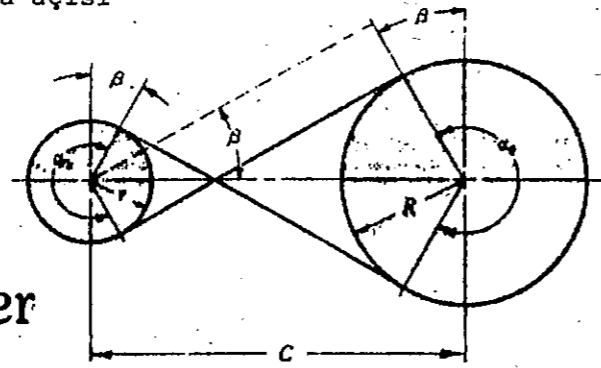
bulunur.

- (d) Sonra $\frac{dT}{T - mv^2} = f d\phi$, $\int_{T_2}^{T_1} \frac{dT}{T - mv^2} = \int_0^\alpha f d\phi$ ve neticede, $\frac{T_1 - mv^2}{T_2 - mv^2} = e^{f\alpha}$ elde edilir. (Uygun birimler için sayfa 291'e bakınız.).

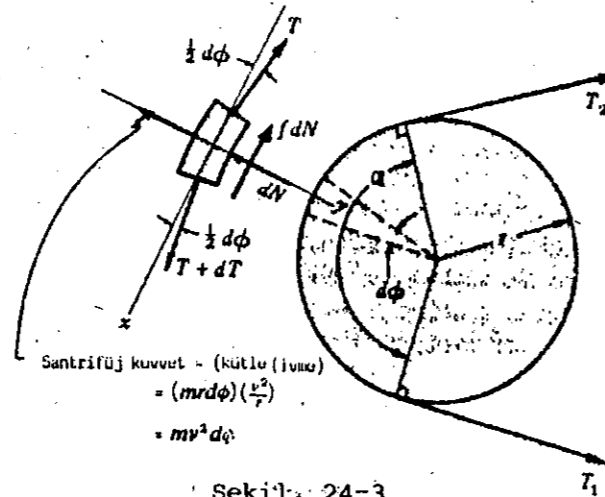
2. 1. Problemdeki ifadeyi V kayış için tadil ediniz.

Çözüm:

- (a) Şekil. 24-4 ile Şekil. 24-3'ü kıyaslayınız. Düz kayışta kuvvetler



Şekil. 24-2



Şekil. 24-3

gösterildiği üzeredir; T, T+dT; mv²dφ. Normal ve sürtünme kuvvetleri arasında fark oluşur. V-kayışın kenarlarındaki normal kuvvetlerin her iki taraf için eşit olduğu kabul edilir. $\frac{1}{2}dN \times y$ düzlemindeki bileşke normal kuvvet, $dN \sin \frac{1}{2}\theta$ dir. θ V-kayış açısıdır. Sürtünme kuvvetlerinin toplamı θ dan bağımsız değildir. Fakat $2f(\frac{1}{2}dN) = f dN$.

- (b) $\Sigma F_x = 0$ veya

$$(T+dT) \cos \frac{1}{2}d\phi - f dN - T \cos \frac{1}{2}d\phi = 0$$

- $\Sigma F_y = 0$ veya

$$(T+dT) \sin \frac{1}{2}d\phi + T \sin \frac{1}{2}d\phi - dN \sin \frac{1}{2}\theta - mv^2 d\phi = 0$$

- (c) Limitler içinde $\cos \frac{1}{2}d\phi = 1$ ve $\sin \frac{1}{2}d\phi = \frac{1}{2}d\phi$ olduğundan,

$$1) (T+dT) - f dN - T = 0 \text{ veya } dN = dT/f$$

$$2) (T+dT)(\frac{1}{2}d\phi) + T(\frac{1}{2}d\phi) - dN \sin \frac{1}{2}\theta - mv^2 d\phi = 0$$

(1)deki $dN = dT/f$ değerini (2)de yerine koyarak ve ikinci merteben diferansiyelleri ihmal ederek,

$$T d\phi - (dT/f) \sin \frac{1}{2}\theta - mv^2 d\phi = 0$$

- (d) Sonra, $\frac{dT}{T - mv^2} = \frac{f}{\sin \frac{1}{2}\theta} d\phi$, $\int_{T_2}^{T_1} \frac{dT}{T - mv^2} = \int_0^\alpha \frac{f}{\sin \frac{1}{2}\theta} d\phi$, and finally $\frac{T_1 - mv^2}{T_2 - mv^2} = e^{f\alpha/\sin \frac{1}{2}\theta}$

Düz kayış için 0, 180° olarak alınır, bu ifade 1. problemdeki şekile dönüşür.

3. Bir mil kasnakta aldığı maximum gücü esnek bir kapline aktarmaktadır. Mil 900d/dk dönmekte ve kasnak çapı 400mm olarak ölçülmektedir. Kayış dizisi paraleldir ve kösele kayış 50mm eninde ve 6mm kalınlığındadır. Kayıştaki maximum gerilme 2MPa dir. Sürtünme katsayısı ise 0,3 dür. Eğer Mil A-A kesitinde mukavemet için kontrol edilecekse, kullanılacak eğilme momenti ve tork değerleri ne olacaktır? Köseleye ait özgül ağırlık, $\rho = 970 \text{ kg/m}^3$

$$\text{Çözüm: } \frac{T_1 - mv^2}{T_2 - mv^2} = e^{f\alpha}, \quad \frac{600 - 103,4(18,85)^2}{T_2 - 103,4(18,85)^2} = e^{0,3\pi}, \quad T_2 = 296,9 \text{ N}$$

$$m = 0,05 \times 0,006 \times 970 = 103,4 \text{ kg/m. } \alpha = \pi \text{ radian:}$$

$$v = \pi DN = \pi(0,2 \text{ m})(900/60 \text{ rps}) = 18,85 \text{ m/s, } T_1 = (50 \times 6 \times 10^{-6})(2 \times 10^6) = 600 \text{ N}$$

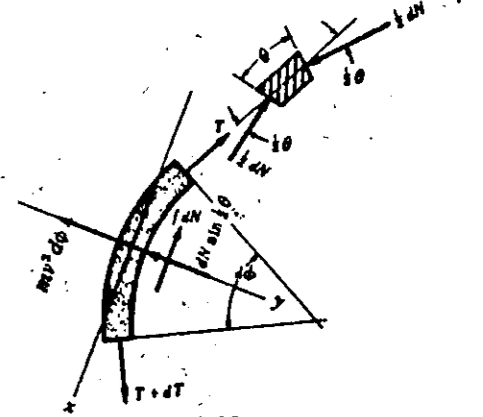
- (b) A-A kesitindeki eğilme momenti,

$$(T_1 + T_2)(0,25) = (600 + 296,9)(0,25) = 224 \text{ N m}$$

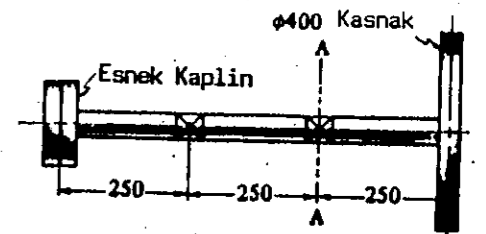
- (c) A-A kesitindeki Tork,

$$(T_1 - T_2)(R) = (600 - 296,9)(0,2) = 60,6 \text{ N m}$$

4. Bir vantilatör 880d/dk da dönen bir motordan hareketi, kayış kasnak düzeniyle almaktadır. 250mm eninde ve 8mm kalınlığındaki iki katlı

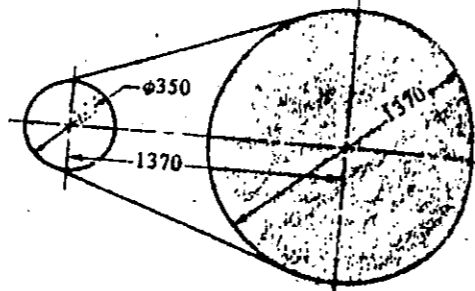


Şekil. 24-4



Şekil. 24-5

kösele kayış kullanılmaktadır. Motor kasnağı ile çevrilen kasnak çapları sırasıyla 350mm ve 1370mm dir. Her iki kasnak dökme demirden mamul olup eksenler arası 1370mm dir. Dökme demirle, kösele arasındaki sürtünme katsayısı 0,35 dir. Kayış için müsaade edilecek gerilme 2,4MPa dır. Bu değer emniyet açısından yeterlidir. Çift katlı kayış tek katlıya göre çift kat kapasiteye sahip olmadığı bilinmektedir. (Çift katlı kayış aynı kalınlıktaki tek katlı kayış kapasitesinin % 85'ine sahip olacaktır.) Kayış özgül ağırlığı 970kg/m³ dür. Kayışın güç kapasitesi nedir?



Şekil. 24-6

Çözüm: Küçük ve büyük kasnaklarda sarılma açıları,

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \frac{(R-r)}{C} = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left[\frac{(685-175)}{1370} \right] = 136,3^\circ$$

$$\alpha_2 = 180^\circ + 2 \sin^{-1} \frac{(R-r)}{C} = 223,7^\circ$$

Dizaynda gözönüne alınacak kasnak küçük .. değerindedir. Burada öncelik yine küçük kasnaktır. Örneğin, kayma noktasında, küçük kasnak büyük güç aktarmaktadır. Büyük kasnak maksimum kapasite üretmemektedir. Sonra,

$$\frac{T_1 - mv^2}{T_2 - mv^2} = e^{f\alpha_1}, \quad \frac{4800 - 1,94(16,13)^2}{T_2 - 1,94(16,13)^2} = e^{0,35(136\pi/180)} = 2,299, \quad T_2 = 2373N$$

$$m = 8 \times 250 \times 10^{-6} \times 970 = 1,94 \text{ kg/m}$$

$$v = \pi DN = \pi(0,175 \text{ m})(880/60 \text{ rpm}) = 16,13 \text{ m/s}, \quad T_1 = (250 \times 8 \times 10^{-6})(2,4 \times 10^6) = 4800N$$

$$\text{Güç kapasitesi} = (T_1 - T_2)v = (4,8 - 2,373)(16,13) = 39,1 \text{ kW}$$

5. Bir kompresör, 900d/dk da dönen, 10mm kalınlığında ve 250mm enindeki bir kayışla motordan hareket almaktadır. Motor tarafındaki kasnak 300mm çapında, ve kompresör tarafındaki kasnak ise 1500mm çapındadır. Mil eksenleri 1,5m. aralıktadır. Küçük kasnaktaki sarılma açısını 220° yapmak için avara kasnak kullanılmaktadır. Aynı avara kasnakla büyük kasnaktaki sarılma açısı 270° olacaktır. Küçük kasnakla kayış arasındaki sürtünme katsayısı 0,3 ve büyük kasnakla kayış arasındaki sürtünme katsayısı ise 0,25 dir. Müsaade edilecek kayış gerilmesi 2MPa ve kayış özgül ağırlığı 970kg/m³ dür. (a) Bu düzendeki güç kapasitesi nedir? (b) Küçük kasnağın yerine V-kasnağı (Yiv açısı, $\theta = 34^\circ$ ve sürtünme katsayısı 0,25) ve aynı kompresör kasnağını kullanarak ve avara kasnağı devreden çıkararak, daha efektif büyük kapasiteli bir düzen elde edilebilir mi? V-kayışı ile, büyük kasnak bölüm dairesi çaplarının düz kayış düzeni içinde aynı kalacağını düşünelim. 300mm ve 150mm Her kayışdaki toplam maksimum kuvvetin düz kayışdaki değerde olduğunu kabul ediniz. (Örn. T_1 sabittir.) Aynı zamanda bütün kayışlardaki santrifüj etki düz kayışlardaki olduğu gibidir.

Çözüm: (a) Küçük kasnak için, $e^{f\alpha} = e^{0,3(220\pi/180)} = 3,16$; büyük kasnak için $e^{f\alpha} = e^{0,25(270\pi/180)} = 3,2$. Böylece,

$$\frac{T_1 - mv^2}{T_2 - mv^2} = e^{f\alpha}, \quad \frac{5000 - 484,8}{T_2 - 484,8} = 3,16, \quad T_2 = 1914N$$

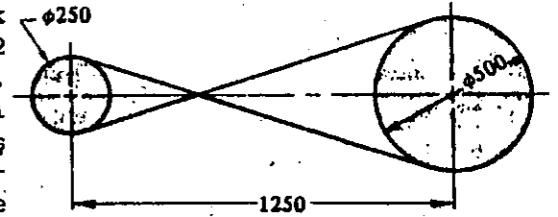
$$T_1 = 2 \times 10^6 \times 10 \times 250 \times 10^{-6} = 5 \text{ kN}, \quad m = 970 \times 250 \times 10 \times 10^{-6} = 2,425 \text{ kg/m}$$

$$v = \pi(0,3)(900/60) \quad \text{Güç kapasitesi} = (T_1 - T_2)v = (500 - 1914)(14,14) = 43,6 \text{ kW}$$

(b) Avara kasnaksız bir sistemde, küçük kasnaktaki sarım açısı, $180^\circ - 2 \sin^{-1} [0,75 - 0,15]/1,5] = 132,8^\circ$, büyük kasnaktaki = $227,2^\circ$ Şimdi, küçük kasnak için (V-kayışı yiv içinde) $e^{f\alpha/\sin \theta} = e^{0,25(132,8\pi/180)/\sin 17^\circ} = 7,26$, büyük kasnak için (V-kayışı düz kasnakta) $e^{f\alpha} = e^{0,25(227,2\pi/180)} = 2,69$.

Böylece, küçük kasnağın kapasitesi artırılmış olmasına rağmen Şimdi büyük kasnak kriter olarak alınacaktır. u kullanarak, veya $t = 2163N$ yeni (azaltılmış) güç kapasitesi = 2,69. $\frac{5000 - 484,8}{T_2 - 484,8} = 2,69, T_2 = 2163N$ $(5000 - 2163)14,14 = 40,1 \text{ kW}$.

6. 1000d/dk da dönen bir küçük kasnağın 7,5kW lık gücü çapraz bir kayış sistemiyle aktarılacaktır. Küçük kasnak çapı 250mm, hız oranı 2 ve eksenler arası mesafe 1,25m.dir. Sürtünme katsayısının 0,3 olması beklenirken, 6mm lik düz kayış kullanılması düşünülmektedir. Kayıştaki maksimum müsaade edilen gerilme 1,7MPa ise, kösele kayış için kayış genişliğini hesaplayınız. Köselenin özgül ağırlığı 970kg/m³ dür.



Şekil. 24-7

Çözüm:

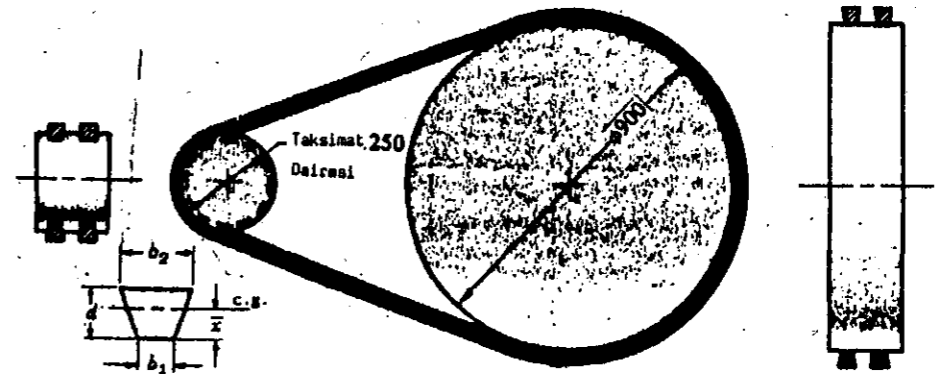
Her iki kasnakta aynı sarım açısı bulunmakta ve aynı güç kapasitesine sahip kabul edilmektedirler.

$$\alpha = 180 + 2 \sin^{-1} \frac{(R+r)}{C} = 180 + 2 \sin^{-1} \frac{(10+5)}{50} = 214,8^\circ$$

$$\frac{s_1 - m'v^2}{s_2 - m'v^2} = e^{f\alpha}, \quad \frac{1,7 \times 10^6 - 1,665 \times 10^3}{s_2 - 1,665 \times 10^3} = e^{0,3(214,8\pi/180)}, \quad s_2 = 663,9 \text{ kPa}$$

$$(T_1 - T_2) = \frac{\text{Güç}}{v} = \frac{7,5 \times 10^3}{13,1} = 572,5N, \quad u \text{ kullanarak, } A = \frac{T_1 - T_2}{s_1 - s_2} = \frac{572,5}{1,7 \times 10^6 - 663,9 \times 10^3} = 552,6 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ ve kayış eni} = (552,6 \times 10^{-6}) / (6 \times 10^{-3}) = 92,1 \times 10^{-3} \text{ m. kayış genişliğini 95 olarak alınız.}$$

7. Bir V-kayış 18,5 kW lık gücü 250mm lik bölüm dairesine sahip kasnaktan alıp, 900mm lik düz kasnağa aktaracaktır. Giriş ve çıkış millerinde eksenler arası mesafe 1 m dir. Yiv açısı $\theta = 40^\circ$ ve kayış ile küçük kasnak arasındaki sürtünme katsayısı 0,2 ve düz kayışla kasnak arasındaki sürtünme katsayısı ise, yine 0,2 dir. Kayış eni üstte, $b_2 = 38 \text{ mm}$ ve altta, $b_1 = 19 \text{ mm}$ dir. Kayış derinliği $d = 25$ dir. Her kayış 11 kN/m^3 gelmektedir ve her kayış için müsaade edilebilen çekme kuvveti 900N dur. Kullanılacak kayış sayısını tayin ediniz. (Not: Önce bir kayış için gereken işlemleri yapınız.)



Şekil. 24-3

Çözüm:

Kasnak çapına göre, düz kayış kalınlığı ihmal edilebildiğine göre, V-kayış kalınlığı ihmal edilebilir. Bölüm dairesinin, kayış kesitinin ağırlık merkezinden ölçüldüğünü fark ederek, düz kasnaktaki bir V-kayışa ait bölüm dairesi çapını hesaplayınız.

$$\text{Tabandan, ağırlık merkezine olan mesafe, } \bar{x} = \frac{d(b_1 + 2b_2)}{3(b_1 + b_2)} = \frac{25(19 + 76)}{3(19 + 38)} = 13,9 \text{ mm.}$$

Büyük kasnağın bölüm dairesi çapı = 900 + 2(13,9) = 927,8 veya bölüm dairesi yarıçapı = 463,9 mm.

Küçük kasnak için, $\alpha = 180^\circ - 2 \sin^{-1} [(463,9 - 125)/1000] = 140,4^\circ$ Büyük kasnak için, $\alpha = 219,6^\circ$

Kapasiteleri mukayese ederek, iki kasnak için, $e^{f\alpha/\sin \frac{\alpha}{2}}$ Küçük kasnaktaki: $e^{0,2(140,4\pi/180)/\sin 20^\circ} = 4,18$. Büyük kasnaktaki: $e^{0,2(219,6\pi/180)/\sin 90^\circ} = 2,15$.

Dizayn büyük kasnağa göre yapılacaktır: (V-kayıştaki açı 40° den biraz büyüktür. Fakat kayış 40° lik yive oturacaktır).

Bir kayışın kesit alanı = $\frac{1}{2}(b_1 + b_2)d = \frac{1}{2}(0,019 + 0,038)(0,025) = 713 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ ve kayışın gevşek tarafındaki çeki kuvveti,

$$\frac{T_1 - mv^2}{T_2 - mv^2} = e^{f\alpha/\sin \frac{\alpha}{2}} \quad \frac{900 - 799(555)10^{-3}}{T_2 - 799(555)10^{-3}} = 2,15, \quad T_2 = 655,8 \text{ N olarak bulunur.}$$

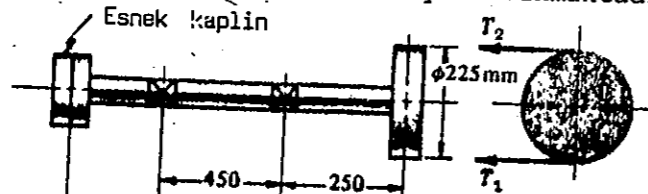
$$m = (11.000 \times 71,3 \times 10^{-6}) \frac{1}{9,81} = 799 \times 10^{-3} \text{ kg/m, } v = \pi(0,250)(1800/60) = 23,56 \text{ m/s}$$

Her bir kayışdaki güç = $(T_1 - T_2)v = (900 - 655,8)(23,56) = 5753 \text{ W}$

Gerekli kayış sayısı = $(18.500)/(5753) = 3,22$. 4 kayış kullanınız.

8. 225mm çapındaki bir kasnak mile kamalanmıştır ve kasnak en yakın yatak kasnağa 250mm mesafededir. (Şekil. 24-9.) Makaraya hareket, 1800d/dk da dönen bir motordan düz kayışla aktarılmaktadır. Hız oranı 1:1 dir. Kayış 9,5 x 150mm boyutundadır. Özgül ağırlığı ise 970kg/m³ dür. Kayışla kasnak arasındaki sürtünme katsayısı 0,3 dür. Maksimum kayış gerilmesi 2MPa olduğu zaman kayış maksimum kapasitesinde çalışmaktadır.

Güç kapasitesinin iki katına çıkarılmasına karar verilmiştir. Çeşitli imkanlardan, kayış enini artırmak yoluna gidilecektir. Kayış eni artırıldığı zaman diğer şartların aynı kalması istenmektedir. (a) Güç kapasitesini iki katına çıkarmak için kayış eni değeri ne olabilir? (b) Kasnak ilk yataktan 250mm mesafede olmak üzere, yatak kuvvetleri ne kadar artırılmalıdır? Yataklar arasındaki mesafe 450mm dir. Milden güç esnek bir kaplin vasıtasıyla alınmaktadır.



İlk şartlardaki yükler	A	B	
	$R_A = 2,41 \text{ kN}$	$R_B = 6,75 \text{ kN}$	4,34 kN
kayış eni iki katına çıkarılıncaya ortaya çıkan kuvvetler	$R_A' = 4,82 \text{ kN}$	$R_B' = 13,50 \text{ kN}$	8,68 kN

Şekil. 24-9

Çözüm:

- (a) Kayış eni iki katına çıkarılırsa, güç kapasiteside iki katına çıkar.
 (b) Eğer kayış maksimum güç aktarıyorsa Gergin taraftaki T_1 çeki kuvveti = $2 \times 10^6 (150 \times 9,5) \times 10^{-6} = 2,85 \text{ kN}$ T_2 yi bulmak için

$$\frac{T_1 - mv^2}{T_2 - mv^2} = e^{f\alpha}, \quad \frac{2850 - 1,382(450)}{T_2 - 1,382(450)} = e^{0,3\pi}, \quad T_2 = 1,49 \text{ kN}$$

$$m = 970(150 \times 9,5 \times 10^{-6}) = 1,382 \text{ kg/m, } v = \pi(0,225)(1800/60) = 21,21 \text{ m/s.}$$

Yatakdaki reaksiyon kuvvetlerine neden olan kasnaktaki bileşke kuvveti, $T_1 + T_2 = 4,34 \text{ kN}$.

B deki reaksiyon kuvveti, A ya göre moment alınarak bulunabilir. A daki reaksiyon kuvveti ise kuvvetlerin toplama prensibinden bulunacaktır. $4,34(0,7) - R_B(0,45) = 0, R_B = 6,75 \text{ kN}$ ve $R_A + 4,34 - 6,75 = 0, R_A = 2,41 \text{ kN}$

Eğer güç iki katına çıkarılırsa yatak reaksiyonları da iki katına çıkar. Örn. $R_A' = 4,82 \text{ kN}$ ve $R_B' = 2,41 \text{ kN}$. Böylece yatak kuvvetlerindeki artışlar 2,41kN, A daki 6,75kN sağdaki B yatağı için olacaktır.

9. Sabit göbekli düzenden, göbekten mülle tespit edilmiş düzen daha avantajlıdır. Avantajlardan birisi kayışın, motorun kendi ağırlığı ile gerginleştirilebilmesidir. Diğer bir avantaj ise, belli oranlar dahilinde, yatak yüklerinin kısmi yüklerde azaltılabilesidir. Eğer motordan kasnağa aktarılan güç tam yük kapasitesinin % 25 i kadar ise, C ve D deki yatak yükleri ne olabilir? Tam yatak yükü cinsinden yüzde olarak ifade ediniz. Kullanılan armatürün ağırlığını ihmal ediniz.

	A Kasnağı	B Kasnağı
Çap (mm)	150	150
Sürtünme katsayısı	0,4	0,5
Sarılma açısı	180°	180°
Kayış hızı	15m/sn,	eni 100mm ve kalınlığı 3,2mm ve yoğunluk 1,1Mg/m ³ dür. Motor kütlesi 68kg.

Çözüm:

- (a) Yapılacak ilk iş tam yük kapasitesini incelemektir.

Motor ve kasnağı gösterildiği gibi birbirlerinden izole ediniz. E pimi merkezine göre moment alarak,

$$-68 \times 9,81 \times 150 + T_1 \times 75 + T_2 \times 225 - 150 \times 158,4 = 0$$

veya (J) $T_1 + 3T_2 = 1650$

Maximum kapasite, kayışın tam kayma noktasında olduğunu veya maximum sürtünmeden motor kasnağının faydalanacağı anlamına gelmektedir. (Motor kasnağındaki $e^{f\alpha}$, çevrilen kasnaktaki $e^{f\alpha}$ den daha küçüktür.)

$$\frac{T_1 - mv^2}{T_2 - mv^2} = e^{f\alpha}, \quad \frac{T_1 - 79,2}{T_2 - 79,2} = e^{0,4\pi} \text{ veya}$$

(2) $T_1 - 3,51T_2 = -199$ $m = (1,1 \times 10^3)(100 \times 3,2 \times 10^{-6}) = 0,352 \text{ kg/m}^3$ ve $v = 15 \text{ m/s}$ Benzer şekildeki çözümlerle (1) ve (2) den, $T_1 = 798 \text{ N}$, $T_2 = 284 \text{ N}$; ve $T_1 + T_2 = 1082 \text{ N}$ elde edilir.

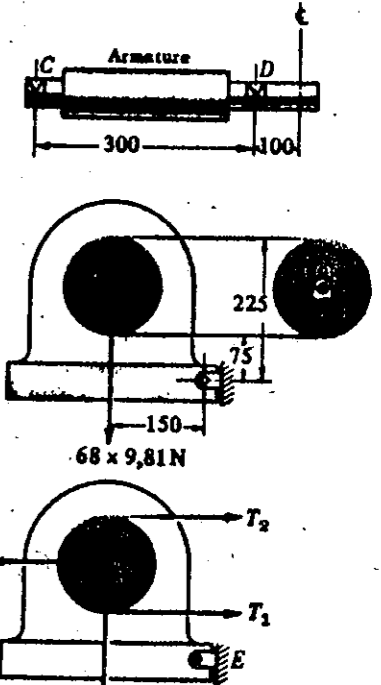
- (b) Çeyrek yükte, kayıştaki yükleri T_1' ve T_2' olarak alalım. E ye göre moment alarak,

$$(3) -68 \times 9,81 \times 150 + T_1'(75) + T_2'(225) - 150(158,4) = 0$$

ve çeyrek yükteki değerlere bakarak, $(T_1' - T_2') = \frac{1}{3}(T_1 - T_2)$.

$$(4) T_1' - T_2' = \frac{1}{3}(798 - 284) = 128,5 \text{ N}$$

(3) ve (4) denklemlerini birlikte çözerek, $T_1' = 509 \text{ N}$ ve $T_2' = 380 \text{ N}$ elde edilir.



Şekil. 24-10

$$\begin{aligned} \text{Kayışdaki belişke atalet yükü} \\ &= 2mv^2 \sin \frac{\alpha}{2} \\ &= 2(1,1 \times 10^3)(100 \times 3,2 \times 10^{-6}) 15^2 \sin 90^\circ \\ &= 158,4 \text{ N} \end{aligned}$$

Çözüm:

Kasnak çapına göre, düz kayış kalınlığı ihmal edilebileceğine göre, V-kayış kalınlığı ihmal edilebilir. Bölüm dairesinin, kayış kesitinin ağırlık merkezinden ölçüldüğünü fark ederek, düz kasnakdaki bir V-kayışa ait bölüm dairesi çapını hesaplayınız.

$$\text{Tabandan, ağırlık merkezine olan mesafe, } \bar{x} = \frac{d(b_1 + 2b_2)}{3(b_1 + b_2)} = \frac{25(19 + 76)}{3(19 + 38)} = 13,9 \text{ mm.}$$

Büyük kasnağın bölüm dairesi çapı = $900 + 2(13,9) = 927,8$ veya bölüm dairesi yarıçapı = $463,9$ mm.

Küçük kasnak için, $\alpha = 180^\circ - 2 \sin^{-1} [(463,9 - 125)/1000] = 140,4^\circ$ Büyük kasnak için, $\alpha = 219,6^\circ$

Kapasiteleri mukayese ederek, iki kasnak için, $e^{f\alpha/\sin \frac{\alpha}{2}}$ Küçük kasnakta: $e^{0,2(140,4\pi/180)/\sin 20^\circ} = 4,18$. Büyük kasnakta: $e^{0,2(219,6\pi/180)/\sin 90^\circ} = 2,15$.

Dizayn büyük kasnağa göre yapılacaktır. (V-kayıştaki açı 40° den biraz büyüktür. Fakat kayış 40° lik yive oturacaktır).

Bir kayışın kesit alanı = $\frac{1}{2}(b_1 + b_2)d = \frac{1}{2}(0,019 + 0,038)(0,025) = 713 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ ve kayışın gevşek tarafındaki çeki kuvveti,

$$\frac{T_1 - mv^2}{T_2 - mv^2} = e^{f\alpha/\sin \frac{\alpha}{2}}, \quad \frac{900 - 799(555)10^{-3}}{T_2 - 799(555)10^{-3}} = 2,15, \quad T_2 = 655,8 \text{ N olarak bulunur.}$$

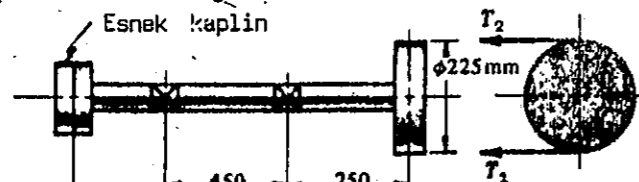
$$m = \frac{(11.000 \times 71,3 \times 10^{-6})}{9,81} = 799 \times 10^{-3} \text{ kg/m, } v = \pi(0,250)(1800/60) = 23,56 \text{ m/s}$$

$$\text{Her bir kayışdaki güç} = (T_1 - T_2)v = (900 - 655,8)(23,56) = 5753 \text{ W}$$

$$\text{Gerekli kayış sayısı} = (18.500)/(5753) = 3,22. \quad 4 \text{ kayış kullanınız.}$$

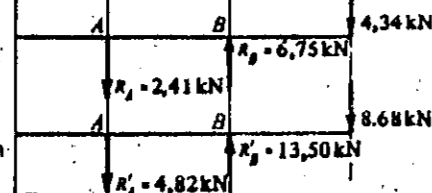
8. 225mm çapındaki bir kasnak mile kamalanmıştır ve kasnak en yakın yatak kasnağa 250mm mesafededir. (Şekil. 24-9.) Makaraya hareket, 1800d/dk da dönen bir motordan düz kayışla aktarılmaktadır. Hız oranı 1:1 dir. Kayış 9,5 x 150mm boyutundadır. Özgül ağırlığı ise 970kg/m³ dür. Kayışla kasnak arasındaki sürtünme katsayısı 0,3 dür. Maksimum kayış gerilmesi 2MPa olduğu zaman kayış maksimum kapasitesinde çalışmaktadır.

Güç kapasitesinin iki katına çıkarılmasına karar verilmiştir. Çeşitli imkanlardan, kayış enini artırmak yoluna gidilecektir. Kayış eni artırıldığı zaman diğer şartların aynı kalması istenmektedir. (a) Güç kapasitesini iki katına çıkarmak için kayış eni değeri ne olabilir? (b) Kasnak ilk yataktan 250mm mesafede olmak üzere, yatak kuvvetleri ne kadar artırılmalıdır? Yataklar arasındaki mesafe 450mm dir. Milden güç esnek bir kaplin vasıtasıyla alınmaktadır.



İlk şartlardaki yükler

kayış eni iki katına çıkarılıncaya ortaya çıkan kuvvetler



Şekil. 24-9

Çözüm:

- (a) Kayış eni iki katına çıkarılırsa, güç kapasiteside iki katına çıkar. (b) Eğer kayış maksimum güç aktarıyorsa Gergin taraftaki T_1 çeki kuvveti = $2 \times 10^6 (150 \times 9,5) \times 10^{-6} = 2,85 \text{ kN}$ T_2 yi bulmak için

$$\frac{T_1 - mv^2}{T_2 - mv^2} = e^{f\alpha}, \quad \frac{2850 - 1,382(450)}{T_2 - 1,382(450)} = e^{0,3\pi}, \quad T_2 = 1,49 \text{ kN}$$

$$m = 970(150 \times 9,5 \times 10^{-6}) = 1,382 \text{ kg/m, } v = \pi(0,225)(1800/60) = 21,21 \text{ m/s.}$$

Yatakdaki reaksiyon kuvvetlerine neden olan kasnakdaki bileşke kuvveti, $T_1 + T_2 = 4,34 \text{ kN}$.

B deki reaksiyon kuvveti, A ya göre moment alınarak bulunabilir. A daki reaksiyon kuvveti ise kuvvetlerin toplama prensibinden bulunacaktır. $4,34(0,7) - R_B(0,45) = 0, R_B = 6,75 \text{ kN}$ ve $R_A + 4,34 - 6,75 = 0, R_A = 2,41 \text{ kN}$

Eğer güç iki katına çıkarılırsa yatak reaksiyonlarında iki katına çıkar. Örn. $R'_A = 4,82 \text{ kN}$ ve $R'_B = 2,41 \text{ kN}$. Böylece yatak kuvvetlerindeki artışlar 2,41kN, A daki 6,75kN sağdaki B yatağı için olacaktır.

9. Sabit göbekli düzenden, göbekten mülle tespit edilmiş düzen daha avantajlıdır. Avantajlardan birisi kayışın, motorun kendi ağırlığı ile gerginleştirilebilmesidir. Diğer bir avantaj ise, belli oranlar dahilinde, yatak yüklerinin kısmi yüklerde azaltılabilesidir. Eğer motordan kasnağa aktarılan güç tam yük kapasitesinin % 25 i kadar ise, C ve D deki yatak yükleri ne olabilir? Tam yatak yükü cinsinden yüzde olarak ifade ediniz. Kullanılan armatürün ağırlığını ihmal ediniz.

	A Kasnağı	B Kasnağı
Çap (mm)	150	150
Sürtünme katsayısı	0,4	0,5
Sarılma açısı	180°	180°

Kayış hızı 15m/sn, eni 100mm ve kalınlığı 3,2mm ve yoğunluk 1,1Mg/m³ dür. Motor kütlesi 68kg.

Çözüm:

- (a) Yapılacak ilk iş tam yük kapasitesini incelemektir.

Motor ve kasnağı gösterildiği gibi birbirlerinden izole ediniz. E pimi merkezine göre moment alarak,

$$-68 \times 9,81 \times 150 + T_1 \times 75 + T_2 \times 225 - 150 \times 158,4 = 0$$

veya (1) $T_1 + 3T_2 = 1650$

Maximum kapasite, kayışın tam kayma noktasında olduğunu veya maximum sürtünmeden motor kasnağının faydalanacağı anlamına gelmektedir. (Motor kasnağındaki $e^{f\alpha}$, çevrilen kasnakdaki $e^{f\alpha}$ den daha küçüktür.)

$$\frac{T_1 - mv^2}{T_2 - mv^2} = e^{f\alpha}, \quad \frac{T_1 - 79,2}{T_2 - 79,2} = e^{0,4\pi} \text{ veya}$$

$$(2) T_1 - 3,51T_2 = -199 \quad m = (1,1 \times 10^3)(100 \times 3,2 \times 10^{-6}) = 0,352 \text{ kg/m}^3 \text{ ve } v = 15 \text{ m/s}$$

Benzer şekildeki çözümlerle (1) ve (2) den, $T_1 = 798 \text{ N}$, $T_2 = 284 \text{ N}$; ve $T_1 + T_2 = 1082 \text{ N}$ elde edilir.

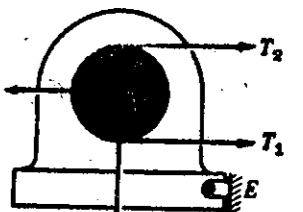
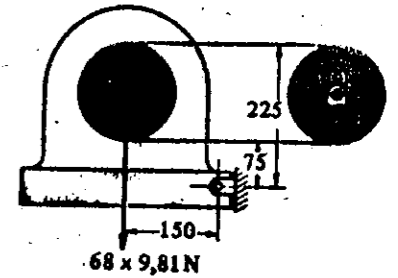
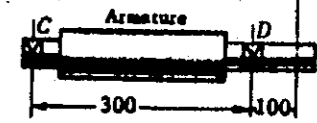
- (b) Çeyrek yükte, kayıştaki yükleri T'_1 ve T'_2 olarak alalım. E ye göre moment alarak,

$$(3) -68 \times 9,81 \times 150 + T'_1(75) + T'_2(225) - 150(158,4) = 0$$

$$\text{ve çeyrek yükteki değerlere bakarak, } (T'_1 - T'_2) = \frac{1}{4}(T_1 - T_2).$$

$$(4) T'_1 - T'_2 = \frac{1}{4}(798 - 284) = 128,5 \text{ N}$$

- (3) ve (4) denklemlerini birlikte çözerek, $T'_1 = 509 \text{ N}$ ve $T'_2 = 380 \text{ N}$ elde edilir.



Kayıştaki bellegke

stalel yükü

$$= 2mv^2 \sin \frac{\alpha}{2}$$

$$= 2(1,1 \times 10^3)(100 \times 3,2 \times 10^{-6}) 15^2 \sin 90^\circ$$

$$= 158,4 \text{ N}$$

Şekil. 24-10

$$\frac{T_1 - mv^2}{T_2 - mv^2} = e^{f\alpha} \text{ çeyrek yükte kullanılmaz. Zira maximum güç}$$

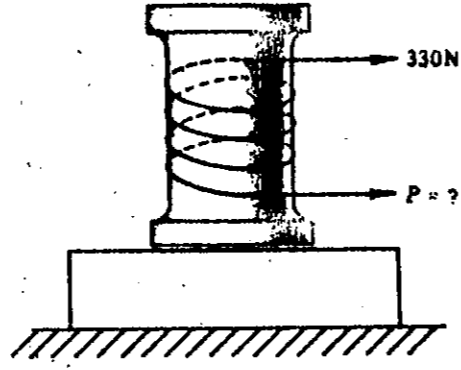
bu değerde aktarılmaktadır. Örn. Kayış kayma noktasında değildir.

(c) Çeyrek kapasitede, yatak yükleri, tam kapasitenin yüzdesi olarak,

$$\frac{T_1 + T_2 - 2mv^2}{T_1 + T_2 - 2mv^2} = \frac{889 - 158,4}{1082 - 158,4} = 0,79 = 79\%$$

Tamamlayıcı Problemler

10. Bir işçi belli bir yükü vinç yardımıyla yükseğe kaldırmaktadır. (Şekil. 24.11) Kullanılan döküm kasnağa uygun yivler açılmıştır. 25mm lik halattan tambur etrafına 4 tūr yaparak, halatın bir ucuna 330N luk bir kuvvet tatbik etmektedir. Tambur 25d/dk da dönmekte ve çapı 250mm dir. Halatın kütlesi 0,3kg/m dir. Sürtünme katsayısı 0,10 dur. (a) Bu kombinasyonla ne kadarlık yük kaldırılabilir? (b) Ne kadar güç gereklidir? Cev. (a) 4,06kN. Santrifüj etki ihmal edilebilir. (b) 1,34kW (4060 - 330)(0,275/2) = 513 N m torka bağlı olarak.



Şekil. 24-11

11. 1200d/dk da dönen 250mm çapındaki fiber kaplı bir kasnakta 22kW.lık güç kösele bir kayışla aktarılacaktır. Çelik kasnakla kayış arasındaki sürtünme katsayısı 0,3 ve çevirici ile kayış arasındaki sürtünme katsayısı ise 0,4 dür. Miller arasındaik mesafe 1,8m dir. Kayışdaki maximum müsaade edilen gerilmenin 1,7MPa olduğunu kabul ederek, 9mm veya 12,5mm kalınlığındaki kayışlardan hangisi uygun olur. Kayış malzemesi yoğunluğu 970kg/m³ dür. Cev. Uzun kayış ömrü için, 9mm lik kayış tercih edilecektir. $\left(\frac{d}{t} = \frac{250}{9} = 28\right)$ 12,5mm lik kayışda $\left(\frac{d}{t} = \frac{250}{12,5} = 20\right)$ dir. 9mm lik kayış için kayış eni 169mm dir. (170mm kullanınız.)
12. V-kayışı, bölüm dairesi çapı 250mm ve 800mm olan iki kasnakta çalışmaktadır. Yiv açısı 36° ve küçük kasnakdaki temas açısı 140° dir. Müsaade edilen maximum kayış yükü 900N ve V-kayışın kütlesi 0,523kg/m dir. Küçük kasnak 1150 d/dk da dönmektedir ve 26kW aktaracaktır. Sürtünme katsayısının 0,2 olması halinde, kaç tane kayış kullanılması gerekir. Cev. 2,78 kayış, 3 kayış kullanınız.
13. Bir elektrik motoru V-kayışlarla bir kompresörü çevirmektedir. Aşağıdaki veriler bilinmektedir.

	Motor Kasnağı	Kompresör Kasnağı
Bölüm dairesi çapı	225mm	120mm
Temas açısı	2 radyan	4,28 radyan
Sürtünme katsayısı	0,3	0,3
Yiv açısı	34°	düz kasnak
Aktarılan güç	17,5kW	
Hız	1800d/dk	

Her iki kasnakta kütle 0,3kg/m ve müsaade edilecek kuvvet 450N dur. (a) Motor ve kompresör kasnağı için $f\alpha/(\sin \frac{1}{2}\theta)$, (b) mv^2 yı bir kayış için, (c) gevşek taraftaki çeki kuvvetini, (d) bir kayışdaki gücü, (e) gerekli kayış sayısını hesaplayınız. Cev. (a) 2,06 motor kasnağı için, 1,284 kompresör kasnağı için, (b) 135N, (c) 380N, (d) 1,48kW, (e) 11,8, 12mm yi kullanınız.

14. Bir elektrik motoru bir havalandırma vantilatörünü çevirmektedir. Düz kösele kayış kullanılacaktır. Aşağıdaki veriler bilinmektedir.

	Motor Kasnağı	Vantilatör Kasnağı
Çap	300mm	1200mm
Temas açısı	2,5 radyan	3,78 radyan
Sürtünme katsayısı	0,3	0,25
Hız	900d/dk	
Aktarılan güç	22kW	

Kayış 6mm kalınlığındadır. Maximum müsaade edilen gerilme 2MPa ve yoğunluk 970kg/m³ dür. (a) Dizaynda ele alınacak kasnak hangisidir? (b) Hangi en değeri kullanılacaktır?

Cev. (a) $f\alpha$ küçük kasnak için = 0,75, $f\alpha$ büyük kasnak için = 0,945³ dizaynda küçük kasnak ele alınacaktır. (b) 0,273m, 275mm yi kullanınız.

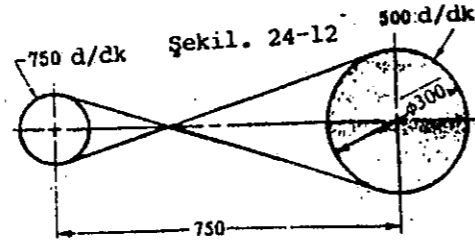
15. Bir elektrik motoru, düz kayışla bir kompresörü çevirmektedir. Aşağıdaki veriler bilinmektedir.

	Motor Kasnağı	Kompresör kasnağı
Çap	250mm	1500mm
Sarıma açısı	4 radyan	3,5 radyan
Sürtünme katsayısı	0,25	0,3
Hız	1200d/dk	

(Not: Avara kasnak kullanılmaktadır). Kayış kalınlığı 6mm ve eni 200mm dir. Yoğunluk 970kg/m³ dür. Eğer müsaade edilen kayış gerilmesi 2,7kN ise, güç kapasitesini hesaplayınız. Cev. 24kW.

16. Motor kasnağı 300mm ve 1750d/dk da dönerken kayış sistemi 15kW lık güç aktarmaktadır. Kayış 10mm x 150mm boyutunda olup yoğunluk 970kg/m³ dür. Çevrilen kasnak, 1,2m çapında olmak üzere 200° lik sarım açısına haizdir. Her iki kasnak için sürtünme sayısı 0,3 ise kayışdaki maximum gerilme değeri ne olabilir? Cev. 1,37MPa.
17. V-kayışı, 900d/dk da dönen küçük bir kasnakta 11kW aktarmaktadır. Kasnak bölüm dairesi çapları 173mm ve 346mm dir. Eksenler arası mesafe 0,76m dir. Her iki kayışdaki maximum müsaade edilen çalışma kuvveti 560N ise, sürtünme katsayısı 0,15 ve yiv açısı 34° olduğu zaman, kullanılacak kayış sayısını hesaplayınız. Kayış kütlesi = 0,194kg/m. Cev. 3,16,4 kayış kullanınız.
18. 1,35m çapındaki çelik kasnak 0,4m çapındaki kauçuk kaplı bir motor kasnağına irtibatlanacaktır. Bunun için iki katlı, 8mm kalınlığında kösele kayış kullanılacaktır. Eksenler arası 3m dir. Çelikle köselenin sürtünme katsayısı 0,2 ve kauçukla kösele arasındaki katsayı ise 0,4 dür. Köselede müsaade edilen gerilme 2,75MPa dir ve ortak verim %80 dir. Köselenin yoğunluğu 970kg/m³ dür. 45kW, 24,5m/sn lik hızda aktarılacağına göre,
19. (a) Maximum müsaade edilen çalışma gerilmesini, (b) Dizaynda gözönüne alınacak makara için $e^{f\alpha}$ değerini, (c) Gerekli kayış enini hesaplayınız. Mevcut kayış enleri, 2,5mm artışlarla, 10 - 25mm, 10mm lik artışlarla, 2,5mm artışlarla, 10 - 25mm 10mm lik artışlarla, 100 - 200mm 5mm artışlarla, 25 - 100mm 25mm lik artışlarla, 200 - 350mm Cev. (a) 2,21MPa, (b) 2,0, (c) 282, 300mm kullanınız.
19. Aşağıdaki verileri kullanarak, düz kayış kullanan bir düzen dizaynı yapınız. 500d/dk da dönen transmisyon mili, 750d/dk da 3,75kW lık güç gereksinimine ihtiya duyan freze tezgahını çevirmektedir. Transmisyon miline 300mm çapında bir dökme demir kasnak yerleştirilmiştir.

İlk tasarımlara göre, 970kg/m. yoğunluğundaki 4,75mm lik kayış dü- şünülmektedir. Müsaade edilen gerilme 2MPa dır. İki kasnak ters istikamette dönmektedir. Millerde eksenler arası mesafe 750mm ve her iki kasnak için sürtünme katsayısı 0,30 dur.



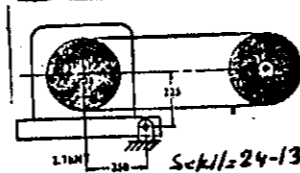
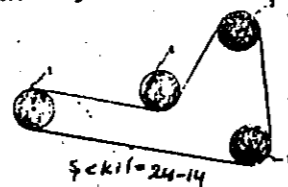
- (a) Küçük kasnağın çapını, (b) gevşek taraftaki gerilmeyi, (c) gerekli kayış alanını, (d) gerekli kayış genişliğini hesaplayınız.
Cev. (a) 200mm, (b) 676MPa, (c) 361mm², (d) 75,9-80mm yi kullanınız.
20. Düz kayışdan, V-kayışa geçişdeki güç kapasitesi artışını yüzde olarak hesaplayınız. Düz kasnak çapı, yivli kasnağın bölüm dairesi çapının aynıdır. Düz ve V-kayış için sürtünme katsayısı aynı olup, 0,3 dür. V-kayışının kasnağı yiv açısı, θ , 60° dir. Kayışlar aynı malzemeden mamul olup, kesit alanı aynıdır. Her iki durum için sarılma açısı 150° dir. Cev. 45 (V-kayış güç kapasitesinin düz kayışinkine oranı)
21. (a) Aşağıdaki şartlarda, 30kW lık gücü aktarmak için, gerekli V-kayış sayısı nedir?

	Küçük Kasnak	Büyük Kasnak
Hız	1120d/dk	280d/dk
Bölüm dairesi çapı	225mm	900mm
Yiv açısı	34°	34°

Her kayışa düşen maximum çalışma yükü = 560N, sürtünme katsayısı=0,15 kasnaklarda eksen mesafesi 875mm ve her kayış için kütle = 0,3kg/m.dir
(b) Maliyeti düşürmek için, büyük kasnağın yivsiz yapılması düşünül- mektedir. Böylece V-kayışları düz kasnak üzerinde çalışacaktır. Kayış boyunun değişmeyeceğini kabul ederek, (ve aynı zamanda sarılma açısında değişmeyecektir.) Güç kapasitesini hesaplayınız.
Cev. 6,4-7 yi kullanınız. (b) 7 kayış için 20,9 kW.

22. Şekildeki düzen ele alınıyor. İki kasnak aynı ölçülerde olup, çapları 0,3m dir. Kayışlar yatay olarak çalışmaktadır. Çevirici motor 1800d/dk da dönmektedir. Kayış kalınlığı 6mm ve kayış eni 225mm dir. Motor, 2,7 kN gelmektedir. Sürtünme katsayısı 0,2 dir. Kayış yoğunluğu 970kg/m³ür.
(a) Motor kasnağının saat ibresi tersi yönünde dönmesi halinde kayışdaki gerilmeleri.
(b) Motor kasnağının saat ibresi tersi yönünde dönmesi halinde güç kapasitesini.
(c) Motor kasnağının saat ibresi tersi yönünde dönmesi halinde, kayışdaki maximum gerilmeyi,
(d) Motor kasnağının saat ibresi yönündeki dönüşü için kayışdaki gerilmeleri,
(e) Motor kasnağının saat ibresi yönünde dönüşü için küç kapasitesini,
(f) Motor kasnağının saat ibresi yönünde dönüşü için kayışdaki maximum gerilmeyi hesaplayınız.
Cev. (a) 1833N, 1074N, (b) 9,54kW, (c) 1,36MPa, (d) 2662N, 1516N, (e) 14,4kW, (f) 1,97MPa

23. Çeşitli kasnaklar aynı kayışdan hareket almaktadırlar. (Şekil. 24-14.) 1. kasnağı kayışı çevirerekte, 2,3 ve 4 kasnakları kayışdan güç almaktadırlar. Bütün kasnakların kayışla aralarındaki sürtünme katsayılarını aynı kabul ediniz. Diğer kasnaklar yüklü halde kayma noktalarında, olmalarına rağmen, 1 no'lu kasnakta kayma söz konusu değildir. 1 no'lu kasnak için gerekli sarılma açısını tayin ediniz. Bahis konusu sarılma açısını diğer kasnakların sarım açıları cinsinden bulunuz. Cev. $\alpha_1 = \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4$



Kaynak

25

GİRİŞ. Makine dizaynında önemli bir yer tutan çeşitli şekilleri mevcuttur. Dizayn yapan kişi için, belirli yerdeki kaynak boyutunun tayini ele alınması gereken problemlerin başında gelir. Zira kaynak yapılan bölgenin statik veya değişken yüke tabi olduğu zaman gerilme analizinin yapılması şarttır. İşlemler Amerikan Kaynak Derneğiyle tavsiye ettiği ve Lincoln Elektrik Şirketinin yaptığı değişikliklere göre gerçekleştirilir. (AWS)

Dizaynı gerçekleştiren kişiden, çeşitli yapılar, köprüler ve basınç kapları için, değişik standartlarca belirtilmiş dizayn gerilme değerlerini ve işlemlerini kullanması istenir. Zira aynı zamanda, makine dizaynıyla uğraşan kişinin makine dizaynında daha büyük serbestliğe sahiptir. Bu bölümde, dizaynda serbestlik ve yeterli esnekliğe sahip kişinin görüş açısı incelenecektir.

KAYNAK BAĞLANTI TIPLERİ

- (1) Düz kaynaklar. Şekil. 25-1'e bakınız.

Lincoln Elektrik Şirketine göre, düz kaynak uygun yapıldığı sürece, plakaya eşdeğer veya ondan fazla mukavemete sahip olabilir ve böylece gerilme hesabına ve boyut tayini için çeşitli teşebbüslere gerek yoktur. Alaşımli.çeliklerin kaynağı yapılırken elektrod mukavemeti ile kaynak yapılacak plakanın mukavemetinin eşdeğerde olması şarttır.

Çeşitli standartlar, mukavemetin belli bir katsayısı ile azaltılmasını önerirler. Mukavemetin azaltılacağı haller için, düz kaynaktaki müsaade edilen kuvvet ifadesi aşağıdaki şekilde verilir.

$$F_{all} = s_t L e$$

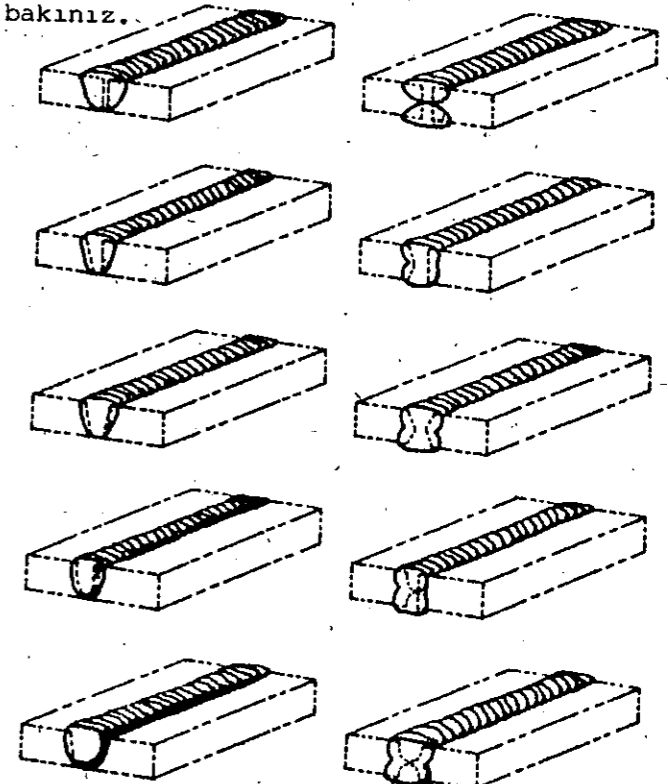
F_{all} = Müsaade edilen kuvvet, N

s_t = Kaynak için müsaade edilen gerilme, N/m²

t = Plaka kalınlığı, m

L = Kaynak boyu, m

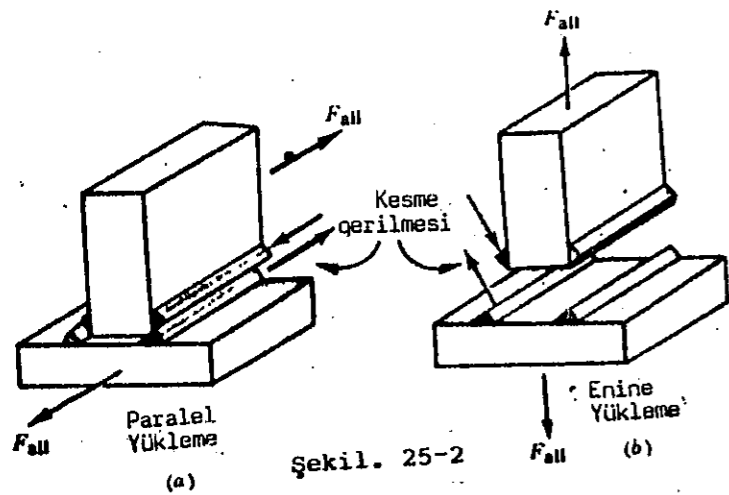
e = Verim



Şekil. 25-1 Düz Kaynaklar

- (2) Bindirme (dolgu) kaynak.

Bindirme kaynaklar yükün yönüne göre sınıflandırılırlar. (a) Paralel yük, (b) enine yük, (Sayfa 302'deki Şekil. 25-2'ye bkz.)



Şekil. 25-2

Konvensiyonel 45° bindirme kaynağında, maximum kesme gerilmesi düzlemi 45° dedir. Bunun için paralel yükün etkisi altında olması gerekir. Enine yükün altında ise 67,5° olmaktadır. (Şekil. 25-3) Bu enine yük altında daha büyük mukavemet değerlerini doğurur.

Kaynağı tanım için Birleşik devletlerde kaynak kulak boyu belirtilir. Bindirme kaynağının boyutu dikiş boyu ile belirtilir. Belirtmede, dik üçgenin en büyük eşit kenarları veya dik üçgenin en büyük kenarları esas alınır.

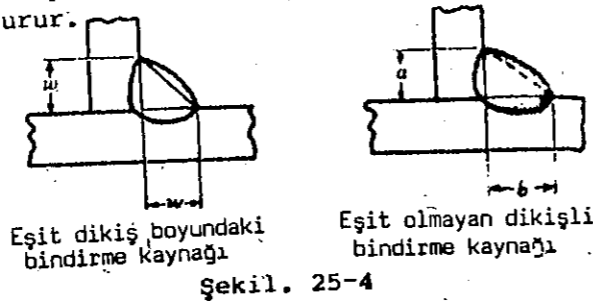
Eşit dikiş boyunda olmak üzere, bindirme kaynağında dikiş boyu, w ve dikiş boyları eşit olmayan bindirme kaynağına dikiş boyları a ve b ile gösterilir. (Şekil. 25-4)

Bindirme kaynağında t boyunun tayini için, dikiş boyunun $0,707$ ile çarpılması gerekir. Örn. $t = 0,707w$. (Şekil. 25-5'e.bkz.)

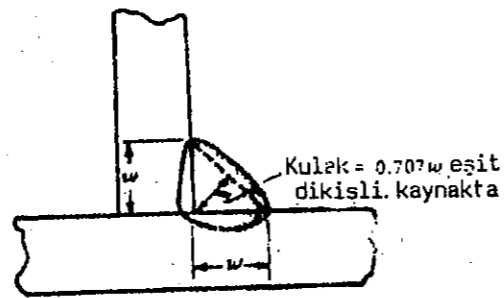
Hakiki t_a değeri otomatik kaynakla elde edilmek üzere, teorik t değerinden büyüktür. (Şekil. 25-6'ya bkz.) p nin nüfuzu için dikiş boyu $(w+p)$ dir. Böylece dikiş $0,707(w+p)$ olur. AWS nüfuziyet için extra bir boy önermemektedir. Ama istenirse, boyu ilave yapılabilirse de bu extra masraf demektir.

Tatbik edilen yükün herhangi bir yönü için, bindirme kaynağındaki gerilme kulak üzerinde ele alınacaktır.

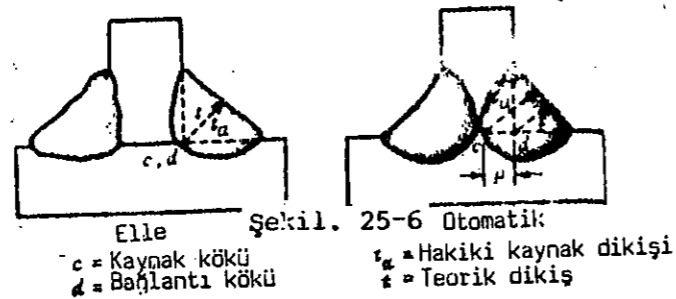
Statik yüklü bindirme kaynağında, müsaade edilen paralel yük,
 $F_{all} = s_{all}A = s_{all}w \cos 45^\circ L = 0,707s_{all}wL$
 s_{all} = müsaade edilen gerilme = 13.600psi (94MN/m²) AWS standartlarına göre,
 $A = 45^\circ$ deki dikiş alanı = $0,707wL$
 w = dikiş boyu



Şekil. 25-4

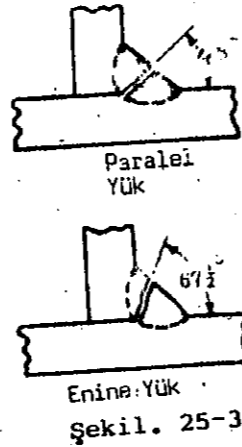


Şekil. 25-5



Şekil. 25-6 Otomatik

c = Kaynak kökü
d = Bağlantı kökü
 t_a = Hakiki kaynak dikiş
 t = Teorik dikiş



Şekil. 25-3

Statik yüklü bir bindirme kaynağında, müsaade edilen enine yük,

$$F_{all} = s_{all}A / \sin 67,5^\circ = s_{all} \left(\frac{wL}{\cos 67,5^\circ + \sin 67,5^\circ} \right) / \sin 67,5^\circ = 0,828 s_{all}wL$$

(Bunun ispatı için Problem 2'ye bkz.)

s_{all} = Müsaade edilen gerilme = 13.000psi (94MN/m²), paralel yüklemeye bindirme kaynağıyla aynı değerdir,

A = Dikiş alanı, $67,5^\circ$ de = $0,756wL$

w = Dikiş boyu

AWS'ye göre tatbik edilen yükün bir kısmı paralel ve bir kısımda enine ise müsaade edilecek paralel yük kullanılmalıdır. Eğilme veya burulma söz konusu olduğu zaman, kaynak sanki bir hat boyunca yapılmış gibi düşünülmelidir. Gösterilebilirki, kesit modülü olarak bilinene ihmal edilecek bir hata ile eşdeğer sayılır.

Eğilme ele alınarak, $s = \frac{M}{Z}$

M = eğilme momenti, Z = Kesit modülü, s = Gerilme,

Z_w kaynağın kesit modülü, bir doğru gibi düşünülürse, boyutlar (boy) şeklinde olur. Paralel yüklemeye için, $(0,707)(Z_w)(w)$ kaynağın kesit modülünü verir. w kaynağın kuşak boyudur. Böylece,

$$s = \frac{M}{(0,707)(Z_w)(w)} \text{ veya } sw = \frac{M}{(0,707)(Z_w)}$$

M/Z_w miktarı kuvvet/boy birimini verir ve f sembolüyle tanımlanır. Böylece, $f = 0,707w$

Benzer şekilde, enine kaynak için, $s = \frac{M}{(0,828)(Z_w)(w)} = \frac{f}{(0,828)w}$

Yukarıdaki işleme, kaynak boyutu doğrudan bulunabilir.

İlgili kesit modülü, eğilmede, Z_w , ve burulmadaki polar atalet momenti, J_w , olmak üzere 13 tipik kaynaklı bağlantıda, kaynak bir hat boyunca görülmektedir. (Şekil. 25-7) Bu formüllerdeki kesit modülleri, üst kısımlarda olduğu gibi alt kısımlardaki maximum kuvvet değerleridir. Gösterilen asimetrik bağlantılar için, eğilme momenti alt taraftadır.

Kaynağa birden fazla paralel kuvvet tatbik ediliyorsa, bunlar birleştirilip işleme konulur. Birleştirilen bütün kuvvetler, kaynaklı bağlantıda aynı noktada etkili olmaktadır.

Standart dizayn formüllerinde kullanılan kesit modülü ve polar atalet momenti değerleri listede gösterildiği gibidir. İkinci sıra kaynak için, kaynak bir doğru gibi kabul edilmez. Fakat kaynak için f in tayininde standart formüller kullanılır. Semboller sırasıyla,

- | | |
|---|--|
| b = Bağlantının eni, m | N_y = y ekseninin yüze olan mesafesi, m |
| d = Bağlantının derinliği, m | V = Düşey yöndeki kesme yükü, N |
| A = Kesmeye maruz, kaynağıdaki flanşlı alan, m ² | M = Eğilme momenti, N m |
| I = Bütün kesit için atalet momenti, m ⁴ | T = Burulma momenti, N m |
| C = Dış life olan mesafe, m | L_w = Kaynak dikiş boyu, m |
| t = Plakanın kalınlığı, m | Z_w = Kaynağın kesit modülü, m ³ |
| J = Kesitin polar atalet momenti, m ⁴ | J_w = Kaynağın polar atalet momenti, m ⁴ |
| P = Çekme ve basma gerilmesi yükü, N | s = Standart dizayn formülündeki gerilme, N/m ² |
| N_x = x ekseninin yüze olan mesafesi, m | n = Kaynak sayısı, |

Kaynak dikişinin bir doğru gibi kabul edilmesindeki özellikler		
Kaynaklı bağlantının gösterilişi $b = en, h = d = \text{depth}$	Eğilme (X-X yatay eksenine göre)	Burulma
	$Z_w = \frac{d^2}{6}$	$I_w = \frac{d^3}{12}$
	$Z_w = \frac{d^2}{3}$	$I_w = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$Z_w = bd$	$I_w = \frac{b^3 + 3bd^2}{6}$
	$Z_w = \frac{4bd + d^2}{6} = \frac{d^2(4bd + d)}{6(2b + d)}$ üst alt	$I_w = \frac{(b + d)^3 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$
	$Z_w = bd + \frac{d^2}{6}$	$I_w = \frac{(2b + d)^3}{12} - \frac{b^2(b + d)^2}{(2b + d)}$
	$Z_w = \frac{2bd + d^2}{3} = \frac{d^2(2b + d)}{3(b + d)}$ üst alt	$I_w = \frac{(b + 2d)^3}{12} - \frac{d^2(b + d)^2}{(b + 2d)}$
	$Z_w = bd + \frac{d^2}{3}$	$I_w = \frac{(b + d)^3}{6}$
	$Z_w = \frac{2bd + d^2}{3} = \frac{d^2(2b + d)}{3(b + d)}$ üst alt	$I_w = \frac{(b + 2d)^3}{12} - \frac{d^2(b + d)^2}{(b + 2d)}$
	$Z_w = \frac{4bd + d^2}{3} = \frac{4bd^2 + d^3}{6b + 3d}$ üst alt	$I_w = \frac{d^3(4b + d)}{6(b + d)} + \frac{b^3}{6}$
	$Z_w = bd + \frac{d^2}{3}$	$I_w = \frac{b^3 + 3bd^2 + d^3}{6}$
	$Z_w = 2bd + \frac{d^2}{3}$	$I_w = \frac{2b^3 + 6bd^2 + d^3}{6}$
	$Z_w = \frac{\pi d^2}{4}$	$I_w = \frac{\pi d^3}{4}$
	$Z_w = \frac{\pi d^2}{2} + \pi D^2$	

Şekil. 25-7(a)

Yükleme Şekli	Standart Dizayn formüller gerilme	Kaynak Dikişini bir doğru kabul etme hali gerilme
	İlk Kaynak Dikişleri Yükün Tamamını aktarırlar	
	$s = \frac{P}{A}$	$f = \frac{P}{L_w}$
	$s = \frac{V}{A}$	$f = \frac{V}{L_w}$
	$s = \frac{M}{Z}$	$f = \frac{M}{Z_w}$
	$s = \frac{TC}{J}$	$f = \frac{TC}{J_w}$
İkinci Kaynak Dikişleri Kesitler birlikte ele alınıyor, Düşük gerilme		
	$s = \frac{VAy}{I}$	$f = \frac{VAy}{I_n}$
	$s = \frac{TC}{J}$	$f = \frac{TCt}{J}$

Şekil. 25-7(b)

Kesikli kaynak şekli kullanılacaksa, R hesaplanmış kuşak boyunun, sürekli kaynakta kesikli kaynaktaki hakiki kuşak boyuna oranının bulunması gerekir.

$$R = \frac{\text{hesaplanmış kuşak boyu, sürekli kaynak}}{\text{kullanılacak hakiki boy, kesikli kaynak}}$$

Kesikli kaynaktaki dikiş boyu ve merkezler arasındaki mesafe R 'ın fonksiyonu olarak verilir. 30 - 40 şeklindeki bir gösterimde, kaynak dikişinin 30mm ve arka arka gelen iki merkez arasındaki mesafenin 40mm olduğu bildirilmektedir. BS 5499 30(10) şeklindeki notasyonu kullanılmaktadır. Bu da 30mm boyunda dikiş ve iki dikiş arasında 10mm olduğunu göstermektedir. ki bu da bir önceki notasyonla aynı neticeyi verir.

-R	Kesikli kaynak boyu ve merkezler arası mesafe		
Sürekli kaynak yüzdesi			
75%		75-100	100-150
66		75-125	100-175
60		75-150	100-200
57		75-125	100-225
50	50-100	75-200	100-250
44		75-225	100-300
43		75-300	
40	50-125		
37			
33	50-150		
30	50-200		
25	50-250		
20	50-300		
16			

Aşağıda değişik yükler altında, bindirme kaynağının dizaynında kullanılacak (bindirme kaynağının (MN/m^2) yorulma mukavemeti değerleri) yorulma mukavemeti değerleri verilmiştir. AWS tarafından tavsiye edildiği üzere, değerler, köprü dizaynında olduğu gibi mukavemetin daha konservatif değerleri esas alınarak seçilmiştir. SI birimlerinde olmak üzere, tavsiye edilen değerler.

- (1) Bindirme kaynağında müsaade edilecek yorulma gerilmesi, 2.000.000 çevrim için $= \frac{50}{1-\frac{1}{4}K} MN/m^2$ ve $84 MN/m^2$ hangisi daha azsa,
- (2) Bindirme kaynağında müsaade edilen yorulma gerilmesi, 600.000 çevrim için $= \frac{70}{1-\frac{1}{4}K} MN/m^2$ veya $84 MN/m^2$ hangisi daha azsa.
- (3) Bindirme kaynağında müsaade edilen yorulma gerilmesi 100.000 çevrim için $= \frac{80}{1-\frac{1}{4}K} MN/m^2$ veya $84 MN/m^2$ hangisi daha azsa.

(Kaynak şekilleri için AWS köprü standardına başvurunuz. (Bölüm. 208). Sürekli gerilmeler için dizayn şekilleri)

$$\text{Yukarıda, } K = \frac{\text{minimum yük}}{\text{maximum yük}} = \frac{\text{minimum gerilme}}{\text{maximum gerilme}} \quad K = +1 \text{ sürekli gerilme}$$

hali için, $K = 0$ eğer yük değişken ise, (bir yönde değişmektedir), $K = -1$ yük tam değişken ise.

Gerilme hattı boyundaki kesitteki ani değişme yorulma mukavemetini azaltacaktır. Şekil veya geometriyi etkilediği için yorulma mukavemetinin çok önemli bir durum değildir.

Çevrim sayısı ile ilgili yorulma mukavemeti, amprik bir formülle tanımlanabilir.

$$s_{YA} = s_{YB} \left(\frac{N_B}{N_A} \right)^c$$

$s_{YA} = N_A$ çevrim için yorulma mukavemeti

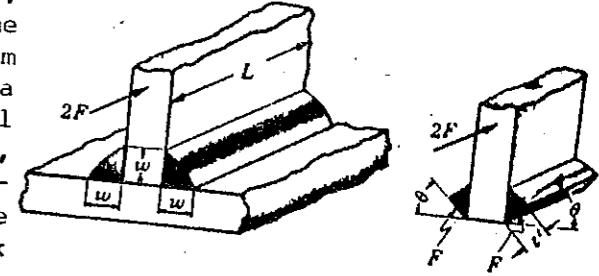
$s_{YB} = N_B$ çevrim için yorulma mukavemeti

$c =$ Numuneye göre değişen bir katsayı. Düz kaynaklar için 0,13 eksenel yüklemeye, çekme veya basma halinde, plakalar için 0,18 değeri uygulanmaktadır.

Kaynaklar, kaba usullerle hesaplanmaz: Paralel ve enine yüklemeye halleri için tam mukavemetli bir kaynakta, kuşak boyu, plaka kalınlığının $3/4$ ü kadar olmalıdır. Rijidlik düşünülen kaynaklarda, kaynak kuşak boyu plaka kalınlığının $3/8$ i kadar olmalıdır.

Çözümlü Problemler

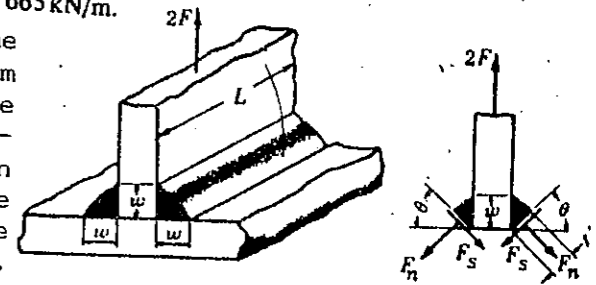
1. Şekil. 25-8'de gösterildiği üzere, eşit dikiş boyundaki bir bindirme kaynağında paralel yük için maximum kesme düzleme 45° de oluşmakta olduğunu gösteriniz. Eğilmeyi ihmal ediniz. Metre kaynak boyu başına, F_{all} , müsaade edilen kuvveti hesaplayınız. Müsaade edilen kesme gerilmesi değeri $94 MN/m^2$, ve kaynak dikişi 10mm dir.



Şekil. 25-8

- Çözüm:
- (a) Düşey yönde iki taraftan simetrik olarak kesilmiş bir kaynak için, serbest cisim halini ele alalım.
 - (b) Seçilmiş herhangi bir kesitteki kuşak boyunu t' olarak gösterebiliriz. Ayrılmış kesit için kaynak alanı, $A = t'L$, dir. $t' = w/(\sin \theta + \cos \theta)$.
 - (c) Kesme gerilmesi, $s_s = \frac{F}{A} = \frac{F}{t'L} = \frac{F(\sin \theta + \cos \theta)}{wL}$
 - (d) s_s in θ ya göre (türevini) alalım. Çıkan derivatifi maximum için yukarıdaki denklem, $\frac{ds_s}{d\theta} = \frac{F}{wL} (\cos \theta - \sin \theta) = 0$ $\cos \theta = \sin \theta$ veya $\theta = 45^\circ$ olduğu zaman geçerlidir.
 - (e) $\theta = 45^\circ$ değerini (c)de yerine koyalım. $s_{s(max)} = \frac{\sqrt{2}F}{wL} = \frac{F}{tL}$
 - (f) Metre kaynak dikişi başına, müsaade edilen kuvvet, $F_{all}/L = s_{s(all)}w/\sqrt{2} = (94 \times 10^6)(0.01)/\sqrt{2} = 665 kN/m$.

2. Eşit dikiş boyundaki bir bindirme kaynağında enine yük için, maximum kesme kuvvetine ait düzlem $67\frac{1}{2}^\circ$ de ortaya çıktığını gösteriniz. Eğilmeyi ihmal ediniz. Müsaade edilen kesme gerilmesi $94 MN/m^2$ ise, metre kaynak dikişi başına düşen müsaade edilecek kuvveti hesaplayınız. Kaynak kuşak boyu 10mm dir.



Şekil. 25-9

- Çözüm:
- (a) Şekil. 25-9'da serbest cisim görülmektedir. İki kaynağın yükü eşdeğer bir şekilde paylaştığını kabul ediniz. F_s kesme kuvveti ve F_n normal kuvvettir. Düşey yöndeki bileşenleri toplayarak $+2F - 2F_s \sin \theta - 2F_n \cos \theta = 0$ elde edilir.
 - (b) F_s ve F_n nin bileşkesinin düşey kabul edip, yatay bileşenlerinin eşit ve ters olduğu görülür. $F_s \cos \theta = F_n \sin \theta$; $F_n = (F_s \cos \theta)/(\sin \theta)$ yı (a) da yerine koyarak, $+2F - 2F_s \sin \theta - \frac{2F_s \cos \theta}{\sin \theta} (\cos \theta) = 0$ veya $F_s = F \sin \theta$
 - (c) Kesit için kuşak ölçüsü t' olarak alınır. Bu da $= w/(\cos \theta + \sin \theta)$.
 - (d) Kesme gerilmesi, $s_s = \frac{F_s}{A} = \frac{F_s}{t'L} = \frac{(F \sin \theta)(\cos \theta + \sin \theta)}{wL}$
 - (e) Maximum s_s için maximum kesmeyi tanımlayan θ açısını bulunuz. Bunun için $ds_s/d\theta = 0$. denklemini kurarak işleme başlayınız. $\frac{ds_s}{d\theta} = \frac{F}{wL} [(\sin \theta)(-\sin \theta + \cos \theta) + (\cos \theta + \sin \theta)(\cos \theta)] = 0$

$\cos^2 \theta - \sin^2 \theta = \cos 2\theta$ ve $\sin \theta \cos \theta = \frac{1}{2} \sin 2\theta$, $\sin 2\theta = -\cos 2\theta$, bağıntısını kullanarak, ..
 $\tan 2\theta = -1$, Böylece $2\theta = 135^\circ$ ve neticede $\theta = 67\frac{1}{2}^\circ$ bulunur.

(f) $\theta = 67\frac{1}{2}^\circ$ değerini (d)de yerine koyarak, maximum gerilme bulunabilir.

$$s_{s(max)} = \frac{(F \sin 67\frac{1}{2}^\circ)(\cos 67\frac{1}{2}^\circ + \sin 67\frac{1}{2}^\circ)}{wL} = \frac{1,21F}{wL} = \frac{0,924F}{wL} \quad ; \quad 67\frac{1}{2}^\circ \text{ deki kuşak değeridir.}$$

(g) Metre kaynak dikişi başına, müsaade edilen kuvvet,

$$F/L = 0,828s_{s(max)}w = 0,828 \times 94 \times 10^6 \times 0,01 = 778 \text{ kN/m}$$

3. Kaynak dikişinin yeterince uzun olması halinde, paralel yüklemeli kaynaklarda yük dağılımı nasıl olmaktadır?
 Çözüm:

Eğer kaynak dikişi uzunsa, yükleme uniform olarak yayılmamaktadır metre kaynak dikişi başına maximum yük, kaynak dikiş boyuna bağlıdır. Kısa kaynak dikişlerinde, metre başına kaynak yükü yaklaşık 90 değerine kadar düşürülmelidir.

4. Kaynak dikişini bir doğru gibi kabul edip, d inci yüksekliğindeki bir kaynağın eğilmekteki Z_w kesit modülünü hesaplayınız. Şekil. 25-10'a başvurunuz.

Çözüm:

$$\text{Atalet momenti } I = \int_{-d/2}^{+d/2} y^2 dy = \frac{d^3}{12} \quad \text{ve} \quad Z_w = \frac{I}{d/2} = \frac{d^2}{6}$$

5. Kaynak dikişini bir doğru gibi kabul edip, merkeze göre J_w atalet momentini hesaplayınız.

Çözüm:

$$\text{Şekil. 25-10'a başvurarak, } J_w = \int_{-d/2}^{+d/2} y^2 dy = \frac{d^3}{12}$$

6. Kaynak dikişini bir doğru gibi kabul edip, $x-x$ eksenine göre Z_w kesit modülünü hesaplayınız. Şekil. 25-10'a başvurunuz.

Çözüm:

4. Problemden $x-x$ eksenine göre düşey doğruların atalet momenti, $I_1 = 2(d^3/12) = d^3/6$.

Yatay doğrulara göre atalet momenti;

$$I_2 = 2[b(d/2)^2] = bd^2/2$$

$x-x$ eksenine göre, toplam atalet momenti

$$I = I_1 + I_2 = (d^3/6) + (bd^2/2)$$

$$\text{Böylece kesit modülü, } Z_w = \frac{I}{c} = \frac{(d^3/6) + (bd^2/2)}{d/2} = \frac{d^2}{3} + bd$$

7. Kaynak dikişini bir doğru gibi kabul edip, ağırlık merkezine göre, J_w atalet momentini hesaplayınız. Şekil. 25-12'ye başvurunuz.

Çözüm:

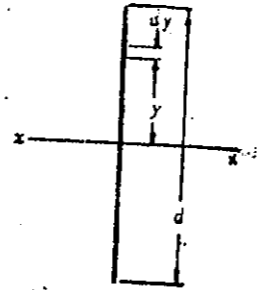
Her doğruyu ayrı ayrı ele alınız. Her birinin etkisini tayin edip, ekleyiniz.

Üstteki doğru üzerinde bir dx elemanı alalım. Ağırlık merkezine olan değişken mesafenin karesiyle elemanın boyunun çarpımının integrasyonu,la,

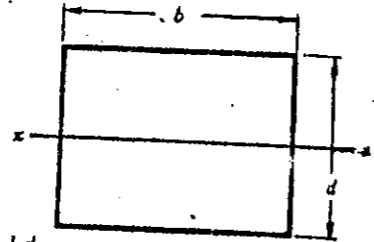
$$J_{w1} = \int_0^{b/2} r^2 dx = 2 \int_0^{b/2} [(d/2)^2 + x^2] dx$$

$$= 2 \left(\frac{d}{2} \right)^2 \left(\frac{b}{2} \right) + \frac{2}{3} \left(\frac{b}{2} \right)^3 = \frac{d^2 b}{4} + \frac{b^3}{12}$$

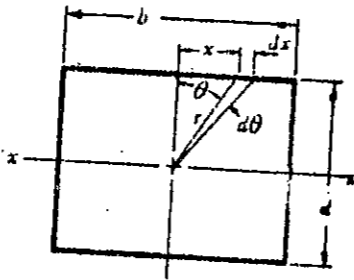
Altındaki doğru içinde, aynı şekilde $J_{w2} = \frac{d^2 b}{4} + \frac{b^3}{12}$ elde edilir.



Şekil. 25-10



Şekil. 25-11

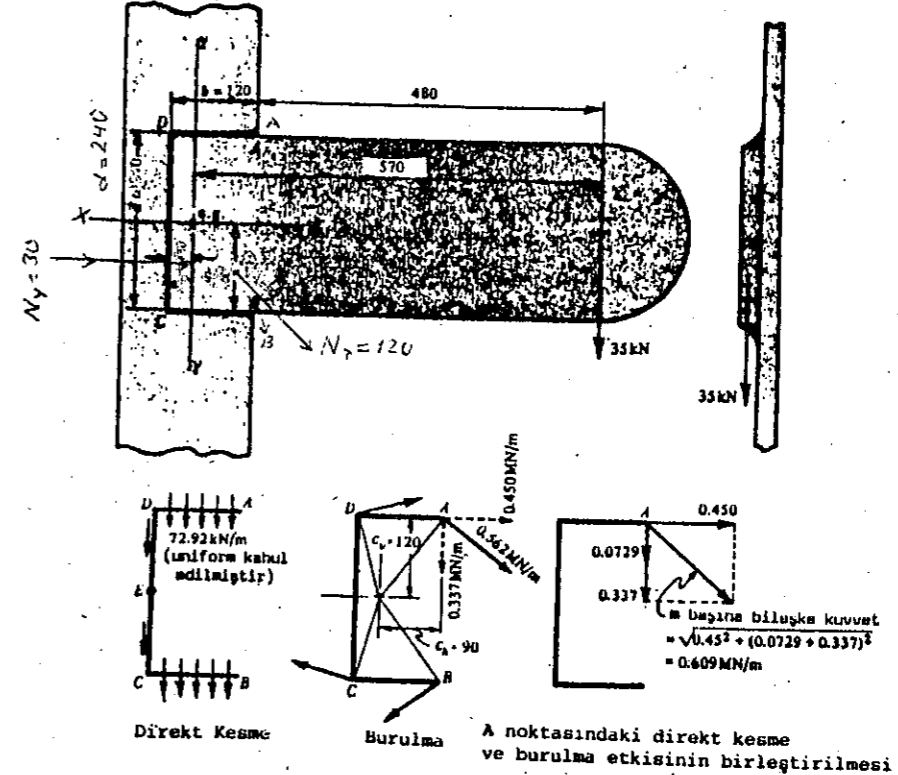


Şekil. 25-12

Analoji ile her düşey doğrunun atalet momenti, $J_{w3} = J_{w4} = \frac{db^2}{4} + \frac{d^3}{12}$

$$\text{Toplam atalet momenti, } J_w = J_{w1} + J_{w2} + J_{w3} + J_{w4} = \frac{b^3 + 3b^2d + 3bd^2 + d^3}{6} = \frac{(b+d)^3}{6}$$

8. Şekil. 25-13'de gösterilen bir konsol için gerekli bindirme kaynağı boyutunu tayin ediniz.



Şekil. 25-13

Çözüm:

(a) Kaynak dikişini kalınlığı olmaksızın, bir doğru gibi kabul edip, kaynağın ağırlık merkezini tayin ediniz. (Şekil. 25-7(a)ya bkz.)

$$\text{Simetriyle, } N_x = 120 \text{ mm, } N_y = \frac{b^2}{2b+d} = \frac{120^2}{120 \times 2 + 240} = 30 \text{ mm}$$

(b) Orijinal 35 kN luk yükü, ağırlık merkezindeki 35 kN luk yükle değiştiriniz ve çift = $35 \times 10^3 (0,570) = 19,95 \text{ kN m}$ (Burulmaya neden olur).

(c) Kaynak boyunca 35 kN luk düşey kuvvetini uniform olarak yayıldığı nı kabul edelim ve neticede $f = \frac{V}{L_w} = (35 \times 10^3) / (0,12 + 0,24 + 0,12) = 72,92 \text{ kN/m}$ bulunur.

(d) Şimdide burulma çiftinin etkisini tayin edelim. Bir doğru gibi kabul edilen kaynak dikişinin polar atalet momenti,

$$J_w = \frac{(2b+d)^3}{12} - \frac{b^2(b+d)^2}{2b+d} = \frac{(0,24+0,24)^3}{12} - \frac{0,12^2(0,12+0,24)^2}{0,24+0,24} = 5,328 \times 10^{-3} \text{ m}^4$$

(e) A ve B noktalarında burulmadan dolayı maximum f değeri,

$$f = \frac{TC}{J_w} = \frac{19,95 \times 10^3 \sqrt{0,12^2 + 0,09^2}}{5,328 \times 10^{-3}} = 0,562 \text{ MN/m}$$

C = ağırlık merkeziyle incelenecek nokta arasındaki mesafe,

$$\text{Düşey bileşen } f_v = \frac{0,09}{\sqrt{0,12^2 + 0,09^2}} \times 0,562 = 0,337 \text{ MN/m}$$

$$\text{Yatay bileşen } f_h = \frac{0.12}{\sqrt{0.12^2 + 0.09^2}} \times 0.562 = 0.450 \text{ MN/m}$$

$f = TC/J_w$ deki f_v ve f_h değerleri, doğrudan yatay ve düşey bileşenlerinin, $C_h = 90 \text{ mm}$ ve $C_v = 120 \text{ mm}$ kullanılarak bulunabilir.

(f) A noktasındaki yatay ve düşey bileşenleri birleştirerek,

$$f_{tot} = \sqrt{(0.45)^2 + (0.073 + 0.337)^2} = 0.609 \text{ MN/m elde edilir.}$$

(g) Kaynak dikiş boyu, $w = f_{tot}/0.707 = 0.609/0.707 \times 94 = 9.2 \text{ mm}$. 10 mm alınız. Müsaade edilen gerilmeyi 94 MN/m^2 kabul ediniz. Enine ve paralel yüklemdeki kombinasyonda, paralel yüklem için müsaade edilen değer kullanılmaktadır.

(h) Başka bir incelemede, kiriş analizinde olduğu gibi enine kesme kuvvetinin yayılması esasına uygun olarak, alttaki ve üstteki kaynak dikişleri enine kesme kuvveti taşımazlar. dikdörtgen kesit için maximum enine kesme gerilmesi $3V/2A$ dir, tarafsız ekseninde. Böylece, A noktasındaki direkt kesme sıfırdır ve E noktasında.

$$f_s = \frac{3}{2} \frac{V}{L_w} = \frac{3}{2} \frac{35,000}{0.24} = 0.219 \text{ MN/m}$$

Sadece burulmadan dolayı, A noktasındaki f değeri, 0.562 MN/m dir.

Yukarıdaki (e)de olduğu gibi.

Kaynak dikişinin boyutu, A noktasında kritiktir. (ve B noktasında) ve

$$w = \frac{0.562}{(0.707)(94)} = 8.5 \text{ mm}$$

9. Dairesel bir çubuk çelik bir plakaya kaynak edilmiştir. Çubuk çapı, $d = 50 \text{ mm}$ dir. Gerekli kaynak ölçüsünü tayin ediniz.

Çözüm:

$$\text{Eğilme momenti} = 10(0.2) = 2 \text{ kN m.}$$

$$\text{Kesme kuvveti} = 10 \text{ kN}$$

Kaynak dikişinin bir doğru kabul edilmesi halinde kesit modülü (Şekil. 25-7(a)ya.bkz)

$$Z_w = \frac{1}{4} \pi d^2 = \frac{1}{4} \pi (0.05)^2 = 1.964 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

En yüksek yüklem değeri alt ve üstte. orta-va çıkaçaktır. Burada,

$$f_B = M/Z_w = 2000/0.001964 = 1.020 \text{ MN/m}$$

Düşey kesme, kesme kuvvetinin uniform olarak yayılı olduğunu kabul ederek,

$$f_s = V/L_w = 10,000/(0.05 \times \pi) = 0.0637 \text{ MN/m}$$

$$\text{Bileşke } f = \sqrt{1.02^2 + 0.0637^2} = 1.022 \text{ MN/m}$$

Kaynak dikiş boyutu, $w = \frac{1.022}{(0.707)(94)} = 15.4 \text{ mm}$. 15 mm kaynak yeterli olacaktır.

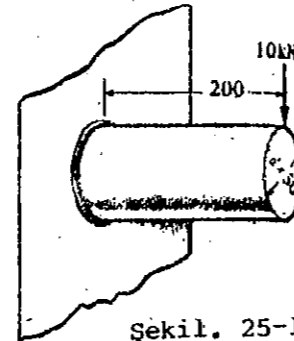
10. Kaynakla sağıtan ray imali yapılacaktır.

$$f = \frac{VAY}{In} = \frac{(700,000)(0.0125)(0.525)}{(0,00789)(2)} = 0.291 \text{ MN/m}$$

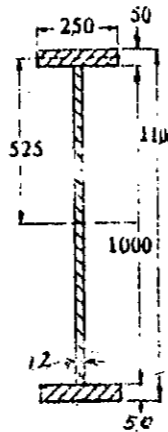
Çözüm:

Kuşak ve flanşa ait bağlantı noktası için gerekli kaynak için ikinci bir dikiş gereklidir. Kaynak ihmal edilse bile kirişteki sehim etkilenmez.

Kuşak ve flanşdaki kaynak için,



Şekil. 25-14



Şekil. 25-15

$$V = \text{Kesme kuvveti} = 700. \text{ ON}$$

$$A = \text{Kaynakdaki kesit alanı} = (0.25)(0.05) = 0.0125 \text{ m}^2$$

$$Y = \text{Kaynakdaki kesitin ağırlık merkezi olan mesafesi} (= 0.525 \text{ m})$$

$$I = I - \text{kirişin ağırlık merkezinden geçen eksene göre tüm kesitin atalet momenti} (= 0.00789 \text{ m}^2)$$

$$n = \text{Kaynak dikişi sayısı} (= 2)$$

Kaynak kuşak boyu, $w = 0.291/(0.707)(94) = 4.4 \text{ mm}$ (Sürekli kaynağa kuşak boyu).

Bazı kaynaklarda az veya hiç gerilme bulunmamasına rağmen, pratik nedenlerden dolayı, kalın plakalara konacak kaynak miktarı az olmamalıdır. Yandaki tablo referans olarak kullanılabilir. Böylece, sürekli kaynak için minimum kaynak ölçüsü 4.4 mm dir. Mamafih, yandaki tabloda, 50 mm plaka için kaynak ölçüsü 10 mm dir. Bindirme kaynağında kaynak kuşak ölçüsü ince plaka kalınlığını geçemez.

10 mm kaynakdaki görülen daha büyük mukavemetten dolayı kesikli kaynak tipi kullanılabilir. Lincoln Elk. Şirketi boy tayininde veya dizayn hesaplarında, kuşak kalınlığının 2/3 değerinin aşılmasını veya $2/3(10) = 6.67 \text{ mm}$ yi tavsiye etmektedir. İnce plakanın 94 MN/m. lik kesme gerilmesi değeri gözönünde tutulmuştur. (Daha önce verilmiştir). Böylece, 10 mm lik kaynak dikişi kullanılacaksa da hesaplar 6.67 mm lik kaynak dikişine göre yapılacaktır.

$$R = \frac{\text{İhtiyaç duyulan sürekli kaynak boyutu}}{\text{Kullanılan kesikli kaynak boyutu}} = \frac{3}{6.67} = 45$$

Tablodan sürekli kaynağın yüzdesi kesikli kaynak boyu için 44 değerini kullanarak bulunabilir. Boşluklar 100 mm ve 225 mm dir.

Netice olarak yapılacak tavsiyede kaynak dikişi için 10 mm lik kuşak boyu (100 mm kaynak boyu ve 225 mm merkezler arası mesafedir).

11. Dikdörtgen kesitli bir kiriş Şekil. 25-6'da gösterildiği üzere bir plakaya kaynak edilecektir. Sürekli olarak 14 kN luk yük tatbik edilmektedir. 10.000.000 çevrim için gerekli kaynak ölçüsünü tayin ediniz. Tüm kaynak boyunca kesme gerilmesi değerinin uniform olarak yayılı olduğunu kabul ediniz.

Çözüm:

Eğilme gerilmesinin maximum olduğu yatay kaynakları ele alalım. (Üstteki ve alttaki kaynak dikişinde aynı gerilme bulunur.)

Eğilme momenti bir yönde $14.000(0.15) = 2.100 \text{ N m}$ luk maximum değerden, diğer yönde yine 2100 N m luk değerinde olur. Kesme gerilmesi değeride 14 kN yukarıya ve 14 kN aşağıya doğrudur

$$\text{Kaynağın kesit modülü, } Z_w = bd + d^2/3 = (0.05)(0.075) + \frac{(0.075)^2}{3} = 0.00563 \text{ m}^2$$

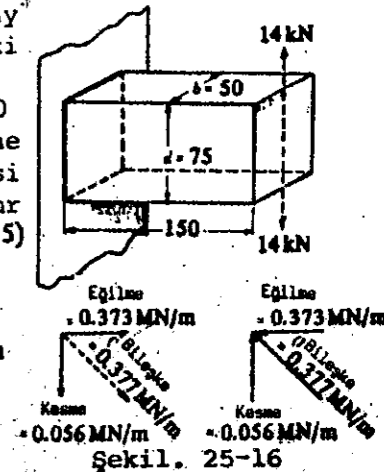
$$\text{Eğilmeden dolayı, } f_B = M/Z_w = \frac{2100}{0.00563} = 0.373 \text{ MN/m}$$

$$\text{Kesmeden dolayı } f_s = \frac{V}{L_w} = \frac{14,000}{2(0.05) + 2(0.075)} = 0.056 \text{ MN/m}$$

$$\text{Böylece, } f_{tot} = \sqrt{0.373^2 + 0.056^2} = 0.377 \text{ MN/m}$$

Maximum f bir yönden diğerine 0.377 MN/m değerinden diğer tarafa 0.377 MN/m ile değişmektedir. Bu alttaki ve üstteki dikişler için

Kalın plakanın kalınlığı	Minimum Kaynak Ölçüsü
10 mm ye kadar	4 mm
10 - 20 mm	6 mm
20 - 30 mm	8 mm
30 - 50 mm	10 mm
50 - 300 mm	12 mm
300 mm den fazla	16 mm



Şekil. 25-16

geçerlidir.

2.000.000 çevrim için yorulma mukavemeti $\frac{50}{1-\frac{1}{4}K} \text{ MN/m}^2$ veya 80 MN/m^2 den hangisi daha az ise o değer olarak kabul edilebilir.

$$K = \frac{\text{Minimum gerilme}}{\text{Maximum gerilme}} = -1 \text{ zira yük tamamıyla değişkendir. Böylece,}$$

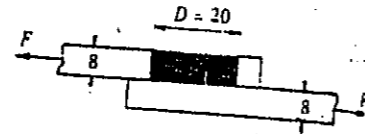
$$s_f = \frac{50}{1-\frac{1}{4}(-1)} = 33,3 \text{ MN/m}^2$$

10.000.000 çevrim için yorulma gerilmesi,

$$s_f(10^7) = (33,3) \left(\frac{2 \times 10^6}{10 \times 10^6} \right)^{0.13} = 27,2 \text{ MN/m}^2$$

Böylece, $w = 0,377 / (0,707)(27,2) = 19,6 \text{ mm}$ 20mm. kabul edelim.

12. Şekil. 25-17'de görülen bir delik kaynağı için yük kapasitesini tayin ediniz. Yük sürekli. Müsaade edilen gerilme için 94 MN/m^2 değerini kullanınız.

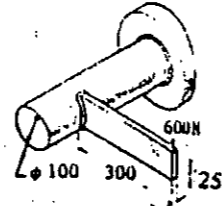


Şekil. 25-17

Çözüm: Kesmeye maruz alan $\frac{1}{4}\pi D^2 = \frac{1}{4}\pi(0,02)^2 = 314 \times 10^{-6} \text{ m}^2$
Müsaade edilen kuvvet $F = (94 \times 10^6)(314 \times 10^{-6}) = 29,5 \text{ kN}$.

Tamamlayıcı Problemler

13. 10 x 25mm lik bir çubuk 100mm çapındaki bir plakaya kaynak edilmiştir. 45° lik bindirme kaynağının boyutlarını tayin ediniz. Enine kesmenin kaynak boyunca uniform olarak yayılı olduğunu kabul ediniz. Müsaade edilen kesme gerilmesi değeri için 94 MN/m^2 yi kabul ediniz.

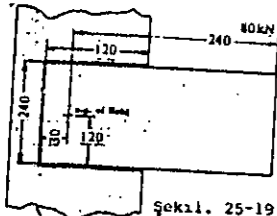


Şekil. 25-18

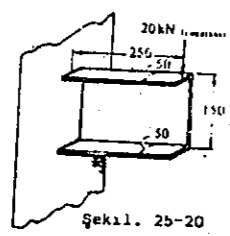
Cev. 180N m lik eğilme momenti için, kaynağın kesit modülü, $Z_w = bd + d^2/3 = (0,01)(0,025) + (0,025)^2/3 = 0,458 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ ve bileşke $f = \sqrt{0,393^2 + 0,0086^2} = 0,393 \text{ MN/m}^2$
kaynak boyutu $= 0,393 / (0,707 \times 94) = 5,91 \text{ mm}$.

Yük altında kaynağa enine yönde geldiğinden daha küçük bir kaynak dikişi kullanılabilir. Mamafih 6mm lik kaynak dikişi yeterli olabilir

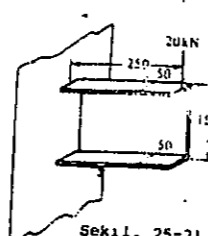
14. Şekil. 25-19'da görüldüğü gibi yüklenen bir düz plaka için kaynak dikişi boyutunu tayin ediniz. Cev. 94 MN/m^2 lik müsaade edilen gerilme için $w = 10 \text{ mm}$



Şekil. 25-19



Şekil. 25-20



Şekil. 25-21

15. Kanal şeklindeki bir parça, Şekil. 25-20'de görüldüğü gibi bir takviye elemanına kaynak edilmiştir. 20kN luk sürekli yük için, gerekli kaynak boyutunu tayin ediniz. Düşey yükün kaynağa uniform olarak dağıtıldığını kabul ediniz. Cev. $Z_w = 11,25 \times 10^{-3} \text{ m}^3$, $f_B = 0,444 \text{ MN/m}$, $f_v = 0,08 \text{ MN/m}$, $f_{01} = 0,451 \text{ MN/m}$ and $w = 6,79 \text{ mm}$ 94 MN/m^2 lik müsaade edilen gerilme için $w = 7 \text{ mm}$ yi kullanınız.

16. Şekil. 25-21'deki düzen ele alınıyor. Sıfırla 20kN arasında değişen yük tatbik edilmektedir. Düşey yükün kaynak üzerinde uniform olarak dağıldığını kabul ediniz. (a) Maximum bileşke, f değerini, (b) minimum f değerini, (c) 2.000.000 çevrim için kaynak dikişindeki müsaade edilen gerilmeyi ve dikiş boyutunu hesaplayınız. Cev. (a) $0,451 \text{ MN/m}$ (15. Probleme olduğu gibi), (b) Sıfır, (c) $K=0$ için, müsaade edilen gerilme $= 50 \text{ MN/m}^2$ (d) $w = 12,6 \text{ mm}$, $w = 13 \text{ mm}$ yi kullanınız.

17. Gerekli kaynak dikişi 5mm dir. 10mm lik bindirme kaynağı kesikli olarak yapılacaktır. Ara boşluğu hesaplayınız. Cev. 75mm aralıkta 150mm merkezler arası mesafe 10mm lik dikiş kullanınız.

18. 40mm çapında ve 25mm kalınlığındaki plakada delik kaynağı yapılacaktır. 94 MN/m^2 lik kesme gerilmesi değeri için, gerekli dizayn yükü ne olacaktır. Cev. 118kN.

Volanlar

VOLANLAR. Volan ve bir regülatör, motorda hız değişimini kontrol için kullanılır. Volan, çevrim içinde hızı kontrol için, enerjiyi uygun bir şekilde yayarken, regülatör gerekli hızı devam ettirebilmek ve gerekli yük isteklerini karşılayabilmek için motora aktarılan yakıt miktarını kontrol etmektedir. Eğer regülatörü belli konumda düşünürsek, volanın hız değişimini sınırlama fonksiyonundan tamamıyla izole edildiği söylenebilir.

Yükde çıkış gereksinimi ve giriş gücü de sabitse, volan kullanılmaya gerek olmaz. Eğer giriş gücü sabit ve çıkış yükü istekleri değişken ise, yine bir volan kullanılarak çalışma düzenli hale getirilebilir.

Volan kullanan makinelere örnekler verilmek istenirse, başta zimba presleri ve içten patlamalı motorlar gelir. Zımbalı preslerde giriş gücü sabit sayılabilirse, çıkışdaki değerleri değişkendir. Bir içten patlamalı motorda giriş gücü değişken iken çıkışdaki değerler değişken veya sabit olabilir.

ÇEMBERLİ VOLAN. Çemberli bir volanda çember kütlesi aşağıdaki ifadelerden biriyle tayin edilebilir.

$$m_r = \frac{KE}{V^2 \delta} = \frac{2KE}{V_1^2 - V_2^2} = \frac{2KE}{r^2(\omega_1^2 - \omega_2^2)}$$

m_r = Sadece çemberin kütlesi, kg

K = Göbek, mil, vb. için amprik bir sayı. Aksi belirtilmedikçe 0,90 olarak alınabilir.

E = Volan tarafından verilen veya volan tarafından tutulan enerji, Ortalama enerji istekleri açısından, enerjideki maximum değişiklik olarak da kabul edilebilir. N m.

V_1 = Çemberin ortalama yarıçapı, r deki bir noktaya ait maximum hız, m/sn.

V_2 = Çemberin ortalama yarıçapı, r deki bir noktaya ait minimum hız, m/sn

$V = \frac{1}{2}(V_1 + V_2) =$ Çemberin ortalama yarıçapı üzerindeki bir noktanın ortalama hızı, m/sn.

δ = Hız değişim katsayısı $= (V_1 - V_2)/V = (\omega_1 - \omega_2)/\omega$

ω_1 = Volanın maximum açısal hızı, rad/sn

ω_2 = Volanın minimum açısal hızı, rad/sn.

$\omega = \frac{1}{2}(\omega_1 + \omega_2) =$ Volanın ortalama açısal hızı, rad/sn.

DİSK ŞEKLİNDE DOLU BİR VOLANDA,

$$m = \frac{2E}{V^2 \delta} = \frac{4E}{V_1^2 - V_2^2} = \frac{4E}{r_o^2(\omega_1^2 - \omega_2^2)}$$

- m = Volan diskinin kütlesi, kg.
 E = Volan tarafından üretilen enerji, J
 V_m = Disk dışındaki bir noktaya ait ortalama hız.
 δ = Hız değişim katsayısı = $(V_{10} - V_{20})/V_m = (\omega_1 - \omega_2)/\omega$
 V_{10} = Volan diskinin ait yarıçap dışındaki bir noktaya ait maximum hız, m/sn.
 V_{20} = Volan diskinin ait yarıçap dışındaki bir noktaya ait minimum hız, m/sn.
 r_0 = Plaka şeklindeki bir volanda dış yarıçap, m
 ω_1 = Volan diskinin maximum açısal hızı, rad/sn
 ω_2 = Volan diskinin minimum açısal hızı, rad/sn.
 ω = Volanda ortalama açısal hız, rad/sn.

Çözümlü Problemler

1. Çemberli bir volanda gerekecek çember ağırlığını tayin ediniz: $m_r = \frac{KE}{V^2\delta}$

Çözüm:

Volan tarafından verilen E kinetik enerjisi, Joule cinsinden,

$$E = \frac{1}{2}I_0(\omega_1^2 - \omega_2^2) = \frac{I_0}{2r^2}(r^2\omega_1^2 - r^2\omega_2^2)$$

- I_0 = Volan ve volanın monte edildiği mile ait atalet momenti kg.m²
 ω_1, ω_2 = Volanda maximum ve minimum açısal hızlar, rad/sn.
 r = Keyfi olarak seçilmiş bir yarıçap, eğer r volan çemberinin yarıçapı olarak alınacak olursa,

$$E = \frac{I_0}{2r^2}(V_1^2 - V_2^2) = \frac{I_0}{2r^2}(V_1 + V_2)(V_1 - V_2) = \frac{I_0}{2r^2}(2V)(\delta V) = \frac{I_0}{r^2}V^2\delta$$

- V_1, V_2 = Çemberin ortalama çapı üzerinde seçilen bir noktaya ait maximum ve minimum hızlar m/sn.
 V = Ortalama yarıçap üzerindeki bir noktanın ortalama hızı = $\frac{1}{2}(V_1 + V_2)$, m/s
 δ = Hızdaki değişim katsayısı = $(V_1 - V_2)/V$.
 Volanın atalet momentinin iki kısımdan olduğunu düşünelim.

$$I_0 = m_r k_r^2 + m_s k_s^2 \quad (1)$$

- m_r = Çemberin kütlesi, kg.
 k_r = Çemberin jirasyon yarıçapı, m
 m_s = Göbek, vb. gibi parçalar, mil dahil olmak üzere, mille birlikte dönen parçaların kütlesi, m
 k_s = Göbek, mil, vb. mille birlikte dönen kütlelere ait jirasyon yarıçapı, m

Eğer çember kalınlığı, çember ortalama yarıçapıyla kıyaslanınca oldukça küçük olduğu görülür. Böyle bir halde k_r hemen hemen r değerine eşittir. $k \approx r$. (1) no'lu ifadeyi r^2 ile bölecek olursak, ve $k_r^2 = r^2$ yazarak,

$$\frac{I_0}{r^2} = m_r + \frac{m_s k_s^2}{r^2}$$

bu ifadeye $E = (I_0/r^2)V^2\delta$ yerine koyarak, $E = \left(m_r + \frac{m_s k_s^2}{r^2}\right)V^2\delta$ veya $m_r = \frac{E}{V^2\delta} - \frac{m_s k_s^2}{r^2}$

elde edilir. Gerekli düzenlemelerle ve $K = 1 - \frac{m_s k_s^2 V^2 \delta}{r^2 E}$ şeklinde yazılabilir.

$$m_r = \frac{E}{V^2\delta} \left(1 - \frac{m_s k_s^2 V^2 \delta}{r^2 E}\right) = \frac{KE}{V^2\delta}$$

bulunur. K nın değeri genellikle 0,90 civarındadır. Aksi belirtilmedikçe, 0,90 alınmasında herhangi bir mahsur yoktur. Başka bir deyişle, göbek mil vb. nin etkisi gerekli atalet momentine %10 kadar katkıda bulunabilirler.

Genel olarak, Volanın toplam kütlesi r avam projelerde, başlangıçta 1,15 m_r alınabilir.

2. Dökme demir volan çemberinde ortalama yarıçap 600mm ve kalınlık 152mm ve genişlik 200mm dir. Hakiki atalet momenti değerini m_r^2 ile mukayese ediniz. r ortalama yarıçaptır. dökme demirde yoğunluk 7000kg/m³ dür.

Çözüm:

- (a) İki silindirin atalet moment farklarını ele alarak, çembere ait atalet momenti,

$$I = \frac{1}{2} \cdot m_o r_o^2 - \frac{1}{2} \cdot m_i r_i^2 = \frac{1}{2} (2000 \times 0,676^2) - \frac{1}{2} (1210 \times 0,524^2) = 291 \text{ kg m}^2$$

$$m_o = r_o \text{ yarıçaplı silindirin ağırlığı} = \pi r_o^2 b \rho = \pi (0,676^2) (0,2) (7000) = 2000 \text{ kg}$$

$$m_i = r_i \text{ yarıçaplı silindirin ağırlığı} = \pi r_i^2 b \rho = \pi (0,524^2) (0,2) (7000) = 1210 \text{ kg}$$

$$r_o = \text{Dış yarıçap} = 0,676 \text{ m}, \quad r_i = \text{iç yarıçap} = 0,524 \text{ m}$$

$$b = \text{Çember eni} = 0,2 \text{ m}, \quad \rho = \text{yoğunluk} = 7000 \text{ kg/m}^3$$

- (b) Çemberin ince bir bilezik gibi kabul edilmesi halinde, yaklaşık atalet momenti, I yakla. $m_r^2 = (2000 - 1210)(0,6)^2 = 284 \text{ kg m}^2$

$$\text{Yüzde hata} = \frac{291 - 284}{291} (100) = 2,5\%$$

3. Volan olarak kullanılan dairesel bir plakanın kütle ifadesini çıkarınız

$$m = \frac{4E}{r_o^2(\omega_1^2 - \omega_2^2)}$$

Çözüm:

Volan tarafından ortaya çıkarılan, kinetik enerji E , joule cinsinden,

$$E = \frac{1}{2}I(\omega_1^2 - \omega_2^2)$$

$$I = \text{Volana ait atalet momenti, kg m}^2$$

$$\omega_1 = \text{Volanda maximum açısal hız, rad/sn.}$$

$$\omega_2 = \text{Volanda minimum açısal hız, rad/sn}$$

Dış yarıçapı r_o ve m kütledeki volana ait atalet momenti,

$$I = \frac{1}{2}(m)r_o^2 \quad \text{Sonra,} \quad E = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} m r_o^2 \right) (\omega_1^2 - \omega_2^2) \quad \text{ve} \quad m = \frac{4E}{r_o^2(\omega_1^2 - \omega_2^2)}$$

4. Zımbalı bir presde kullanılan volan 1/4 lük çevrimde, 2,7kJ kadar enerji vermektedir. Bu sırada delik delinmektedir. Volanın maximum hızı 200d/dk ve kesme stroku sırasında hız %10 kadar azalmaktadır. Çemberin ortalama yarıçapı 915mm dir. (a) %90 lik enerji gereksinimi karşıladığı kabul edilmek şartıyla, volan çemberinin yaklaşık olarak kütlelerini, (b) volan kütlelerinin, çember kütlelerinin 1,15 katı kadar olması halinde volanın kütlelerini yaklaşık olarak hesaplayınız. (c) Hız değişim katsayısını hesaplayınız. ($K=0,90$).

Çözüm:

$$(a) m_r = \frac{2KE}{r^2(\omega_1^2 - \omega_2^2)} = \frac{2(0,90)(2,7 \times 10^3)}{(0,915)^2 [(2\pi \times 200/60)^2 - (2\pi \times 180/60)^2]} = 69,6 \text{ kg}$$

$$(b) \text{Yaklaşık toplam kütle } 1,15(69,6) = 80 \text{ kg}$$

$$(c) \text{Hız değişim katsayısı, } \delta = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega} = \frac{200 - 180}{190} = 0,105$$

5. İki silindireli bir motor, krankı 90° olmak üzere, 75kW ı 400d/dk da üretmektedir. Hız değişim katsayısı 0,3 dür. Volan ortalama çapı 1,2m dir. Beher dönüş sayısında enerjideki maximum değişiklik, ortalama enerjinin %20 si kadardır. Kollar ve göbek volanda %5 kadar katkıda bulunmaktadır. ($K=0,95$) Yoğunluğu 7000kg/m³ olan dökme demirden mamul karé kesitli çemberin boyutlarını tayin ediniz.

Çözüm:

$$\text{Beher çevrimdeki enerji çıkış değeri, } M_{\theta} = \left[\frac{75 \times 10^3}{400(2\pi/60)} \right] \left[2\pi \text{ rad} \right] = 11,25 \times 10^3 \text{ J}$$

Ortalama Hız,

Çemberin kütlesi,

D_m = ortalama çap, m; t = çember kalınlığı, m; b = çember eni, m;
 ρ = yoğunluk kg/m^3 , çözüm yapılarak, $t = b = 65,4\text{mm}$ 66mm yi kullanınız.

Tamamlayıcı Problemler

6. Bir benzinli motor 1800d/dk lık ortalama hızda 60kW lık güç üretmektedir. Beher dönüş başında, enerjideki maksimum sapma %27 kadardır ve hız değişim katsayısı 0,02 dir. $K = 0,95$ alarak, volan çember ortalama hızının 4,5m/sn de sınırlandırılmış halde, çember için ortalama çapı ve kütleyi tayin ediniz. Cev. 456mm, 13,9kg.
7. Bir benzinli motor 1800d/dk lık ortalama hızda 60kW lık güç üretmektedir. Beher dönüş başına maksimum enerji sapması %27 dir. Hız değişim katsayısı 0,02 dir. Volan kütlesini hesaplayınız. Volan mil üzerine monte edilmiş halde plakadan mamul olmak üzere, çapı 456mm dir. Cev. Plaka kütlesi 29,2kg.
8. Bir kırıcıdaki çevirici mil 60d/dk da maksimum hızda dönmektedir. Bu hız için giriş gücü olarak 75kW a ihtiyaç vardır. Beher çevrimdeki maksimum enerji sapması çevrim ortalama enerjisine eşitse, ve kırma esnasındaki hız düşüşü %10 dan fazla değilse, ortalama çapı 2 metre olan volan çemberinin kütlesini hesaplayınız. Kırma operasyonu her bir çevrimde yapılabilmektedir. $K = 0,95$ kabul edilecektir. cev. 1,9Mg.
9. Dökme demir bir volanın maksimum 40d/dk da 100kJ luk enerji üretmesi istenmektedir. Böylece hızda %10 luk azalmayla zımbalamanın 1/4 lük çevrimde gerçekleştiği bilinmektedir. Çemberin ortalama yarıçapına ait maksimum hızın 15m/sn geçmesi istenmemektedir. Dökme demire ait yoğunluk 7000kg/m^3 ise çembere ait kesit alanı ne olabilir? Cev. 0,0282m²
10. Tek silindirli çift tesirli motor 185kW lık gücü ortalama 100d/dk da üretmektedir. Beher çevrimdeki maksimum enerji sapması %10 dur. Hızdaki sapmanın %2 ile sınırlandırılması istenmektedir. Çemberin ortalama çapı, 2,4m dir. $K = 0,95$ alarak, dökme demire ait yoğunluk 7000kg/m^3 olduğu sürece, (a) hız değişimi katsayısı, (b) çemberin kütlesini, (c) çemberin kesit alanını hesaplayınız. Cev. 0,04, 1670kg, 0,0316m.

VOLANLARDAKİ GERİLMELER. Döner bir volanın ince bir çemberindeki gerilmeler için, serbest dönen bilezikdeki gerilme basit ve süratli ve iyi bir yaklaşımla bulunabilir. Volandaki takviye çubuklarının etkisi ihmal edilmektedir. Sadece atalet yükünden dolayı gerilme hesaba alınacaktır.

(a) Şekil. 26-1'de görüldüğü gibi yarım bir bileziği ele alalım. dM kütlesi,

$$dM = r(d\theta)tb\rho$$

r = ortalama yarıçap, m

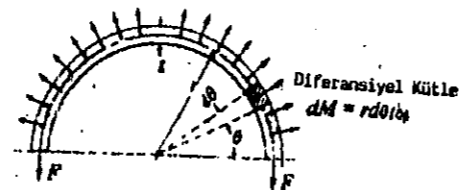
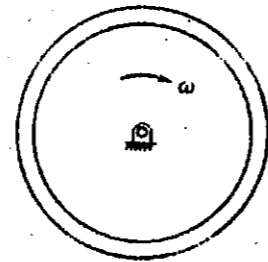
$d\theta$ = Elemanter kütlenin karşısında bulunan açı radyan.

t = Çemberin kalınlığı, m; b = çemberin eni, m

ρ = Yoğunluk, kg/m^3

(b) Diferansiyel atalet yükü $f = (\text{kütle})(\text{ivme}) = r(d\theta)tb\rho(r\omega^2)$,

ω = açısal hız, rad/sn



Şekil. 26-1

- (c) Diferansiyel atalet yükünün düşey bileşeni, $df_v = [r(d\theta)tb\rho(r\omega^2)] \sin \theta$. yatay bileşenler birbirlerini dengelenmektedirler.
- (d) Atalet yükünün düşey bileşeni, kesilmiş kesitlerdeki çeki kuvvetlerince dengelenir.

$$2F = \int_0^\pi r(d\theta)tb\rho(r\omega^2) \sin \theta = r^2 tb\rho\omega^2 [-\cos \theta]_0^\pi = r^2 tb\rho\omega^2 \quad (2)$$

- (e) Çeki gerilmesinin s_t (Pa) kesit boyunca uniform olarak yayıldığını kabul ederek, $2F = 2(s_t tb) = r^2 tb\rho\omega^2 \quad (2)$

veya

$$s_t = r^2 \rho \omega^2 = \rho v^2$$

bulunur. $v = r\omega$, ortalama yarıçaptaki hızdır, m/sn.

ÇÖZÜLMÜŞ PROBLEM

11. Bir volandaki dökme demirden mamul ince bir çemberdeki maksimum müsaade edilecek hızı, dökme demirdeki çeki gerilmesi 27,5MPa olduğuna göre hesaplayınız. Dökme demir $\rho = 7000\text{kg/m}^3$

Çözüm:

$$s_t = \rho v^2, \quad 27,5 \times 10^6 = 7000v^2, \quad v = 62,7\text{m/s}$$

Çemberdeki eğilmenin ihmal edildiğini unutmayınız.

YARDIMCI PROBLEMLER

12. Bir volandaki çelik bir çember için müsaade edilecek maksimum hızı, çeliğin yoğunluğu $= 7,85 \times 10^3\text{kg/m}^3$ ve müsaade edilen gerilmenin 138MPa olduğu zaman hesaplayınız. Cev. 133m/s
13. Bir volanın dökme demirden mamul çemberini ince bir bilezik gibi kabul edip, ince bileziği serbest bir cisim gibi ele alalım. Dönmeden dolayı ortaya çıkan maksimum çekme gerilmesini hesaplayınız. Çember eni 150mm, kalınlığı 100mm ve ortalama çap 750mm dir. Volan 2000d/dk da dönmektedir. Cev. 43,2MPa.

MAXİMUM ÇEKME GERİLMESİ, ataletden dolayı normal gerilmenin ve eğilmenin ele alınacağı bir volanın ince döner çember için oldukça karmaşıktır. Bunlara ait ifadeler, Timoshenko tarafından çıkarılmış ve takviye çubuklarındaki aksenal kuvvet, eğilme ve normal gerilmeyi hesaba katmıştır. Bunlarda, çember ince bir bilezik gibi kabul edilip çıkarılmıştı ve çember eğriliği ihmal edilerek $\frac{P}{A} \pm \frac{Mc}{I}$ dan, büyük değer verecek işaret kullanılarak bulunabilir.

$$s_t = \rho v^2 \left[1 - \frac{\cos \phi}{3C \sin \alpha} \pm \frac{2r}{Cl} \left(\frac{1}{\alpha} - \frac{\cos \phi}{\sin \alpha} \right) \right]$$

s_t = Çeki gerilmesi,

v = Ortalama yarıçaptaki hız, m/sn.

b = Çember eni, m; t = çember kalınlığı, m

ϕ = Gerilme tayin edilecek kesitle, takviye çubuğu arasındaki açı,

2α = Takviye çubukları arasındaki açı.

r = Çemberin ortalama yarıçapı, m

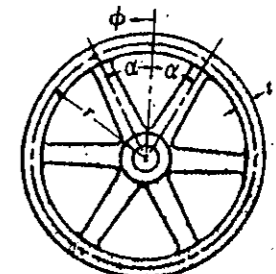
C = Çemberin sabit kesit alanı, çubuk alanı, ve çubuklar arasındaki açıya bağlı olarak bulunan bir katsayı, C ,

aşağıdaki şekilde bulunabilir.

$$C = \frac{12r^2}{l^2} \left[\frac{1}{2 \sin^2 \alpha} \left(\frac{\sin 2\alpha}{4} + \frac{\alpha}{2} \right) - \frac{1}{2\alpha} \right] + \frac{1}{2 \sin^2 \alpha} \left(\frac{\sin 2\alpha}{4} + \frac{\alpha}{2} \right) + \frac{A}{A_1}$$

A = Çemberin enine kesit alanı, $= bt$

A_1 = Takviye çubuğu enine kesit alanı,



Şekil. 26-2

ω = Açısal hız, rad/sn; n = Takviye çubuğu sayısı; $L = \pi d/n$, m
 M in bu değerini, s_2 ifadesinde yerine koyacak olursak,

$$s_2 = \frac{6M}{bt^2} = \frac{6(3,08 \times 10^3)d^3\omega^2}{m^2} = \frac{18,48 \times 10^3 dV^2}{m^2}$$

elde edilir.

$$(c) \text{ Sonra, } s = 0,75s_1 + 0,25s_2 = 0,75(7490V)^2 + 0,25 \frac{73,92 \times 10^3 dV^2}{m^2}$$

$$= 10^3 V^2 \left(5,6 + \frac{18,5d}{m^2} \right), \text{ Lanza denklemi.}$$

18. 600d/dk da dönen dökme demirden mamul bir volanın çemberindeki maximum çekme gerilmesini Lanza ifadesini kullanarak hesaplayınız. Çemberde ortalama çapı 1,5m, kalınlık 200mm ve en 300mm dir. 6 adet takviye çubuğu kullanılacaktır. Diğer veriler yukarıdaki 15. Probleme olduğu gibidir.

Çözüm:

$$V = r\omega = 1,5 \cdot \left(\frac{2\pi(600)}{60} \text{ rad/s} \right) = 94,25 \text{ rad/s (Dökme demir için yüksek)}$$

$$s = 10^3 V^2 \left(5,6 + \frac{18,5d}{m^2} \right) = 10^3 (94,25)^2 \left(5,6 + \frac{18,5(3)}{0,2(6)^2} \right) = 118 \text{ Mpa}$$

15. Probleme çıkarılan ifadenin kullanılmasıyla, yukarıdaki yaklaşık değer 82,7MPa ile kıyaslanmasıyla yaklaşık değer veren ifade daha büyük gerilme değeri vermektedir.

Aynı zamanda, kullanılan işlem için maximum gerilme takviye çubuğu sayısı artırılarak azaltılabilir.

UNIFORM GENİŞLİKTEKİ DÖNER DİSKTEKİ GERİLMELER, volanlarda olduğu gibi dolu plakalarda ortaya çıkabilir ve aşağıdaki ifadelerle hesaplanabilir.

Delikli diskler:

Herhangi bir yarıçap, r için radyal gerilmesi:

$$s_r = \rho v^2 \left(\frac{\mu+3}{8} \right) \left[1 + \left(\frac{r_i}{r_o} \right)^2 - \left(\frac{r}{r_o} \right)^2 - \left(\frac{r_i}{r} \right)^2 \right]$$

Herhangi bir yarıçap için teğetsel gerilme:

$$s_t = \rho v^2 \left(\frac{\mu+3}{8} \right) \left[1 + \left(\frac{r_i}{r_o} \right)^2 - \left(\frac{3\mu+1}{\mu+3} \right) \left(\frac{r}{r_o} \right)^2 + \left(\frac{r_i}{r} \right)^2 \right]$$

$r = \sqrt{r_i r_o}$ de ortaya çıkan, maximum radyal gerilme,

$$s_{r \max} = \rho v^2 \left(\frac{\mu+3}{8} \right) \left(1 - \frac{r_i}{r_o} \right)^2$$

$r = r_i$ de ortaya çıkan maximum teğetsel gerilme,

$$s_{t \max} = \rho v^2 \left(\frac{\mu+3}{4} \right) \left[1 + \frac{1-\mu}{\mu+3} \left(\frac{r_i}{r_o} \right)^2 \right]$$

$s_{r \max}$ = Maximum radyal gerilme, N/m²

$s_{t \max}$ = Maximum teğetsel gerilme, N/m²

ρ = Yoğunluk, kg/m³

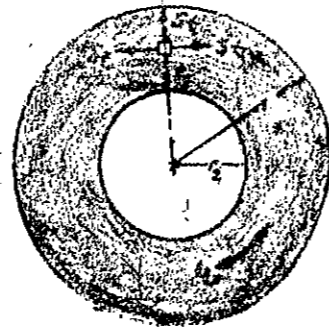
μ = Poisson oranı (Çelik için, 0,3 ve dökme demir için 0,27)

$v = r_o \omega$, çevresel hız, m/sn

r_i = Plakanın iç çapı, m

r_o = Plakanın dış çapı, m

r = Değişken yarıçap, m



Şekil. 26-3

Dolu diskler:

Dolu dönen disklerdeki radyal ve teğetsel gerilmeler için genel ifadeler, üzerinde delik bulunan disklerinkilerden azda olsa farklıdır.

Herhangi bir yarıçap için, radyal gerilme:

$$s_r = \rho v^2 \left(\frac{\mu+3}{8} \right) \left[1 - \left(\frac{r}{r_o} \right)^2 \right]$$

Herhangi bir yarıçapta, teğetsel gerilme:

$$s_t = \rho v^2 \left(\frac{\mu+3}{8} \right) \left[1 - \frac{3\mu+1}{\mu+3} \left(\frac{r}{r_o} \right)^2 \right]$$

Maximum radyal gerilme ile maximum teğetsel gerilme birbirlerine eşittir ve her ikisinde $r = 0$ da ortaya çıkmaktadır.

$$s_{r \max} = s_{t \max} = \rho v^2 \left(\frac{\mu+3}{8} \right)$$

ÇÖZÜMLÜ PROBLEMLER

19. 3000d/dk da dönen çelik bir plaka için (Poisson oranı, $\mu = 0,3$) maximum radyal ve maximum teğetsel gerilmeyi hesaplayınız. Plakada bulunan delik yarıçapı $r_i = 100$ mm ve plakanın dış çapı $r_o = 300$ mm dir. Maximum gerilmeler nerede ortaya çıkmaktadır? Kullanılan çelik için, $\rho = 7770$ kg/m³ dür.

Çözüm:

(a) Maximum radyal gerilme, $v = r_o \omega = 0,3(2\pi \times 3000/60) = 94,25$ m/s için

$$s_{r \max} = \rho v^2 \left(\frac{\mu+3}{8} \right) \left(1 - \frac{r_i}{r_o} \right)^2 = 7770(94,25)^2 \left(\frac{0,3+3}{8} \right) \left(1 - \frac{0,1}{0,3} \right)^2 = 12,65 \text{ MPa}$$

Bu gerilme $r = \sqrt{r_i r_o} = \sqrt{(0,1)(0,3)} = 173$ mm de ortaya çıkar

(b) Maximum teğetsel gerilme,

$$s_{t \max} = \rho v^2 \left(\frac{\mu+3}{4} \right) \left[1 + \frac{1-\mu}{\mu+3} \left(\frac{r_i}{r_o} \right)^2 \right]$$

$$= 7770(94,25)^2 \left(\frac{0,3+3}{4} \right) \left[1 + \frac{1-0,3}{0,3+3} \left(\frac{0,1}{0,3} \right)^2 \right] = 58,3 \text{ MPa}$$

bu gerilme, $r_i = 100$ mm de ortaya çıkmaktadır.

20. Dolu çelik bir rotor 900mm boyunda ve 300mm çapında olmak üzere 3000d/dk da dönmektedir. Maximum radyal ve teğetsel gerilmeler ne kadardır ve nerede ortaya çıkarlar? Çeliğin yoğunluğu $\rho = 7,77$ Mg/m³ ve Poisson oranı $\mu = 0,3$ dür.

Çözüm:

$$v = r_o \omega = 0,15(2\pi \times 3000/60) = 47,12 \text{ m/s}$$

Burada,

$$s_{r \max} = s_{t \max} = \rho v^2 \left(\frac{\mu+3}{8} \right) = 7770(47,12)^2 \left(\frac{0,3+3}{8} \right) = 7,12 \text{ MPa}$$

YARDIMCI PROBLEMLER

21. Dövme çelik bir parçada dış çap 600mm ve bu parça 6000d/dk da dönmektedir. Dövme malzemenin içi arızalı olup, bundan kurtulmak için göbekte 200mm delik açılması düşünülmektedir. Dolu ve içi boşaltılmış dövme parçalar için maximum gerilmeleri hesaplayınız. Çeliğin yoğunluğu $\rho = 7770$ kg/m³. Poisson oranı 0,3 dür.

Cev. Dolu dövme parçada: $s_{r \max} = 114 \text{ MPa}$, $s_{t \max} = 114 \text{ MPa}$

İç boş dövme parçada: $s_{r \max} = 50,6 \text{ MPa}$, $s_{t \max} = 233 \text{ MPa}$

İç boşaltılmış dövme parçadaki teğetsel gerilme daha büyüktür.

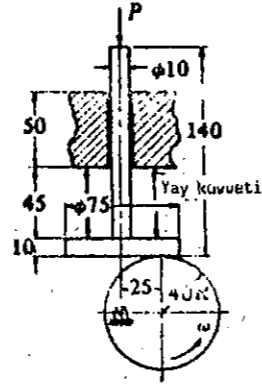
ibresi tersi yönünde 90° dönmesi hali için yapılacaktır.

Gösterilen konum için, yay kuvveti 300N ve P kuvvetide 450N dur. İtici yukarıya kalktığı sürece, yay kuvvetide lineer olarak, 515N kadar artmaktadır. Bu ara tatbik edilen kuvvet 180N a düşmektedir.

İtıcinin ağırlığı tayin edilecektir. İtici çelikten mamul olup, yoğunluğu 7830kg/m^3 dür. Yay ağırlığı yaklaşık olarak 2,5N gibi bir değer olarak tayin edilmiştir.

Kam saat ibresi yönünde 1800d/dk da uniform bir hızda dönmektedir. Kayma sürtünmesi katsayısı 0,25 dir.

- Gösterilen konum için, valf sapındaki maximum gerilmeyi hesap ediniz.
- Kamın 90° saat ibresi tersi yönünde dönmesi halinde, valf sapındaki maximum gerilmeyi hesap ediniz. ($0^\circ, 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$ için inceleyiniz) Atalet kuvvetlerinin analizinde, yayın eşdeğer kütlelerinin, yay kütlelerinin $1/3$ ü kadar olduğunu kabul ediniz.
- 90° lik dönüş sırasında kam ve izleyici arasındaki maximum temas gerilmesini hesap ediniz.
- Yayı, verilen özelliklerini kullanarak dizayn ediniz. Yay için, Maximum dizayn gerilmesi 500MN/m^2 ile sınırlandırılmıştır. Kesme.



Şekil. 27-2

3. Tek Kademeli Hız Düşürücü

Ekmeç hamuru karıştırmak için tek kademeli, dik açılı bir hız düşürücü dizaynı yapılması düşünülmektedir. Hız oranı 3:1 olmak üzere, milin yüksek hızında, 1150d/dk da dört kilovat aktarılacaktır. Güç bir V-kayışla aktarılacaktır. Aktarma bir esnek kaplin vasıtasıyla yapılmaktadır. Kasnaklardaki hız oranı 1:1 dir.

Yatak seçimini yaparken 2 yıllık ömür düşünülecektir. Günlük çalışma 10 saat, haftada 6 gün çalışılmaktadır. Kasnaklarda taksimat dairesi çapı 150mm ile sınırlandırılmıştır.

Makine tozlu bir ortamda çalışacağından, uygun sızdırmazlığın sağlanması çok önemli yer tutar.

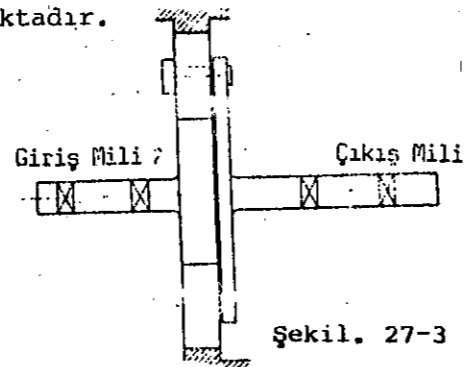
Malzeme listesiyle birlikte ölçülendirilmiş iki görünüşlü resim çizilmesi gerekir.

4. Hız Düşürücü

Şekil. 27-3'de, planet sistemli, düz dişlilerden oluşan bir hız düşürücü gösterilmiştir. Esnek kaplin vasıtasıyla 3kW lık güç aktarılmaktadır. Girişteki mil 1200d/dk da dönmektedir. 24 saat çalışmada güç herhangi bir darbe söz konusu olmadan aktarılmaktadır.

3 adet planet dişli düzeni vardır. İçteki dişli sabittir. Dişliler $\%0,3$ lük karbonlu çelikten mamuldürler.

- Güç aktarımında kullanılan millerin boyutlarını tayin ediniz. Güç milinden bir kaplin vasıtasıyla alınmaktadır.
- Hız oranı 8:1 ise kullanılacak en küçük dişli çapı ne olacaktır?



Şekil. 27-3

- Dişlilerde 15 dişten fazla bulunmaması istenmektedir. Dişlilerde kavrama açısı 20° dir. Dinamik ve aşınma yüklerini kontrol ediniz.
- Dişlilerin alın yüz genişliklerini hesaplayınız.
- Planet dişlinin döndüğü koldaki pim boyutu ne olur? Pim $\%0,3$ karbonlu çelikten mamuldür.
- Yataç yüklerini tayin ediniz. Her mildeki yataklar 150mm aralıkta bulunmaktadır.
- Ünitedeki tork aktarımını tanımlayınız. Tabana tatbik edilen yük ne kadardır? Bu tork giriş milinin dönüş yönüne bağlı mıdır?
- Kaidede kullanılan civata boyutlarını tanımlayınız.
- Giriş milinde kullanılan kama boyutu ne olacaktır? Kama $\%0,2$ lik karbonlu çelikten imal edilecektir.

5. "Turbo-prop" Hız Düşürücü

600kW lık, türbin-pervaneli uçak motoru 13.500d/dk da dönmektedir. Pervane, 900d/dk ya kadar dişli çark düzeniyle düşürülmüş hızda döndürülecektir. Pervaneye dört yüz elli kilovat aktarılacaktır. Geri kalan güç ise jet itmesinde kullanılacaktır. Uçak ve uçak avadanlıkları detaylı olarak rüzgar akışları, jiraskopik kuvvetler, manevra ve inme hesaba katılarak dizayn edilecektir. Bu proje sürekli yükleme hali kabul edilerek basitleştirilebilir. Hız düşürücünün tabii tutulacağı testlerden birisi 1000 saatlik atölye denemesidir. Deneme sırasında motor 250 saatlik çalışmada $\%200$ lük 750 saatlik çalışmada $\%100$ lük yüklemeye tabii tutulacaktır.

Minimum ağırlık istenen özelliklerden birisidir.

13.500d/dk dan 900d/dk ya düşüş tek kademeli bir hız düşürücü için oldukça zordur. Bunun için hız düşürücüyle birlikte planet dişli düzeni kullanılacaktır. (Şekil. 27-4).

2 no'lu dişli çark çapı 150mm dir. 7 no'lu dişli çark çapı 8 no'lu dişli çarkından 8 defa daha büyüktür.

Yatak boyutlandırılması dahil olmak üzere, parçaların kesitli resimleri ölçülendirilmiş olarak verilmelidir.

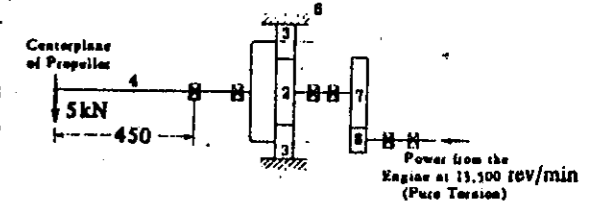
Hız düşürücü için gövde ayrı proje olarak ele alınabilir. Gövde analizi için zaman harcamayınız. Dişli ve mil dizaynı yapıp, yatak ve dişlilere uygun gövde seçimi yapınız.

Kullanılacak planet dişli sayıları oranlara etkili olacaktır. Keyfi olarak, üç planet dişli kullanınız. Ayrıca,

- Malzemeler: Yüksek mukavemetli çelik ve alaşımlı kullanınız.
- Dişlilerin montajları için, iki şartın sağlanması gerekir:

(a) $N_2 + N_6 =$ çift sayı, (b) $(N_2 + N_6)n$ Tam sayı

- $N_2 = 2$ no'lu dişlideki diş sayısı, $N_6 = 6$ no'lu dişlideki diş sayısı, $n =$ eşit olarak yerleştirilmiş planet dişli sayısı.
- Dişli dinamik yüklerini tayinde, mutlak vizkosite olmaksızın, dişli dişlerindeki hız oranlarından istifade ediniz.
- Yatak, mil ve dişli yüklerinde ortalama yük küpleri kullanınız.
- Dişliler için minimum emniyetin 0,2 olarak alınması istenmektedir.
- İçi boş mil kullanılması halini düşününüz.
- Planetdeki bütün dişlilere ait yüklerin tamamıyla değişken olduğunu unutmayınız.



Şekil. 27-4

8. Uçak 500km/h lık hız için dizayn edilecektir. Pervane verimi %85 olarak alınacaktır. Hız düşürücüdeki sürtünme kaybını ihmal ediniz.

6. Hava Silindiri

Bir hava silindiri 550kN/m^2 için dizayn edilecektir. Silindirin kullanılacağı tesisteki mevcut maximum basınçın 1000kN/m olduğu biliniyor. Böylece silindirin ölçüleri 550mN/m^2 ye bağlı olarak gerçekleştirilecektir. Fakat gerilme analizi 1000kN/m^2 ye göre yapılacaktır.

Pistonun çıkış strokundaki, tatbik edilen kuvvet $4,5\text{kN}$ dur. Her ne kadar çok iyi dizayn edilmiş bu silindirde sürtünme direncinin %5 olacağı düşünülse, silindirin yapacağı işe göre 1... katı kadar daha büyük bir kuvvet için dizayn edilmesinde yarar vardır. Böylece, silindir ölçüleri 550kN/m^2 ye göre gerçekleştirilecektir. Neticede gerekli toplam kuvvet $(1\frac{1}{2})(5400) = 8100\text{N}$ olur.

Giriş strokunda gerekli kuvvet, 670N dur. $1\frac{1}{2}$ katsayısı kullanılarak, silindirin geri dönüş veya ilerleme stroku için gerekli kuvvet 1kN olacaktır.

Silindirde strok $1,5\text{m}$ dir.

Silindir çift tesirli olacak ve uçlardan 25mm de tamponlama yapılacaktır. Hava akış derecesini kontrol etmek için iğne valf kullanılacaktır. Pistonun süratli olarak devreye girebilmesi için gerekli önlemler alınacaktır.

Çeşitli parçalar için kullanılacak malzemeler:

Piston çubuğu %0,25 karbonlu çelik
Silindir Dikişsiz çelik boru
Silindir kafaları Kaliteli dökme demir
Piston Kaliteli dökme demir veya %0,25 karbonlu çelik.
Silindir, piston çubuğuna paralel olarak tespit edilmiş kulaklar vasıtasıyla monte edilir. 4 adet tespit civatası kullanılabilir. Tespit civatalarındaki gerilmeleri minimize edebilmek salgısızlığı devam ettirebilmek için takviye takozlarından faydalanılır.

Piston çubuğu uçunda pimli bağlantı mevcuttur.

Aşağıda, dizayn sırasında ele alınması gereken bazı maddeler görülmektedir.

- (1) Sıkıştırılmış havadaki nemden silindir deliğinin paslanmasının önlenmesi.
- (2) Uygun salmastra ve sızdırmazlık elemanlarıyla kaçakların azaltılması.
- (3) Sızdırmazlık elemanlarının ayarlarının kolaylığı,
- (4) Kaba dişler yerine ince dişlerin kullanılması,

Gerekli olan işlemler, 1. Bütün hesapların yapılması,
2. Bütün parçalara ait şematik resimler,
3. Bütün parçalar için, kesit görünüşleri, ölçülendirilmiş halde.

7. Yatak Çektirmesi

Belli toleranslarda monte edilmiş makine elemanları için çeşitli söküp çıkarma metodları vardır. Bu metodlardan bir tanesinde mandrelli pres, başka bir metotta mengene ve zimba kullanılır. Yine başka bir metotta, çekirme kullanılır. (Kasnak çekirmesi olarak bilinir).

Bu proje için özel bir kullanım hal için, çekirme dizaynı yapılması düşünülmektedir.

ıç bilezik ve mil arasındaki belli bir toleransda tespit edilmiş rulmanlı yatakların çıkarılması.

Dış çapları 80 ilâ 130mm arasında değişen tek sıralı radyal tipli rulmanlı yataklarda kullanılan ayarlanabilir bir çekirme olması istenmektedir. Delik çapları 40 ilâ 55mm arasında değişmektedir.

Sıkı geçme halinde, mil ile en büyük yatakdaki iç delik çapı arasındaki toleransın $0,04\text{mm}$ olacağı düşünülmektedir. Böyle bir geçme için, iç bilezikle mil arasındaki maximum radyal basınç değeri yaklaşık olarak 20MN/m^2 olacaktır.

Çektirme, iç bileziğe basarak çalışacaktır. Böylece rulmanlı yatağa zarar verecektir.

Maximum yatak eni 35mm dir. Yatak eksen hattı, mil uçundan 200mm mesafededir.

- Gerekli işlemler; 1. Montaj resmi
2. Hesaplamaların tümü,
3. Her parçaya ait şematik resim.

8. Zincir Dişlisi (Venedik Çarkı)

Kayışlı bir konveyör şekil. 27-5'deki düzenle kesintili olarak çalıştırılmaktadır. Konveyör bir zincir dişli tarafından çevrilmekte, zincir dişliyle kesintili hareket sağlayan düzen aynı milden hareket almaktadırlar. Bu türdeki bir kullanım için, veriler şöyledir.

Çeviren krankdaki açısal hız $= 12d/dk = (\text{sabit})$

Çevirici krank yarıçapı $= 150\text{mm}$

Miller arasındaki mesafe $150\sqrt{2}\text{mm}$

Zincir dişli çark çapı 200mm

Konveyör kayışı ve yük $= 11\text{kN}$

Kayışdaki sürtünme kuvveti $= 750\text{N}$ (sabit)

Makara ve kasnak genişliği $= 20\text{mm}$

Makara çapı $= 20\text{mm}$

1. Gerekli ivme kuvvetler ve gerilmeler açısından dizayn yeterli ise, aşağıdakilerin tayin edilmesi istenmektedir;

- (a) Zincir dişlideki maximum açısal ivme,
- (b) Maximum makara kuvveti,
- (c) Çevrilen mildeki maximum tork,
- (d) Verilmiş makara için maximum temas gerilmeleri,
- (e) A-A kesitindeki maximum gerilme
- (f) Çevirici mil için mil çapı,
- (g) Çevrilen mildeki mil çapı,
- (h) 20mm lik makarada, makara için gerekli brinell sertliği ne kadardır?
- (i) Temas gerilmesi 700MN/m^2 ile sınırlandırılır ve makara çapı 15mm ye düşürülürse, uygun makara çapı ne olabilir?

2. Döner parçaların ataletinin toplam eşdeğer kütle polar momenti (Zincir dişlisi eksenine göre) $12,5\text{kg m}^2$ dir. Bunu hesaba katarak, 1. Kısımda istenenleri hesaplayınız.

3. Konveyör bandını 50mm çapındaki 200 adet rulo taşımaktadır. Her birinin polar atalet momenti $0,0025\text{kg m}^2$ ve iki zincir dişliye ait polar atalet momenti ise $0,8\text{kg m}^2$ dir. Zincir dişlisinin polar atalet momenti $0,4\text{kg m}^2$ dir. Böyle bir durum için, zincir dişli eksenine göre, eşdeğer kütle polar atalet momentini hesaplayınız. 1. Kısım

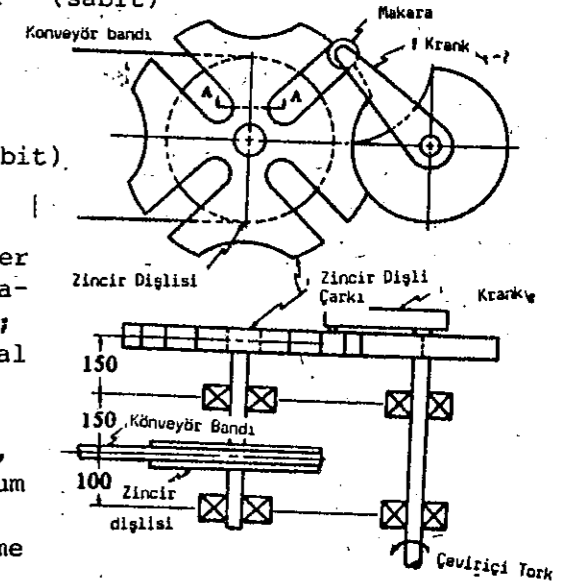


FIG. 27-5

bulunmaktadır. Fakat birinci kattan, aşağıya inmek için herhangi bir şey düşünülmemiştir. Bunun için, bodruma içten bir merdiven veya dıştan ayrı bir giriş verilebilmektedir. Birinci katla bodrum katı arasında bir kişilik bir insan elevatörü düşünülmektedir. Şekil. 27-8'de müsaade edilen yükseklik boşluklar gösterilmiştir. Birinci katta elevatöre sağdan, binileceğini ve bodrumda ise soldan inileceğini unutmayınız.

Başlangıçtaki dizayn için gerekli istekler:

- (1) Bunun bir ön çalışma olmasından dolayı, düşünülen montaj şekli için çeşitli şekillerin gözden geçirilmesi gerekir.
- (2) Uygun bir şekil için karar verdikten sonra, bir ön çalışma yapıp ölçülendiriniz. Bunun için, eğim, plan ve diğer görünümleri ele alınız.
- (3) Montaj maliyetleri ve ekipman için bir ön çalışma yapınız.
- (4) Mühendislik teklifi altında, müşteriye bir mektup gönderiniz.

15. Ot Biçme Makinesi

Bir imalatçı, çayır biçme makinesi imal edip satmayı düşünmektedir. Daha önce gördüğü çeşitli kazalardan dolayı, mevcut biçme makinelerinden daha emin bir makine imaliyle yakından ilgilenmektedir. Aslında, emniyet açısından satışların çok fazla olacağını bilmektedir. Piyasa araştırmalarına göre sadece üç tipde biçme makinesinin mevcut olduğu anlaşılmıştır.

- (1) Konvensiyonel makaralı
- (2) Döner tablalı
- (3) Tırpan çubuklu (çiftlikte kullanılan ve yol boyunca bulunan otları biçmede kullanılan makineler).

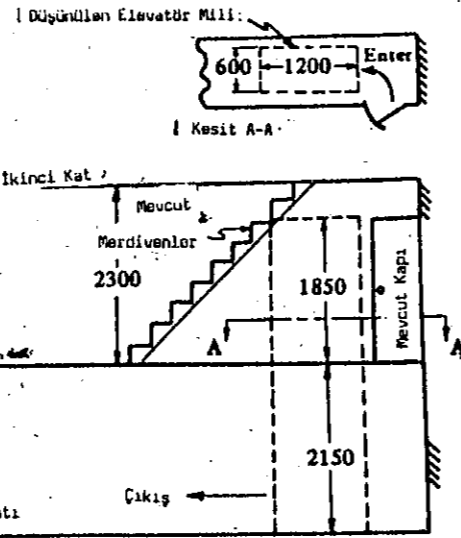
Korunma için yeterli muhafaza sistemleri olsa da bütün bu türlerin tehlikeli olduğu bilinmektedir.

Firmanın bir dizayn mühendisi olarak, size aşağıdaki görev verilmektedir: Otları belli bir seviyeye kadar kesecek bir makine dizaynı yapınız ve bu piyasada bulunanlardan daha emniyetli olsun.

16. Varil Vinçleri

Bir imalatçı firmada aşağıdaki problem mevcuttur:

Küçük parçalardan oluşan bir mamul üretme söz konusu olup, her parçanın imali içinde çok sayıda operasyon gerekmektedir. Operasyonların çeşitlerinden dolayı bunların her biri aynı imalat hattında gerçekleştirilememektedir. Netice olarak, parçalar bir atölyeden diğerine çelik fiçiler içinde nakledilmektedir. Her ne kadar fiçilerin dörtte üçü dolu olmasına rağmen,



Şekil. 27-8

Bunun için, bir ön çalışma yapıp ölçülendiriniz. Bunun için, eğim, plan ve diğer görünümleri ele alınız.

- (1) Konvensiyonel makaralı
- (2) Döner tablalı
- (3) Tırpan çubuklu (çiftlikte kullanılan ve yol boyunca bulunan otları biçmede kullanılan makineler).

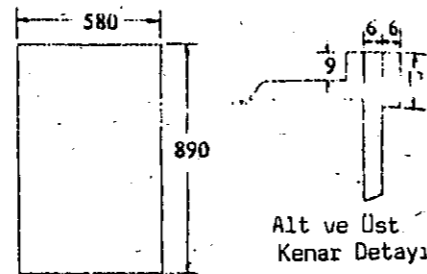
Korunma için yeterli muhafaza sistemleri olsa da bütün bu türlerin tehlikeli olduğu bilinmektedir.

Firmanın bir dizayn mühendisi olarak, size aşağıdaki görev verilmektedir: Otları belli bir seviyeye kadar kesecek bir makine dizaynı yapınız ve bu piyasada bulunanlardan daha emniyetli olsun.

16. Varil Vinçleri

Bir imalatçı firmada aşağıdaki problem mevcuttur:

Küçük parçalardan oluşan bir mamul üretme söz konusu olup, her parçanın imali içinde çok sayıda operasyon gerekmektedir. Operasyonların çeşitlerinden dolayı bunların her biri aynı imalat hattında gerçekleştirilememektedir. Netice olarak, parçalar bir atölyeden diğerine çelik fiçiler içinde nakledilmektedir. Her ne kadar fiçilerin dörtte üçü dolu olmasına rağmen,



Şekil. 27-9

bunlar 2500N kadar gelmektedirler. Bu fiçiler atölyeler arasında motorlu araçlarla taşınmaktadırlar. İkinci operasyonun yapılacağı makinenin yanındaki bunkere ikinci operasyon için doldurulur. Bunkerin üst noktası yerden 1,5m yüksekliktedir.

Öyle bir düzen dizaynı yapınızki, her çalıştırıcı, gerektiğinde bu bunkeri doldurabilsin. Gerekli kısımleri belirtiniz ve aşağıdakileri akılda tutmak şartıyla dizayn yapınız: Emniyet, ilk maliyet operasyonunun kolaylığı, güç gereksinimi, yer istekleri, verimlilik.

Çelik fiçinin ölçüleri Şekil. 27-9'da gösterilmiştir.

17. Glob Vana Dizaynı

95°C'deki tuzlu suda kullanılacak 25mm lik bir glob vana için dizayn yapılması düşünülmektedir. Aşağıdaki özelliklerin karşılanması şarttır;

- (a) Vananın 2,8MN/m² lik çalışma basıncına uygun şekilde dizayn edilmesi şarttır.
- (b) Monel metali kullanılacaktır. Sadece kasnak dövülebilir demirden mamuldür. (Monel metal yerine uygun başka bir metal kullanılabilir.)
- (c) Vana oturma diski metal olmayan bir malzemeden yapılmalıdır.
- (d) Kaçakları önlemek için uygun sızdırmazlık elemanları kullanılmalıdır.
- (e) Akış için yeterli alan bulunmalıdır.
- (f) Monel metalde minimum kalınlık 3mm kadar olmalıdır.
- (g) Dönmeyen, metal oymayan vana oturma yüzeyi kullanılmalıdır.
- (h) Dizayn özelliği olarak sabit, vana oturma yüzeyi gereklidir.
- (i) Boru eksenine, vana sapı 45° açı yapmalıdır.

İstenenler: (1) Ölçülendirilmiş kesit resimleri, montaj resimleri, malzeme listesiyle beraber. Bütün ölçülerin gösterilmesi gerekir.

- (2) Vana sapının, komple olmak üzere detaylı bütün resimleri, bütün ölçüleri ve işlenecek yüzeyleri göstermek üzere hazırlanmalıdır.

18. Kart Besleyici

Çeşitli renklerdeki kartlar 2000 lik kümeler halinde toplanmaktadır. Kart ölçüleri 130 x 75 x 0,15mm gelmektedir. Kartlar makineye fotoelektrik imkanlarla beslenecektir. Makine ise kartları renklerine göre kümeler halinde ayıracaktır. Dakikadaki eşleme 1000 den daha az olmayacaktır. Böyle bir halde iki problem ortaya çıkmaktadır.

- (1) Kartların makineye tek tek beslenme şekli,
- (2) Kartların renklerine göre ayrı ayrı kümelerde toplanmaları için belirtilecek şekil.

Düşünülen dizaynı içeren şemalar veya problemler için gerekli çözümler.

19. Freni Arızalı Kamyon Projesi

Sık sık kamyonların düz veya eğimli yollarda frenleri bozulabilir. Siz, bir dizayn yapan kişi olarak, kamyonun durdurulması için bir dizayn geliştireceksiniz. Dizayn tam yüklü bir çekiçli kamyon için yapılacaktır.

Bu projede istenenler aşağıda olduğu gibidir.

- (1) Kamyonun hangi yollarla durdurulabileceğini araştırınız ve

- bu fikrin olurluğunu araştırınız.
- (2) Yeterli bir dizayn için gerekli istekleri sıralayınız. Bunlar, kapasite, çalışma şekli emniyet tedbirleri, maliyet ve diğer özellikler olabilir.
 - (3) Mümkün olduğu kadar fazla metod üzerinde durunuz.
 - (4) En iyi olduğuna inandığınız metodu seçiniz ve dizayn resimlerini ölçekli olarak çizin. Dizayna daha fazla açıklık getirmek ve daha iyi tanım için, gerekli görünüş veya kesitleri artırınız. Boyutlar resimde gösterilmesede olabilir. Parçalar için yapılacak bütün hesapları ilgili resimler takip etmelidir.
 - (5) Her ünite için maliyeti ayrı ayrı çıkarınız. Eğer dizayn gerçekleşecekse, 10.000 birimin imal edileceği düşünülmektedir.
 - (6) İdareye düşünülen dizayn hakkında bir rapor veriniz. Kısaca avantajlarının da anlatınız. Maliyetin ve projeyi yürütebilmek için tavsiyelerinizde bildirilmesi gerekir.

20. Otomatik Kontrollü Pres

Bir otomatik presin mekanik tanımına ait bilgiler, Dizayn Haberleri Cilt, 16, No. 2, Sayfa 10 ve 11'de verilmiştir. Çalışma aşağıda tarif edildiği üzere dir.

- (1) İçinde uygun boşluk bulunan, kayan bir takoz, fenol reçinesi hacmini tayin için, tozu kalıp boşluğuna aktarır ve profil verilmiş diski dışarı atar. Bir prömatik silindir, kayan takozu hareket vermektedir.
- (2) Kalıp boşluğunda şekil, alt çekicinin geri çekilmesiyle sağlanır. Boşluğa tozun akıtılmasından sonra, kayıcı takoz, bunker altındaki ilk konumuna hemen geri çekilir.
- (3) Sonra üstteki pres kütüğü ilerler, tozu yaklaşık 42MN/m² de bastırarak şekillendirir. Üstteki kütük, üzerinden yük kaldırılmış olmasına rağmen birkaç saniye daha basılı halde kalır.
- (4) Sonra alttaki kütük, şekillendirilmiş parçayı üstteki tablaya kadar kaldırır ve kayıcı takoz bir başka çevrimine başlayınca kadar o durumda bekler.
- (5) Kayıcı takoz ileri çıkınca, onun çıkıntılı ucu, şekillendirilmiş parçayı bir bantlı konveyöre ittirir. Böylece alttaki takoz geri çekilerek bir boşluk yaratacaktır.

Bütün hareketler, solenoid valflerle çalışan hidrolik ve pnömatik devrelerde bulunan limit siviçlerle kontrol edilir. Üstteki kütük için gerekli durma zamanı bir zaman ayarlayıcı ile sağlanabilir. Altındaki kütük ayarlanabilen stroğa sahip olup, ayarlama işide üzerindeki bir ayar civatasıyla yapılabilir.

Bütün tedbirler ve emniyet düzenleri düşünülmek şartıyla, gerekli operasyon için uygun bir kontrol devresi dizayn ediniz. Hava silindiri 600kN/m² lik hava kullanılabilir. Hidrolik silindirler için ayrı olmak üzere elektrik motoru ve pompa gerekecektir.

Herhangi bir sıkışma hali için elle çalıştırma imkanı sağlanabilmektedir.

415V, trifaze güç kaynağı mevcuttur.

21. Otomatik karbüratör Kontrolü

Çok büyük otoyolların inşaatının gelecekte daha da gelişmesi daha uzun araba seyahatlerini gerektirecektir.

Mevcut gaz pedalının kullanımı, uzun yolculuklarda araba kullananlara' oldukça yoğunluk verebilmektedir. Otomobil imalatçısının özel parçalar bölümü sizden, elle monte edilebilen ve otomatik olarak kullanılacak bir karbüratör dizaynı istemektedir. Böylece ayakla kullanılan gaz pedalının yarattığı aşırı yorgunluklardan kurtulanılabilsin.

Aşağıdaki maddeleri içeren fizibilite çalışmalarınızı bir rapor halinde veriniz:

- (1) Kullanılması düşünülen pratik dizayn şekli için bir ön şeması hazırlayınız. Emniyet tedbirlerinin şemada gösterilmesi şarttır
- (2) Ayda 10.000 ünite imal edilecekmiş gibi kaba bir maliyet hazırlayınız.
- (3) Özel bir marka otomobilde, ünitenizin montajı için, adım adım göstermek üzere bir el kitabı hazırlayınız.

Aşağıdaki projeler (23'den 36'ya kadar), Purdue Üniversitesinde, deneysel dizayn dersinde, E.I duPont de Nemours and Company Inc. den, P.G. Reynolds tarafından kullanılmıştır.

22. Enjeksiyon Sistemi

Plastiklerin sürekli imallerinde katalitik malzemenin uniform debide 10cm /h, boru içine enjeksiyonu yapılmaktadır. Çalışma basıncı 70MPa'dır. Bu da işin başında bir işçinin bulunmasını, gerektirmektedir. Sizden bu işçinin yaptığı işi otomatik olarak yapılabilmesi için bir sistemin dizaynı istenmektedir. Normal olarak sistem her 30 günde bir katalitik malzemenin değişimi için durabilmektedir.

Değişiklikler kazanç düşünülerek yapılacaktır. Çalışmada bir adam için yılda 5000 sterlin ödenmekte, sürekli çalışma halinde ise 4 adam çalıştırılmakta ve haftada 40 saat çalışılmaktadır. Demode olmasından dolayı %20 lik bir amortisman düşünülmektedir. Yatırımda %6 lik para değer kaybı ve kardan %52 lik vergi ölenmesi olacaktır.

Not: İşçiden tasarruf sağlanabilecek 23'den 36'ya kadar olan problemler için yukarıdaki paragraftaki bilgilerden faydalanılacaktır.

23. Röntgen Filmleri Montaj Makinesi

Her otuz dakikada röntgen filmleri montajını gerçekleştiren bir makine dizaynını geliştiriniz. Makine filmi bir rulodan kesecek ve kaplama malzemesiyle kaplama yapacak, yapılan kaplamayı kontrol edecek ve mamulleri 100 lük kutulara yerleştirecektir.

Elleriyle çalışan 10 kişinin yaptığı iş, düşünülen bu makine ile yapılacaktır. Makinedeki yatırımın nasıl geri dönebileceğini tayin ediniz.

(Öğrencilerden röntgen filmleri tedarik edip, bu çalışmayla ne yapılmak istendiği izlenmelidir.)

24. Torba Paketleri Makinesi

Dinamit özelliklerini taşıyan ham şeker 5kg lık torbalara elle doldurulmaktadır. Malzemenin bir vardiyede 16.000kg ını torbalayabilmek için 5 adamla birlikte malzeme taşıyan, araç ve kullanan başka bir adam daha gerekmektedir. İki operatörün malzeme kazıdıkları bilinmektedir. Aynı kişiler malzemeyi torbalara koymakta ve her 5 dakikada 5 torba tartmaktadırlar. Sonrada iki adam bu torbaların ağızlarını katlamakta ve üstlerini bantlarla kapatmaktadırlar. Son adamda bunları alıp

kutulara yerleştirip ve kutuları kapatır ve bunları bandlanmaktadır.

Bütün bu işleri yapacak bir makine dizaynı istenmektedir, dizaynla sadece bir araç kullanan işçi ve birde başka işçi çalıştırılması düşünülmektedir. Güvenirlilik ve maliyet düşünülerek bir optimum ünite dizaynı yapınız.

Ayrıca probleme hangi şeklin daha ekonomik olacağını araştırınız: Tamamının mekanizasyonu veya kısmen mekanizasyon ve gerisi elle olmak üzere.

25. Fişek Kovanı Montaj Makinesi

Bir silah harp malzemesi yapımcısı 22 kalibre fişek kovanı imal eden tesislerini modernleştirmeye karar vermiştir. Yılda yaklaşık 20.000.000 fişek kovanı imal edilmektedir. Bunların %50 si uzun namlulu tüfekler ve geri kalanların %25 i uzun ve %25 i kısa namlulu tüfekler için imal edilmektedir.

Sizler, mühendisler olarak, kullanılan makineleri geliştirmek için yeni dizayn yapacak ve fişek parçalarını toplayıp montajını yapıp bunları 50 lik gruplar halinde kutulara yerleştirecek bir makine dizaynı gerçekleştireceksiniz. Makinenin yıllık ihtiyaçtan %50 kadar daha fazla üretim yapması istenmektedir. Vardiyede 3 kişiden fazla işçi çalıştırılmaması halinde 300.000 sterlin makine imalatı için harcanabilir. Kovan, kurşun, barut ve ateşleme fitili ayrıca temin edilecektir.

26. Otomatik Olarak Lastik Monte Makinesi

Bir otomobil üretim fabrikasında saatte 40 otomobilin üretildiği bildirilmektedir. Bu da, 12 kişilik bir ekiple, elle lastik montajının yapılması demektir. Lastikleri yarı-otomatik olarak cantlara takacak bir makine dizaynı yapınız. Dizaynı yapılacak makinede 2 kişi çalışacaktır. Makineye yatırılacak para ekonomik olacak mıdır?

27. Boru Fittings Test Makinesi

Servo kontrollere ve ekipmanın hidrolik operasyonu çok sayıda hidrolik fittingslerin kullanılmasını önermektedir. Kullanım halinde bu fittings malzemenin kaçıracağı, hatta sıkılsa bile çeşitli problemler yaratabileceği bilinmektedir. Bizden arazide kullanılacak fittingslerin hangisinin uygun olabileceğini kontrol edebilmek için bir test makinesi yapmamız istenmektedir.

Böyle bir ünite için 20.000 sterlin harcanabileceğini bildirilmiştir

28. Soğutma Ünitesi

Bir tesisde, yazın 30.000kg/h lık soğutma yükü gerekmektedir. Bunun içinde 170kN/m² basınçta amonyak yeterli olmaktadır. Bu tür buharın kullanılması epeydir kullanılmakta isede, bu türdeki bir operasyon artık kullanılmamaktadır. Yaz aylarında, azalan ısıtma yükünden dolayı, 100kN/m² lik buhar fazlalığı bu türdeki bir proses için mevcut bulunmaktadır. Çalıştırma ekonomisi açısından en uygun sistemi tayin ediniz. Mukayesede dizaynın geliştirilmesini ve kontrol sisteminde hesaba katınız. Maliyeti çıkarınız.

30. Sirkülasyon Pompası

Bir amonyak sentez ünitesi 40MN/m² basınçta amonyak üretme için dizayn edilmiştir. Bu da bir sirkülasyon ünitesini gerektirmekte olup, ünite de debi 6m³/dk olduğu sürece, gaz %75N₂ ve %25H₂ den oluşmaktadır. Basınç düşümünün 3MN/m² olduğu bilinmektedir. 50.000 sterlin harcarak, böyle bir tesis dizaynı yapmamız istenmekte, ayrıca dizaynda minimum çalışma ve bakım maliyetlerini hesaba katmamız gerekmektedir.

31. Tel Sarma Makinesi

Şu anda bir tesisteki bir tel sarma makinesinde 3 kişi bir vardiyede tel sarma işiyle uğraşmaktadır. Tel makaraya sarılmaktadır. Tel plastik kaplı bakır tel olup, kalınlığı 1,5mm ve plastik kaplama ise 0,5mm dir. Makaralarda tel boyu 20mm ilâ 140m arasında değişmekte olup, 20 den sonraki katları 20 şer olarak artmaktadır. Makaraların %40 ı 40m lik, %30 u 60m lik, %10 u, 20m lik ve geri kalanları ise %5 şeklindedir. Bizden dakikada 22 makara üretecek bir makine dizaynı istenmektedir. Makinede 1 kişinin çalıştırılması düşünülmektedir. Böyle bir makine artık sadece bir vardiya çalışacaktır. Bu türde bir işi yapacak bir makine dizaynını yapmamız ve maliyete gözden kaçırmamız arzu edilmektedir.

32. Çalışanların Korunmaları

Dakikada 20-25 parça üreten bir preste bir işçi çalışmaktadır. Çalışan kişi ham malzemeyi prese koyup, mamul olanı presden almakla sorumludur. Kontroller ve korunma sistemleri, hatalı imalatı ve yardımcısının yaralanmasını önleyebilecektir. Yetersiz bir emniyet tedbiri halinde kapasitenin %75 e kadar düşebileceği bilinmektedir. Kullanılacak bir emniyet tertibatına ait özellikleri sıralayabilir miyiz?

33. Boya kazıyıcı

Çıplak ağaç üzerinde uzun ömrü olacak bir boya malzemesinin pazarlanması düşünülmektedir. Bunun satılabilmesi için, eski boyayı süratli bir şekilde kazıyabilecek bir cihaz veya tekniğe ihtiyaç vardır. Bunun şu anda mevcut olandan 10 kere daha fazla süratli çalışması istenmektedir. Zira yeni makine 40 sterlin daha pahalı satılacaktır. Bu tür bir ihtiyaç çözüm aranmaktadır.

34. Kutu Kaplama Cihazı

Kutuların kaplanması problemi ile karşı karşıyayız. Dakikada 6 kutu ve kaplama mumla kağıtla yapılacaktır. Şu anda mevcut kutular 300 ile, 450mm arasında, 25mm lik artışlarla, 400mm ilâ 600mm arasında boyda, 25mm artışlarıdır. Şu anda kullanılan tekniklerle bir vardiyede 3 kişi istenen bu türdeki imalatı yapabilmektedir. Kaplama katlanınca, kutunun tam su geçirmez olması bir kenarın diğerine 75mm kadar uzanması arzu edilmektedir. Bu operasyonu yapabilecek bir makine dizaynı yapınız ve yapılabilirliğini tartışınız.

35. 100.000d/dk da Dönen Motor

Minimum 1/2kW lık güçte 100.000d/dk da üretilen bir kuvvet makinesine ihtiyaç vardır. Bu isteği karşılamak için 10.000 sterlin, imalatında harcanabilecektir. Eğer mümkünse, genel bir kullanım için 1,5kW lık motordan faydalanabiliriz. Her biri 1000 sterlin olmak üzere 100 tanesi bir arada kullanılabilir. Ne temin edilebilirdi?

İÇİNDEKİLER

BÖLÜM	SAYFA
1. GİRİŞ.....	1
2. KÜÇÜK MAKİNE PARÇALARINDAKİ GERİLMELER.....	6
3. GEÇMELER VE TOLERANSLAR.....	18
4. EĞRİSEL KİRİŞLER.....	26
5. MAKİNE PARÇALARINDAKİ EĞİLME VE SEHİM.....	37
6. DEĞİŞKEN YÜKLERLE YÜKLENMİŞ MAKİNE PARÇALARININ DİZAYNI.....	72
7. MAKİNELERDEKİ TİTREŞİMLER.....	89
8. MİLLERDE KRİTİK HIZLAR.....	101
9. MİLLERDE GÜÇ AKTARIMI.....	113
10. KAPLIN DİZAYNI.....	131
11. KAMALAR, PİMLER VE İÇTEN KAMALI MİLLER.....	138
12. VİDA VE DİŞ ÇEKİLMİŞ BAĞLAYICILAR.....	145
13. CİVATALARDA YÜKLER.....	156
14. KAVRAMALAR.....	165
15. FREN DİZAYNI.....	178
16. YAYLAR.....	190
17. DİŞLİ KUVVETLERİ.....	205
18. DÜZ DİŞLİLER.....	222
19. HELİSEL DİŞLİLER.....	234
20. KONİK DİŞLİLER.....	241
21. SONSUZ VİDALAR.....	249
22. YUVARLANMA ELEMANLI YATAKLAR.....	255
23. YAĞLAMA VE YATAK DİZAYNI.....	276
24. KAYIŞ KASNAK DÜZENLERİ.....	290
25. KAYNAK.....	301
26. VOLANLAR.....	313
27. ÖRNEK PROJELER.....	322

τ_{xy}	-Kesme Gerilmesi	τ_{xy}
M	-Eğilme Momenti	M_e
c	-Nötr eksenle dış yüzey arasındaki mesafe	c
r	-Dairesel Kesit yarıçapı	r
I	-Kesite ait atalet momenti	I
P	-Eksenel yük	F
A	-Kesit Alanı	A
τ	-Burulma momenti	M_b
J	-Kesite ait atalet momenti	J
s_v	-Enine kesme gerilmesi	T
V	-Enine kesme yükü	F
T_{max}	-Max kesme gerilmesi	T_{max}
p_c	-Kesme yüzeyindeki basınç	p
δ	-Çapsal boşluk	δ
d_c	-Temas yüzeyi çapı	d_c
d_i	-İçteki elemana ait iç çap	d_i
d_o	-Dıştaki elemana ait dış çap	d_o
μ_o	-Poisson oranı, dış eleman için	μ_o
μ_i	-Poisson oranı, iç eleman için	μ_i
E_o	-Dış elemana ait elastite modülü	e_o
E_i	-İç elemana ait elastite modülü	E_i
F_a	-Eksenel yük	F_a
d	-Nominal mil çapı	d
f	-Sürtünme katsayısı	μ
α	-Lineer genleşme katsayısı	α
Δt	-Sıcaklık farkı	Δt
s	-Eğilme gerilmesi	δ_e
e	-Ağırlıklı merkezin den geçen eksenle nötr eksen arasındaki mesafe	e
r_n	-Nötr eksene ait eğrilik yarıçapı	r
θ	-Burulma açısı	θ
G	-Rijidlik modülü(kayma modülü)	G
y	-Sehim	f

F_{cr}	-Flambaja neden olan kritik yük	F_{kr}
C	-Sınır şartlarına bağlı bir katsayı	C
k	-Jirasyon yarıçapı	i
U	-Toplam zorlanma enerjisi	W
K_t	-Teorik gerilme konsantrasyon katsayısı	K_t
q	-Çentik hassasiyeti	β
K_f	-Hakiki gerilme konsantrasyon katsayısı (geometrik katsayı)	k_f
s_y	-Çekme ve basma halindeki akma	σ_{AK}
s_m	-Ortalama normal gerilme	σ_o
s_{ms}	-Ortalama kesme gerilmesi	σ
S_r	-Mukavemet sınırı	σ_{TD}
S_n	-Eşdeğer normal gerilme	σ_V
S_{es}	-Eşdeğer kesme gerilmesi	τ_V
k	-Yay sabiti	c
c	-Damper sabiti	b_l
Y	-Genlik	Y
\emptyset	-Faz açısı	\emptyset
F_t	-Taksimat dairesindeki teğetsel	F_t
α	-Helis açısı	β
d_r	-Kök çapı	d_r
A_r	-Kök alanı	A_r
T_f	-Dişteki tork	M
w	-Bileşke eksenel civata yükü	F
E_p	-Yutulmuş toplam potansiyel	E_p
E_k	-Yutulmuş toplam kinetik enerji	E_k
c	-Isı iletim katsayısı	c
l_f	-Yayın berrabest boyu	l
γ	-Pinyon helis açısı	β
\emptyset_n	-Basınç açısı	α_o
m_n	-Normal modül	m_n
F_w	-Aşınma yükü	F_w
F_d	-Dinamik yük	F_d
L_n	-Ömür dönüş olarak	L
H_g	-Yayılan ısı	Q
e	-Verim	η
w	-Açısal hız	w