

HELİSEL ALIN DIŞLI ÇARKLAR

Bir Problem - Bir Çözüm

Projeleme, Hesaplama ve Şekillendirme

Tuncer ÖZKAN
Mak. Yük. Müh.
Maden Mak. Fab. Md.

ÖNSÖZ

İçindeki ; 339 şekil , 134 cetvel ve 26 çözülmüş örnek problemi ile yayına sunulan bu kitabı , bir konstrüktör ve imalât mühendisi olarak , incelemeye dayalı yoğun bir çalışma sonunda beş senede tamamladım .

Teknolojiyi direkt olarak yansıtan dişli çarkların bir bölümü olan " Helisel alın dişli çarklar " ile ilgili bu kitap ; bu alanda çalışan mühendis ve teknisyenlerin ve yüksek öğrenim yapan öğrencilerin başvuracakları yayınların ülkemizde yok denilecek kadar az olması nedeniyle , bu boşluğu bir ölçüde doldurmayı amaçlamaktadır .

Kitap , ana bir problem üzerine kurulmuş , önce temel bilgiler sonra bu bilgilerin devamı olarak çözümler verilmiştir .

Yine bu kitapta , bilim ve teknolojik gelişmelerin ortaya çıkardığı en son yeniliklerin kullanılmasına çaba gösterilmiş , konu ile ilgili DIN ve AGMA standartlarının en yeni baskıları incelenmiştir .

Bana bu zor çalışmayı bitirmek için destek olan eşim Ecz. SEVİM ÖZKAN 'a ve bu kitabın hazırlanmasında yardımları olan ;

- Teknik ressam RIFAT ŞENER 'e (Kitabın el yazılarını , cetvel ve şekillerini büyük bir itina ile hazırladığı için) ,
- TÜRDOK 'a (Temin ettiği dökümanlar için) ,
- Prof. Dr. ing. H. WINTER 'e (Konu ile ilgili görüşlerime vermiş olduğu cevapla beni aydınlattığı için) ,
- Y. Müh. KEMAL SARI 'ya (Almanca tercümelerde yardımcı olduğu için) ,
- Mad. Mak. Fab. Md. Lügü , Etüt - Tesis Md. lügü elemanlarına ve , Y. Müh. RÜŞTÜ ALABAŞ , Müh. GÜRHAN BAYINDIR , Y. Müh. GÜNDÜZ YEREBASMAZ , Y. Müh. TANJU ÜNVER , Müh. BİROL UZUN , Y. Müh. SALİH OKTAY , Müh. CENGİZ OLGUN , Müh. ALİ CANTÜRK , Y. Müh. A. ALİ ULUDAĞ , Müh. ADİL ÖZDOĞAN , CİHAT ATAMAN , KEMAL ÇUHADAR ve Doç. Dr. TÜRKER ÖZKAN 'a teşekkürü borç bilirim .

Ayrıca bana rahat bir çalışma ortamı sağlayan ; Gn. Md. ZEKÂİ AKÇAN , Gn. Md. Yrd. YAŞAR TUNCER , Gn. Md. Yrd. VAHİT ÇELİKEL ve Müessese Md. YUSUF ÇELİK 'e teşekkürlerimi arz ederim .

Kitabın , meslektaşlarıma , öğrencilerime ve konuya ilgi duyanlara faydalı olmasını dilerim .

Zonguldak
Kasım 1990

Dipl. ing. TUNCER ÖZKAN


1- SEMBOLLER VE BİRİMLERİ

- a) Dişli çarkların geometrisi ve hesaplanması için başlıca semboller 1
- b) Dişli çarkların geometrisi ve hesabı için indisler 5
- c) Gerilme, mukavemet ve malzeme değerleri için semboller 7
- d) Malzeme ve ısıtma işlem için semboller 8

2- BÜYÜKLÜKLERİN TESPİTİ 8**3- PROBLEM** 9**4- MEKANİZMANIN SEÇİMİ** 9

- 4.1- Toplam çevrim oranı 9
- 4.2- Mekanizmanın tipi 9
- 4.3- Mekanizmanın kademe sayısı 12
- 4.4- Mekanizmanın şeması 12
- 4.5- Toplam çevrim oranının kademelere dağılışı 12

5- II. KADEMENİN (HELİSEL ALIN DIŞLI ÇİFTİ) HESAPLANMASI 14

- 5.1- Pinyonun devir sayısı 14
- 5.2- Pinyonun nominal döndürme momenti 14
- 5.3- Malzeme, ısıtma işlem ve mukavemet değerlerinin seçimi 15
- 5.4- Referans profilinin seçimi 15
- 5.5- Dişli kalitesinin seçimi 15
- 5.6- Pinyonun helis açısı ve yönünün seçimi 19
- 5.7- Diş genişliği b veya b/d_1 , b/a oranlarının seçimi 20
- 5.8- Esas boyutların (çap, eksenler arası mesafe) yaklaşık olarak tespit edilmesi 23
- 5.9- Diş sayısı (Z_1) ve modül (m) ün seçimi 26

6- MEKANİZMANIN KESİN OLARAK BOYUTLANDIRILMASI 34

- 6.1- Alın modülü 34
- 6.2- Eş değer diş sayıları 34
- 6.3- Taksimat dairelerinin çapları 34
- 6.4- Helis açısı (temel silindrinde) 34
- 6.5- Alın kavrama açısı (taksimat silindrinde) 34
- 6.6- Alın kavrama açısı (yuvarlanma silindrinde) 34
- 6.7- Profil kaydırma faktörleri 34
- 6.8- Baş dairelerinin çapları 37

6.9 - Taban dairelerinin çapları	37
6.10 - Temel dairelerinin çapları	39
6.11 - Yuvarlanma dairelerinin çapları	39
6.12 - Profil kavrama oranının kısımları	39
6.13 - Profil kavrama oranı	40
6.14 - Adım kavrama oranı	40
6.15 - Toplam kavrama oranı	40
6.16 - Diş başı daraltılması	43
6.17 - Kavrama taksimatı	43
7 - MEKANİZMADA BAZI KONSTRÜKTİF BÜYÜKLÜKLER	44
8 - GENEL HESAP BÜYÜKLÜKLERİ	48
8.1 - Çevre hızı	48
8.2 - Nominal - çevre kuvveti (taksimat dairesinde)	48
8.3 - Nominal - çizgisel yük	49
8.4 - K^* , U - Faktörleri	49
8.5 - Eğrilik yarıçapları (alın kesitinde)	49
8.6 - Dişin yaylanma rijitliği	50
8.7 - Ağırlık miktarı (kavrama taksimatı için) Y_d	56
8.8 - Galişma faktörü K_A	62
8.9 - Referans devir sayısı N , Dinamik faktör K_V	65
8.10 - Genişlik faktörleri $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$	83
8.11 - Alın faktörleri (kuvvet faktörleri) $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$, $K_{B\alpha}$	108
8.12 - Kayıp güç (dolayısıyla verim) için ortalama diş sürtünme katsayısı μ_m	111
8.13 - Diş kayıp gücü (yüklenmiş dişte) P_{VZ}	112
8.14 - Malzeme kalitesi ve mukavemet değerleri	113
9 - Diş YÜZEYİNİN YÜK TAŞIMA KABİLİYETİ (PITTING MUKAVEMETİ)	114
9.1 - Ortaya çıkan yüzey basıncı σ_H	114
9.2 - Müsaade edilen yüzey basıncı (yüzey emniyet basıncı) σ_{HP}	126
9.3 - Ortaya çıkan yüzey basıncı σ_H	144
9.4 - Sürekli mekanizmalar için Pitting - sınır mukavemeti σ_{HG}	145
9.5 - Zaman mukavemetli mekanizmalar için Pitting - sınır mukavemeti σ_{HGN}	148
9.6 - Hesap yoluyla Pitting emniyeti S_H	148
9.7 - En küçük Pitting emniyeti S_{Hmin}	154

10. DIŞ TABANININ YÜK TAŞIMA KABİLİYETİ (DIŞ TABAN MUKAVEMETİ)	155
10.1 - Diş tabanında ortaya çıkan yerel gerilme σ_F	155
10.2 - Müsaade edilen diş taban gerilmesi (diş tabanı emniyet gerilmesi) σ_{FP}	198
10.3 - Ortaya çıkan diş taban gerilmesi σ_F	217
10.4 - Sürekli mekanizmalar için esas alınan diş taban mukavemeti (diş tabanı - sürekli mukavemet sınırı) σ_{FG}	218
10.5 - Zaman mukavemetli mekanizmalar için esas alınan diş taban mukavemeti (diş tabanı - zaman mukavemet sınırı veya diş tabanı - sınır mukavemeti) σ_{FGN}	226
10.6 - Hesap yoluyla diş taban emniyeti S_F	230
10.7 - En küçük diş taban emniyeti S_{Fmin}	232
11 - YENMEYE KARŞI DIŞ YÜZEYİNİN YÜK TAŞIMA KABİLİYETİ (YENME MUKAVEMETİ)	232
11.1 - Yenme	233
11.2 - Yenme (sıcak yenme) mukavemetinin pratik olarak hesaplanması	239
11.3 - Müsaade edilen integral sıcaklığı ψ_{intp}	247
11.4 - Ortaya çıkan integral sıcaklığı ψ_{int}	251
11.5 - Integral sıcaklığının sınır değeri (yenme - integral sıcaklığı) ψ_{sint}	254
11.6 - Hesap yoluyla yenme emniyeti S_{sint}	255
11.7 - En küçük yenme emniyeti S_{smin}	255
12 - YATAK KUVVETLERİ VE MİL HESABI	255
a) Diş kuvvetlerinin mil yataklarındaki tepkileri	255
b) Mil hesabı	258
c) Kritik devir sayıları	264
Örnek 1	265
Örnek 2	269
13 - YAĞLAYICI MADDE SECİMİ	278
Örnek	279
EK-1 - TAMAMLAYICI BİLGİLER	281
E1.1 - Evolvent (veya involüt) forksiyonun değerleri	281
E1.4 - Çok kullanılan dişli çark çelikleri	283
E1.2 - Referans profiller	284

E1.3 - Çok kullanılan dişli çark malzemelerinin mukavemet değerleri	286
E1.5 - Dişli çark malzemelerinin σ_{Hlim} ve σ_{FE} değerleri	288
E1.6 - K- ve U- faktörleri	290
E1.7 - Tahrik eden ve edilen makinelerin çalışma şekilleri (işletme tarzları) için örnekler	292
E1.8 - Dişli çark malzemeleri	293
E1.9 - DIN 3990 'a göre σ_{Hlim} ve σ_{FLim} veya σ_{FE} diyagramları	294
E1.10 - Muhtelif sertlik birimlerinin mukayesesi	300
E1.11 - Yüzey pürüzlüğü R_z	301
E1.12 - R_a ile R_z arasındaki bağıntı	302
E1.13 - Yüzey pürüzlüğünün tespiti	303
EK.2 - KALİTELER, HATALAR VE TOLERANSLAR	304
E2.1 - Semboller ve birimleri	304
E2.2 - Dişli çarkların kaliteleri	305
E2.3 - Dişli çark mekanizmasında hatalar ve toleranslar	307
a) Müsaade edilen hatalar	307
b) Toleranslar	336
Örnek	339
E2.4 - Diş kalınlığını ölçme yöntemleri	343
a) Taksimat dairesi üzerindeki yay kirişi	343
b) Dişler arasındaki uzunluk	352
Örnek	359
Örnek	364
EK.3 - ALIN DIŞLI ÇARK MEKANİZMALARININ ŞEKİLLENDİRİLMESİ	369
E3.1 - Mekanizmaların konstrüktif şekilleri ve dişli çarkların tertiplenme tarzları	369
E3.2 - Helisel alın dişli çark mekanizmalarına ait çeşitli konstrüksiyon örnekleri	377
Örnek 1	377
Örnek 2	378
Örnek 3	379
Örnek 4	381
E3.3 - Dişli çarkların konstrüktif şekillendirilmesi	381
a) Dövrülmüş, tornalanmış dişli çarklarda kullanılan konstrüktif şekiller	385

b) Dişli çarkların kaynak konstrüksiyonu	391
c) Dişli çarkların döküm konstrüksiyonu	394
d) Dişli çemberi sıkı geçme olarak takılmış dişli çarklar	398
e) Dişli çemberi civatalar ile bağlanmış dişli çarklar	402
E3.4 - Pinyon millerinin konstrüktif şekillendirilmesi	402
E3.5 - Mekanizma kutularının konstrüktif şekillendirilmesi	406
E3.6 - Resimlerle konstrüksiyon örnekleri	410
EK-4 - KAYIP GÜÇ, VERİM, ISINMA (ORTAYA ÇIKAN VE DİŞARIYA ATILAN ISI)	415
E4.1 - Semboller ve birimleri	415
E4.2 - Kayıp güç	416
a) Diş sürtünme kaybı P_{vz}	417
b) Ortalama diş sürtünme katsayısı μ_m	422
c) Dişli çarkın başta çalışma kaybı (dalma yağlamada)	423
d) Dişli çarkın başta çalışma kaybı (püskürtme yağlamada)	424
e) Diğer başta çalışma kayıpları	427
f) Yatak kaybı ($P_{vB} + P_{vBo}$)	429
Örnek	436
E4.3 - Verim	448
a) Toplam verim	448
b) Dişlilerin verimi	448
c) Verimin iyileştirilmesi için çareler	449
E4.4 - Isı bilançosu (soğutma, ısıtma)	449
a) Mekanizma kutusundan çıkan ısı miktarı	449
b) Yağ tarafından dışarıya atılan ısı miktarı	466
Örnek	470
c) Taibana iletim yolu ile geçen ısı miktarı	474
d) Milden çevreye taşınım yolu ile geçen ısı miktarı	475
Hesap örneği	475
EK-5 - DİŞ YÜZEYLERİNDE MEYDANA GELEN KAYMA VE YUVARLANMA HAREKETİ	491
EK-6 - ÖRNEKLER	497
E6.1 - Örnek 1 [L.46]	497
E6.2 - Örnek 2 [L.46]	515
E6.3 - Örnek 3 [L.12]	526
E6.4 - Örnek 4 [L.12]	546

E6.5 - Örnek 5 [L.2]	560
E6.6 - Örnek 6 [L.51]	585
EK-7 - AGMA 218.01 (ARALIK 1982) STANDARDI	597
1- Pitting mukavemeti	597
2- Müsaade edilen dış yüzey basıncı (dışın yüzey emniyet basıncı)	619
3- Pitting mukavemeti - sınır gücü	627
4- Dış tabanı - eğilme mukavemeti (dış taban mukavemeti)	627
5- Müsaade edilen dış tabanı - eğilme gerilmesi (müsaade edilen dış taban gerilmesi)	646
6- Dış taban mukavemeti - sınır gücü	646
7- DIN 3990 - Niemann - AGMA 218.01	647
Örnek	654
LİTERATÜR	666

1- SEMBOLLER VE BİRİMLERİ

a) Dişli çarkların geometrisi ve hesaplanması için başlıca semboller

a	mm.	Eksenler arası mesafe (içten dişli çark mekanizmalarında negatif)
b	mm.	Diş genişliği
b_s	mm.	Disk kalınlığı (Disk gövdeli dişli çarklarda Şekil B.2)
c_{IT}	mm/dev.	Lineer aşınma katsayısı (Deney dişli çifti için)
c_g	N/(mm μ m)	Diş genişliğinin her bir mm si için, ortalama toplam-diş yaylanma rijitliği (Kısa olarak: Kavrama-yaylanma rijitliği)
c'	N/(mm μ m)	Diş genişliğinin her bir mm si için, bir diş çiftine ait tekil-diş yaylanma rijitliğinin en büyük değeri (Kısa olarak: Tekil-yaylanma rijitliği).
d_a	mm.	Baş dairesi çapı
d_b	mm.	Temel dairesi çapı
d_f	mm.	Taban dairesi çapı
$d_{1,2}$	mm.	Taksimat dairesi çapı; Pinyon ve çark için (içten dişlide d_2 negatif)
f_f	μ m	Diş profili şekil hatası
f_{ma}	μ m	İmalât hatası
f_p	μ m	Bir dişe düşen taksimat hatası
f_{pe}	μ m	Kavrama taksimat hatası
f_{sh}	μ m	Şekil değiştirme (deformasyon) hatası
f_F	-	Yük düzeltme faktörü
f_{HB}	μ m	Yüzey doğrusu (doğrultusu)-yön hatası (Diş yüzey doğrusunun yön hatası)
g_d	mm.	Kavrama boyu
h	mm., μ m	Toplam diş yüksekliği, Yağ filmi kalınlığı
h_{dp}	mm.	Baş yüksekliği (Referans profilinin)
h_{d0}	mm.	Baş yüksekliği (Takımın)
h_{f0}	mm.	Taban yüksekliği (Takımın)
h_f	mm.	Eğilme kolu (Diş taban gerilmesi için)
i	-	Çevrim oranı = $n_a / n_b = Z_b / Z_a$
j_t	μ m	Çevresel yan boşluk
m	mm., kg	Modül, Kütle
m_n, m_t	mm.	Normal modül, Alın modülü

$n_{1,2}$	dev/dak.	Devir sayısı (Pinyon ve Çarkın)
p	mm.	Taksimat silindiri üzerindeki adım
p_{bn}	mm.	Normal kesitte, temel silindiri üzerindeki adım
p_{bt}	mm.	Alın kesitinde, temel silindiri üzerindeki adım
q_s	-	Çentik parametresi $S_{Fn} / 2 S_F$
S_{Fn}	mm.	Diş tabanı yay kirişi (Hesaplanan kesitteki diş taban kalınlığı).
S_r	mm.	Çarkın çember kalınlığı
u	-	Diş sayıları oranı Z_2 / Z_1 (İçten dişli çiftinde negatif)
u_t	m/sn.	Yuvarlanma dairesi (Taksimat dairesi) üzerindeki çevre hızı
w_{tB}	N/mm.	Yük karakteristik değeri (Yenme için)
x_1, x_2	-	Profil kaydırma faktörleri (Pinyon ve Çarkın)
$y_{\alpha, \beta}$	μm	α indisi; kavrama taksimatı için alışma miktarı. β indisi; diş yüzey doğrultusu için alışma miktarı.
Z_n	-	Bir helisel dişlinin eş değer diş sayısı (keza Z_{nx})
Z_1, Z_2	-	Pinyon ve çarkın diş sayıları (İçten dişli de Z_2 negatif)
A, B, C,	-	Kavrama boyu üzerindeki noktalar (Pinyonda diş tabanından diş başına kadar)
D, E	-	
C_α	μm	Diş başı daraltılması (Profil boyutundaki düzeltmede, diş başının takriben dişin elâstik deformasyonuna eşit miktarda geri alınması)
C_c	μm	Bombe yüksekliği - bombelik- (Genişlik boyutundaki düzeltmede)
C_e	μm	Diş sonu daraltılması (Genişlik boyutundaki düzeltmede dişlerin yanlardan kırılma yüksekliği)
G_R	-	Çark gövdesi form faktörü
F_c	-	Çark kütle faktörü
F_t	N	Nominal çevre kuvveti (Taksimat dairesinde)
$F_{\beta x}$	μm	Etkili diş yüzeyi doğrultu hatası (alışmadan önce)
$F_{\beta y}$	μm	Etkili diş yüzeyi doğrultu hatası (alışmadan sonra)
K_v	-	Dinamik faktör (iç dinamik ek kuvvetler için)
K_A	-	Çalışma faktörü (diş ek kuvvetler için)
$K_{B\alpha}$	-	Kuvvet faktörü (Yenme için); Birçok diş üzerine kuvvet dağılışını göz önüne alan faktör.

K_{β}	-	Genişlik faktörü (Yenme için); Diş genişliği boyunca kuvvet dağılımını göz önüne alan faktör.
$K_{\beta T}$	-	Helisel dişli faktörü (Yenme için); Bir çok diş üzerine kuvvet dağılımını göz önüne alan faktör.
K_{Fd}	-	Kuvvet faktörü (Diş tabanı için); Bir çok diş üzerine kuvvet dağılımını göz önüne alan faktör.
$K_{F\beta}$	-	Genişlik faktörü (Diş tabanı için); Diş genişliği boyunca kuvvet dağılımını göz önüne alan faktör.
$K_{H\alpha}$	-	Kuvvet faktörü (Diş yüzeyi-Pitting-için); Bir çok diş üzerine kuvvet dağılımını göz önüne alan faktör.
$K_{H\beta}$	-	Genişlik faktörü (Diş yüzeyi-Pitting-için); Diş genişliği boyunca kuvvet dağılımını göz önüne alan faktör.
N	-	Sayı; Üst sayısı; Referans devir sayısı
N_L	-	Yük tekrarlama sayısı
P	kw	Nominal Güç
R_a	μm	Aritmetik ortalama pürüz değeri ($\approx R_z / 6$)
R_z	μm	Elde edilebilir pürüz derinliği
S_F	-	Diş kırılmasına karşı emniyet katsayısı (Dişin kırılma emniyeti)
S_H	-	Pitting teşekkülüne karşı emniyet katsayısı (Pitting emniyeti)
S_s	-	Sıcak yenmeye karşı emniyet katsayısı (Yenme emniyeti)
$T_{1,2}$	Nm	Nominal döndürme momenti (Pinyon ve Çarkın)
W_1	μm	Linear aşınma (Diş kalınlığındaki azalma)
W_m	kg.	Aşınma miktarı
X	-	Yenme zorlanması için faktör (ilave sembol ile)
X_{BE}	-	Geometrik faktör (Yenme için)
X_{Ca}	-	Diş başı daraltma faktörü
X_M	$K.N^{-\frac{3}{4}}.S^{-\frac{1}{2}}.m^{-\frac{1}{2}}$	Parlama faktörü
X_Q	-	Kavrama faktörü
X_R	-	Pürüzlülük faktörü (Yüzey düzgünlüğü faktörü)
X_S	-	Yağlama faktörü
X_W	-	Yapı faktörü (Malzeme yapısı faktörü)
X_E	-	Kavrama oranı faktörü (Yenme için)
Y	-	Diş taban gerilmesi için faktör (ilave sembol ile)
Y_{A0}	-	Değişken zorlanma için faktör

Y_F, Y_{Fa}	-	Form faktörü, Kuvvetin diş başına etkisi halinde form faktörü
Y_{FS}	-	Diş başı faktörü ($= Y_{Fa} \cdot Y_{Sa}$)
Y_N, Y_{NT}	-	Zaman faktörü (Diş tabanı için), ömür faktörü (Standart-deney çarkı için)
$Y_{Krel.}$	-	Taşlanmış çentik için faktör (Relatif çentik etki faktörü)
Y_{RrelT}	-	Relatif yüzey düzgünlüğü faktörü (Standart-deney çarkındaki ölçmelere göre)
Y_S, Y_{Sa}	-	Gerilme düzeltme faktörü, Kuvvetin diş başına etkisi halinde gerilme düzeltme faktörü.
Y_x	-	Büyüklik faktörü (Diş tabanı için)
Y_{β}	-	Helisel dişli faktörü (Diş tabanı için)
Y_{SrelT}	-	Relatif destek sayısı (Standart-deney çarkındaki ölçmelere göre)
Y_E	-	Kavrama oranı faktörü (Diş tabanı için)
Z	-	Yüzey basıncı için faktör (ilave sembol ile)
Z_v	-	Hız faktörü
Z_B	-	Tekil-kavrama noktası faktörü
Z_E	$(N/mm^2)^{1/2}$	Elâstisite faktörü
Z_H	-	Yuvarlanma noktası faktörü
Z_L	-	Yağlayıcı madde faktörü
Z_N, Z_{NT}	-	Zaman faktörü (Yüzey basıncı için), ömür faktörü (Standart-deney çarkı için)
Z_R	-	Pürüzlülük faktörü (Pitting mukavemeti için)
Z_W	-	Malzeme çifti faktörü
Z_x	-	Büyüklik faktörü (Pitting için)
Z_{β}	-	Helisel dişli faktörü (Pitting için)
Z_E	-	Kavrama oranı faktörü (Pitting için)
α_n	°	Normal kavrama açısı (Taksimat silindirinde)
α_t	°	Alın kavrama açısı (Taksimat silindirinde)
α_{wt}	°	Alın kavrama açısı (Yuvarlanma silindirinde)
β	°	Helis açısı (Taksimat silindirinde)
β_b	°	Helis açısı (Temel silindirinde)
E_{α}	-	Profil kavrama oranı
E_{β}	-	Adım kavrama oranı
E_{γ}	-	Toplam kavrama oranı

$\epsilon_{1,2}$	-	Profil kavrama oranının kısımları (Pinyon ve çark için)
ξ, ξ_w	-	Özgül kayma, ortalama özgül kayma
η	mPas	Dinamik yağ viskozitesi ($=\nu \cdot \rho$)
ν	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$	Sıcaklık, sıcaklık farkı
ν_{fla}	$^{\circ}\text{C}$	Parlama sıcaklığı
ν_{int}	$^{\circ}\text{C}$	integral sıcaklık
$\nu_{yağ}$	$^{\circ}\text{C}$	Yağın karterdeki sıcaklığı veya püskürtme sıcaklığı
ν_M	$^{\circ}\text{C}$	Kütle sıcaklığı
ν_{sint}	$^{\circ}\text{C}$	Yenme sıcaklığı
χ_{α}, β	-	Alıştırma faktörleri, kavrama taksimatı ve diş yüzey doğrultusu için.
μ_m, μ_p	-	Dişlerin temas yüzeyleri arasındaki ortalama sürtünme katsayısı, Yenme zorlanması için ortalama sürtünme katsayısı
ν	$-, \text{mm}^2/\text{sn}$	Poisson sabitesi, kinematik yağ viskozitesi
ρ	$\text{mm}, \text{kg}/\text{mm}^3$	Eğrilik yarıçapı, yoğunluk
ρ_{ao}	mm	Takımın baş kenarındaki geçiş yarıçapı (Takımda, baş yuvarlaklık yarı çapı)
$\rho_{A,C,E}$	mm	A, C, E noktalarındaki eş değer eğrilik yarı çapı
ρ_F	mm	Hesaplanan kesitte, diş tabanının geçiş yerindeki eğrilik yarı çapı (Taban yuvarlaklık yarı çapı)
$\omega_{1,2}$	rad/sn	Açısal hız (Pinyon ve çarkın)

b) Dişli çarkların geometrisi ve hesabı için indisler.

indissiz	Taksimat dairesi
$a; \bar{a}$	Diş başı yüksekliği, diş başı; tahrik eden (çalıştıran)
$b; \bar{b}$	Temel dairesi, diş genişliği; tahrik edilen (çalıştırılan)
b_e	Yatak
c	Bombelik
ca	Mekanizma kutusu
cal	Hesaplanmış
co	Taşıma şekli
d_{yn}	Dinamik
e	Diş tekil- kavrama noktası, diş sonu daraltılması
eff	Gerçek değer
fla	Geçici, parlama

i	iç
int	integral değer
lim	Sürekli mukavemet değeri
m	Ortalama değer, ortalama
ma	imalat
max.	En büyük değer
min.	En küçük değer
n	Normal kesit, bir helisel dişlinin eş değer-düz alın dişli çarkı, devir sayısı
oil	Yağlayıcı madde
p	Taksimat
pe	Kavrama taksimatı
r	Radyal
red	İndirgenmiş
s	Diş kalınlığı
sh	Mil
t	Alın kesiti, çevre yönü
th	Teorik
v	Hız
w	İşletme yuvarlanma dairesi
x	Eş değer diş sayısı
y	Alışma (alıştırma)
z	Diş, dişli
A	Kullanma (tatbikat) dış darbe kuvvetleri
B	Yenme, yuvarlamak veya yuvarlanmak
C	Yuvarlanma noktası
E	Malzemenin elâstikiyeti, rezonans
F	Diş taban gerilmesi
G	Geometrik
H	Hertz basıncı
L	Yağlama
M	Malzeme, kütle
P	Müsaade edilen değer
R	Pürüzlülük, seri
S	Çentik tesiri; yenme zorlanması; statik
T	Deney çarkı, standart - deney çarkı

V	Kayıp
W	Malzeme çifti
X	Ölçü (mutlak)
α	Alın kavrama, Profil
β	Eğrilik (çarpıklık), diş genişliği
γ	Toplam, toplam değer
E	Kavrama oranı
0	Esas olan değer, Takım
1	Pinyon
2	Çark

C) Gerilme, mukavemet ve malzeme değerleri için semboller

E	N/mm ²	Elâstisite modülü, Young modülü
G	N/mm ²	Kayma modülü
HB	-	Brinell sertliği
HRC	-	Rockwell sertliği (C-Skala)
HV1	-	Vickers sertliği (F=9,8 N da)
HV10	-	Vickers sertliği (F=98,1 N da)
δ_5	%	Kopma uzaması (=A ₅)
$\bar{\sigma}_B$	N/mm ²	Çekme mukavemeti (=R _m)
$\bar{\sigma}_S$	N/mm ²	Akma sınırı veya uzama sınırı (=R _{eL})
$\bar{\sigma}_{0,2}$	N/mm ²	0,2-Uzama sınırı (=R _{p0,2})
$\bar{\sigma}_F$	N/mm ²	Diş taban gerilmesi (ortaya çıkan)
$\bar{\sigma}_{FLim}$	N/mm ²	Diş tabanı eğilme gerilmesi için sürekli mukavemet değeri veya, Diş tabanı sürekli mukavemeti (Standart-deney çarkının)
$\bar{\sigma}_{FE}$	N/mm ²	Esas alınan diş taban mukavemeti (Standart-deney çarkının). Yeni olarak: Esas alınan çentik mukavemeti.
$\bar{\sigma}_{FG}$	N/mm ²	Diş tabanı sınır mukavemeti
$\bar{\sigma}_H$	N/mm ²	Yüzey basıncı (ortaya çıkan)
$\bar{\sigma}_{HLim}$	N/mm ²	Yüzey basıncı için sürekli mukavemet değeri veya Pitting sürekli mukavemeti (Standart-deney çarkının).
$\bar{\sigma}_{HG}$	N/mm ²	Pitting sınır mukavemeti
τ	N/mm ²	Kesme gerilmesi

İlave indisler :

indissiz Sürekli mukavemet

S	Statik zorlanma / mukavemet
N	Zamana göre zorlanma / zaman mukavemeti

d) Malzeme ve ısıt işlemler için semboller

S	Statik mukavemet
D	Sürekli mukavemet
Eh	Sementasyon çeliği, sementasyonla sertleştirilmiş
GG	Kır veya Pik döküm
GGG	Küresel grafitli dökme demir
GGG (perl), (perl-ferr), (ferr-bai)	GGG (perlitik), (perlitik-ferritik), (ferritik-beynitik) yapılarıdadır
GS	Çelik döküm
GTS	Siyah Temper döküm (Yapı sembolleri GGG deki gibidir)
IF	Çelik ve GGG, endüksiyon veya alevle sertleştirilmiş
IF (grund)	IF ile (endüksiyon veya alevle) dış tabanı dahil olmak üzere sertleştirilmiş
N	Normalize yapılmış
N (ilave sembol ile)	İslah veya nitrasyon çeliği nitritlenmiş veya nitrokarbürize yapılmış
NV (nitrocarb.)	İslah veya sementasyon çelikleri nitrokarbürize yapılmış, (kısa süre gaz ile veya banyoda nitritlenmiş)
NT (nitr.)	Nitrasyon çelikleri nitritlenmiş (uzun süre gaz ile nitritlenmiş)
NV (nitr.)	İslah ve sementasyon çelikleri nitritlenmiş (uzun süre gaz ile nitritlenmiş).
St	Çelik ($\sigma_B < 800 \text{ N/mm}^2$)
V	İslah çeliği, $\sigma_B \geq 800 \text{ N/mm}^2$ islah edilmiş

2- Büyükliklerin tespiti

Evolvent alın dişli çarkların hesap büyüklükleri, gösterilişleri ve geometrik bağıntıları Cetvel 2.1 de toplu olarak verilmiştir.

3-Problem

Linyit açık işletmesinde kullanılan bantlı konveyörün tahrik sistemi için, aşağıda verilen değerlere uygun bir hız düşürme mekanizmasının şekillen- dirilmesi ve II. kademenin (Helisel alın dişli çifti) prejelendirilerek yük ta- şıma kabiliyetinin hesaplanması istenmektedir (Şekil 7.1; Şema 7.1).

Verilen değerler:

- Tahrik eden (çalıştıran) : Elektrik motoru (Kısa süre, nomi-
nal gücün 2,5 katı kadar aşırı yük-
lenebilmekte)
- Pinyon milindeki tahrik gücü : $P_{nominal} = 1500 \text{ kw}$
(Giriş gücü)
- Çıkış milindeki moment : $T = 255700 \text{ Nm}$.
(Çıkış momenti)
- Max. giriş gücü : $P_{max.} = 3750 \text{ kw}$ (Kalkınma gücü =
 $2,5 P_{nominal}$; günde 1 defa ; süre :
6 saniye)
- Döndüren milin devir sayısı : $n_a = 970 \text{ d/d}$
(Giriş devir sayısı)
- Döndürülen milin devir sayısı : $n_b = 56 \text{ d/d}$
(Çıkış devir sayısı)
- Giriş - Çıkış millerinin birbi- : 90°
rine göre durumu
- Çıkış milinin dönme yönü : Her iki yöne doğru
- Çalışma süresi : 16 saat/gün
- İstenen ömür (Tam yükte) : 300 gün/yıl ; 10 yıl
- Çalışma faktörü : $K_A = 1,25$ (Kısa süreli çalışmada
 $K_A = 2,5$)

4- Mekanizmanın seçimi

4.1- Toplam çevrim oranı

$$i = \frac{n_a}{n_b} = \frac{970}{56}$$

$$\|i = 17,3 \pm \% 2$$

4.2- Mekanizmanın tipi

Konik - ve alın dişli çarklı mekanizma

Nr	Büyüklikler	Alın kesitinde	Normal kesitte	Açıklama
1	Referans profili		$\alpha_p, h_{ap}, h_{fp}, c$	DIN 5837 (Makina imalatı), DIN 58400 (Hassas mekanizma tekniği)
2a	Eksenler arası mesafe	$a = d_d \cdot \cos \alpha_t / \cos \alpha_w$	$a = m_n (z_1 + z_2) \cos \alpha_t / (2 \cos \beta \cdot \cos \alpha_w)$	Eşdeğer - dış dişiler için
2b	Sıfır - dişli çark mekanizmasında eksenler arası mesafe	$a_d = (d_1 + d_2) / 2$	$a_d = m_t (z_1 + z_2) / 2 = m_n (z_1 + z_2) / (2 \cos \beta)$	$d_n, z_n, \beta = 0$ ifadeleri kullanılır.
3	Kavrama açısı (Taksimat silindirinde)	$\tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \beta$ $\cos \alpha_t = \cos \beta$	$\tan \alpha_n = \tan \alpha_t \cdot \cos \beta$	Eksenliye $d_n = d_p$ dir.
4	Kavrama açısı (Yuvarlanma silindirinde)	$\cos \alpha_w = d_b / d_w$ veya $\sin \alpha_w = \sin \alpha_t + 2(x_1 + x_2) \tan \alpha_n / (z_1 + z_2)$	$\cos \alpha_w = d_b / d_w = m_t (z_1 + z_2) \cos \alpha_t / (2a) = a_d \cos \alpha_t / a$ $\sin \alpha_w = \sin \alpha_t + 2(x_1 + x_2) \tan \alpha_n / (z_1 + z_2)$	inv. fonksiyonu için Çevrel E.4.1, ($x_1 + x_2$) ve x_1, x_2 seçimi için de Şekil 6.1'e bakınız.
5	Profij/kaydırma faktörlerinin toplamı	$x_1 + x_2 = (\sin \alpha_w - \sin \alpha_t) / (2 \tan \alpha_n)$		
6	Helis açısı	$\sin \beta_b = \sin \beta \cdot \cos \alpha_n$ $\cos \beta_b = \cos \beta \cdot \cos \alpha_n$	$\tan \beta_b = \tan \beta \cdot \cos \alpha_t$ $\sin \alpha_n = \sin \alpha_t / \cos \beta$	Şekil 6.3'e bakınız.
7	Modül	$m_t = m_n / \cos \beta$	m_n	Standart modül serisi m_n için Çevre / 5.B'e bakınız.
8	Diş sayısı	Z	$Z_n = Z / (\cos^3 \beta \cdot \cos \alpha) = Z / \cos^3 \beta$	Dişler arasındaki uzamluk arasına düşen eşdeğer diş sayısı Z_n için DIN 3960'a bakınız.
9	Taksimat dairesi çapı	$d_t = Z \cdot m_t = Z \cdot m_n / \cos \beta$	$d_n = d / \cos^3 \beta$	d_n , eşdeğer dış dişli çarların taksimat dairesi çapı (Taksi-mat silindiri, dış yüzeyi dağıltısına dik bir düzlemle kesilirse bir elips meydana gelir).
10	Temel dairesi çapı	$d_b = d \cdot \cos \alpha_t$	$d_{bn} = d_n \cdot \cos \alpha_n$	
11	Yuvarlanma dairesi çapı	$d_{w1} = 2a z_1 / (z_1 + z_2) = 2a / (u + 1) = d_t \cos \alpha_t / \cos \alpha_w$ $d_{w2} = u \cdot d_{w1}$	$d_{w1} = d_b / \cos \alpha_w$ $u = z_2 / z_1$	
12	Baş dairesi çapı	$d_{a1} = 2a - d_f2 - 2c = d_1 + 2h_{a1} \leq d_1 + 2m_n (1 + x_1)$ $d_{a2} = 2a - d_f1 - 2c = d_2 + 2h_{a2} \leq d_2 + 2m_n (1 + x_2)$		Diş yükseklikleri için Şe-ki / E.5.3'e, Referans profilinin h_{fp}, c ölçüleri için de Şekil E.1'e bakınız.

13	Taban dairesi çapı	$d_f = d_4 - 2hf_1 = d_4 + 2x_1m_n - 2hf_p$ $d_{f2} = d_2 - 2hf_2 = d_2 + 2x_2m_n - 2hf_p$
14	Adım	$p_t = m_t \cdot \pi = m_n \cdot \pi / \cos\beta$ $p_n = m_n \cdot \pi = p_t \cdot \cos\beta$
15	Kavrama doğrusunun taksimatı (Kavrama taksimatı) = Temel dairesinin taksimatı (Temel dairesi taksimatı)	$p_{et} = p_{bt} = p_t \cdot \cos\alpha_t$ $= p_{bt} \cdot \cos\beta_b$
16	Dış kalınlığı (Taksimat dairesi üzerinde)	$S_t = m_t \left(\frac{\pi}{2} + 2x \cdot \tan\alpha_t \right) + A_s$ $S_n = S_t \cdot \cos\beta$
17	Profil kavrama oranının kısımları	$E_1 = 0.5 \cdot Z_1 \left\{ \left[\left(\frac{d_{a1}}{d_{b1}} \right)^2 - 1 \right]^{1/2} - \tan\alpha_{wt} \right\} / \pi$ $E_2 = 0.5 \cdot Z_2 \left\{ \left[\left(\frac{d_{a2}}{d_{b2}} \right)^2 - 1 \right]^{1/2} - \tan\alpha_{wt} \right\} / \pi$
18	Profil kavrama oranı	$E_{\alpha} = E_1 + E_2 = 0.5 \cdot Z_1 \left\{ \left[\left(\frac{d_{a1}}{d_{b1}} \right)^2 - 1 \right]^{1/2} + u \left[\left(\frac{d_{a2}}{d_{b2}} \right)^2 - 1 \right]^{1/2} - \tan\alpha_{wt} \right\} / \pi$ $u = Z_2 / Z_1$; $E_{\alpha n}$ eşdeğer profil kavrama oranı olup u yekleşik olarak $E_{\alpha n} = E_{\alpha} / \cos\beta_b$ dir.
19	Adım kavrama oranı	$E_{\beta} = b \cdot \tan\beta / p_t = b \cdot \sin\beta / (m_n \cdot \pi)$
20	Toplam kavrama oranı	$E_{\gamma} = E_{\alpha} + E_{\beta}$

Cetvel 2.1 - Evolvent - Alın dişli çarkların hesap büyüklükleri, gösterişleri ve geometrik bağınıtları.

Endisler: n normal kesitteki, t alın kesitindeki değerler içindir (Düz dişlilerde endis olarak t veya n kullanılmayabilir $\alpha_t = \alpha_n = \alpha$ gibi). Profil kaydırma dış başına doğru yapılmış ise pozitif, dış tabanına doğru yapılmış ise negatifdir. Dişten dişlilerde; dış yüzey doğrultusu sağa yükselen ise helis açısı $+\beta$, sola yükselen ise $-\beta$ dir. İçten dişlilerde; her iki dişli de sağ veya sol helislidir. Eşitliklerin hepsi içten dişliler içinde geçerlidir (eğer Z_2 negatif olarak alınrsa).

4.3 - Mekanizmanın kademe sayısı

Mekanizmalarda toplam çevrim oranları olarak:

1 kademede : $i = 6$, (8 olabilir) , (en fazla 18'e kadar);

2 kademede : $i = 35$, (45 olabilir) , (en fazla 60'a kadar);

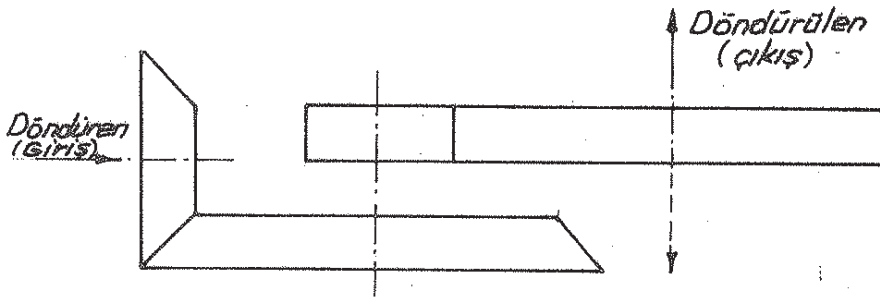
3 kademede : $i = 150$, (200 olabilir) , (en fazla 300'e kadar)

değerleri alınabilir. Şu halde;

Mekanizmanın kademe sayısı = 2

seçilir.

4.4 - Mekanizmanın şeması



Şema 4.1 - I. Kademe: Eğrisel konik dişli çifti

II. Kademe: Helisel alın dişli çifti

4.5 - Toplam çevrim oranının kademelere dağılışı

Birden fazla kademeli mekanizmalar I, II ... için, diş sayıları oranları $u_I, u_{II} \dots$, eksenler arası mesafeler $\alpha_I, \alpha_{II} \dots$, diş genişlikleri $b_I, b_{II} \dots$ ve Pitting - sürekli mukavemetleri $\sigma_{Hlim I}, \sigma_{Hlim II} \dots$ alınırsa:

$$\text{Toplam çevrim oranı } i = i_I i_{II} \dots = u = u_I u_{II} \dots \quad (4/1)$$

Taşınabilecek P gücünün bütün kademelerde eşit olması:

$$P = P_I = P_{II} = \dots \sim \sigma_{Hlim I}^2 \frac{u_I}{(u_I + 1)^3} n_I b_I \alpha_I^2 = \sigma_{Hlim II}^2 \frac{u_{II}}{(u_{II} + 1)^3} n_{II} b_{II} \alpha_{II}^2 = \dots \quad (4/2)$$

$$f_\alpha = \left(\frac{\sigma_{Hlim II}}{\sigma_{Hlim I}} \right)^2 \frac{b_{II} / \alpha_{II}}{b_I / \alpha_I} \left(\frac{\alpha_{II}}{\alpha_I} \right)^3 \text{ ve } f_\alpha' = \left(\frac{\sigma_{Hlim III}}{\sigma_{Hlim II}} \right)^2 \frac{b_{III} / \alpha_{III}}{b_{II} / \alpha_{II}} \left(\frac{\alpha_{III}}{\alpha_{II}} \right)^3 \quad (4/3)$$

oranları yazılırsa, iki kademeli bir mekanizma için (4/1, 2, 3) eşitliklerinden;

$$u_I = \frac{u - (u \cdot f_\alpha)^{1/3}}{(u \cdot f_\alpha)^{1/3} - 1} \text{ ve } u_{II} = \frac{u}{u_I} \quad (4/4)$$

yazılabilir.

Üç kademeli bir mekanizmada sonuç açık olarak ifade edilememektedir. Bundan dolayı u_I' sembolü seçilerek;

$$u_{II} = \frac{u / u_I' - (f_\alpha' \cdot u / u_I')^{1/3}}{(f_\alpha' \cdot u / u_I')^{1/3} - 1} \text{ ve } u_I'' = \frac{u_I' \cdot u_{II} - (f_\alpha \cdot u_I' \cdot u_{II})^{1/3}}{(f_\alpha \cdot u_I' \cdot u_{II})^{1/3} - 1} \quad (4/5)$$

hesaplanır. Ve aynı hesap U_I'' ile tekrarlanır. Çıbucak elde edilen U_I ve U_{II} değeriyle $U_{III} = U / (U_I U_{II})$ bulunur.

Eğer tersinden gidilerek U_I ve U_{II} çevrim oranları seçilirse,

$$f_a = \left(\frac{U_{II} + 1}{U_I + 1} \right)^3 \cdot \frac{U_I^2}{U_{II}} \quad \text{veya} \quad f_a' = \left(\frac{U_{III} + 1}{U_{II} + 1} \right)^3 \cdot \frac{U_{II}^2}{U_{III}} \quad (4/6)$$

elde edilir.

Dişlilerin hacimlerinin toplamının

$$V = V_I + V_{II} + \dots \sim b_I a_I^2 \frac{U_I^2 + 1}{(U_I + 1)^2} + b_{II} a_{II}^2 \frac{U_{II}^2 + 1}{(U_{II} + 1)^2} + \dots \quad (4/7)$$

minimum olması isteniyorsa o zaman çevrim oranlarının seçilmesinde şu değerler tavsiye edilir (FZG den):

iki kademeli mekanizma için;

$$U_I \cong 0,8 \left(U \cdot \sigma_{HLim I} / \sigma_{HLim II} \right)^{2/3} \quad (4/8)$$

Üç kademeli mekanizma için;

$$\left. \begin{aligned} U_I &\cong 0,6 \cdot U^{4/7} \left(\sigma_{HLim I} / \sigma_{HLim II} \right)^{2/7} \left(\sigma_{HLim I} / \sigma_{HLim III} \right)^{4/7} \\ U_{II} &\cong 1,1 \cdot U^{2/7} \left(\sigma_{HLim II} / \sigma_{HLim I} \right)^{4/7} \left(\sigma_{HLim II} / \sigma_{HLim III} \right)^{2/7} \end{aligned} \right\} \quad (4/9)$$

σ_{HLim} - Pitting sürekli mukavemeti (Şekil E1.2, Cetvel E1.2 ve E1.6)

U_I , U_{II} eşitlik (4/8) veya (4/9) dan f_a ve f_a' eşitlik (4/6) dan bulunur ve buradan da eşitlik (4/3) den eksenler arası mesafelerin ve diş genişliklerinin oranları hesaplanır. Bununla beraber, $V = f(U_I / U_{II})$ eğrisinin minimum değerlerinin eğimi az olduğu için (4/8) ve (4/9) eşitliklerindeki sapmalara müsaade edilir (Şekil 4.1'e bakınız).

Diş genişliğinin seçilmesinde b/d_1 değerinin hiçbir kademede sınır değerini (Cetvel 5.2'ye göre) aşmamasına dikkat edilmelidir. Bununla ilgili olarak;

$$\frac{b_I}{a_I} \leq \frac{2b_I/d_{1I}}{U_I + 1} \quad \text{veya} \quad \frac{b_{II}}{a_{II}} \leq \frac{2b_{II}/d_{1II}}{U_{II} + 1} \quad (4/10)$$

eşitlikleri geçerlidir. Eksenler arası mesafeleri $a_I = a_{II} = \dots$ olan mekanizmalarda b/d_1 genellikle son kademe için önemlidir. (b/a sınır değerleri için Cetvel 5.3'e bakınız).

Şimdi U_I ve U_{II} değerlerini tesbit edelim.

$i = 17,3$ toplam çevrim oranı ile Şekil 4.1 den 2 kademeli mekanizmalar için;

$$\text{I. Kademe} : U_K (= U_I) = 3,5$$

$$\text{II. Kademe} : U_I (= U_{II}) = 4,9$$

elde edilir.

Seçilen değerler :

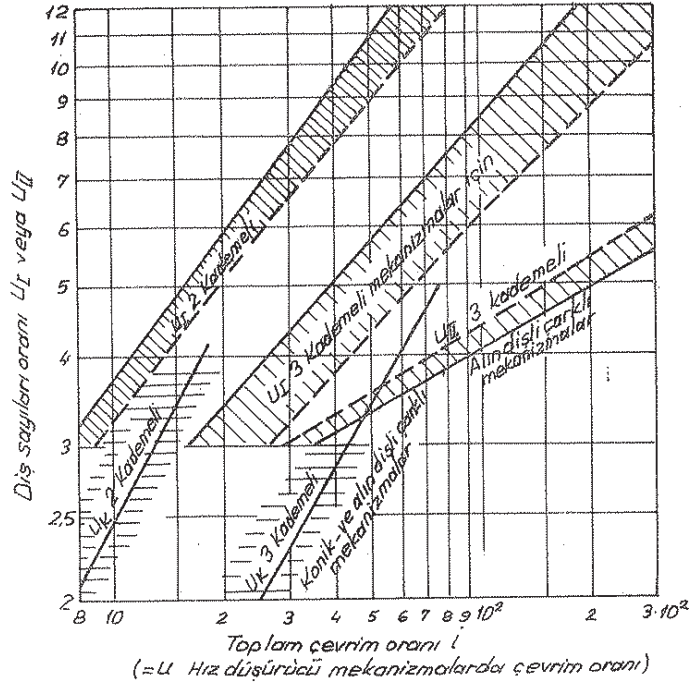
$$U_I = 3,52$$

$$U_{II} = 4,91$$

Kontrol :

$$U = U_I \cdot U_{II} = 3,52 \cdot 4,91$$

$$U = 17,3 \text{ (uygun)}$$



Şekil 4.1- İki ve üç kademeli alın dişli çarklı mekanizmalarda, $v = \text{minimum}$ ve $\sigma_{Hlim I} = \sigma_{Hlim II} = \sigma_{Hlim III}$ için U nun kademelere dağılışı U_K - Bir ve iki alın dişli çark kademeli konik-ve alın dişli çarklı mekanizmalarda konik dişli çark kademesi için diş sayıları oranı.

5- II. Kademenin (Helisel alın dişli çifti) hesaplanması

5.1- Pinyonun devir sayısı

$$n_1 = \frac{970}{3,52}$$

$$\| n_1 = 275,2 \text{ d/d.}$$

5.2- Pinyonun nominal döndürme momenti

$$T_1 = 9549 \frac{P}{n_1}$$

T_1	P	n_1
Nm	kw	d/d

(5/1)

$$T_1 = 9549 \cdot \frac{1500}{275,2}$$

$$\| T_1 = 52048 \text{ Nm}$$

Max. moment

$$T_{1 \max.} = T_1 \cdot 2,5$$

$$T_{1 \max.} = 52048 \cdot 2,5$$

$$\| T_{1 \max.} = 130120 \text{ Nm}$$

5.3 - Malzeme, ısıt işlem ve mukavemet değerlerinin seçimi

Cetvel E1.2, E1.3, E1.6 ve Şekil E1.2, E1.3 den faydalanarak aşağıdaki büyüklükler seçilir (R_z ile ilgili ilave bilgiler için Şekil E1.4, E1.5 ve Cetvel E1.8'e bakınız).

Malzeme (Kalite: ML, MQ, ME)	Isıt işlem	Yüzey sertliği (HB, HV, HRC)	İşlenip tamam lanmış (hazır) hali
Pinyon : 20 Mn Cr5 (MQ)	Sementasyonla sertleştirilmiş	720 HV	Taşlanmış
Çark : 42 Cr Mo4 (MQ)	İslah edilmiş	280 HV	Hassas olarak frezelenmiş

Pürüz derinliği R_z		Mukavemet değerleri	
Yüzeyde	Tabanda	σ_{HLim}	σ_{FE}
Pinyon : 6 μm	16 μm	1500 N/mm ²	860 N/mm ²
Çark : 12 μm	16 μm	740 N/mm ²	590 N/mm ²

5.4 - Referans profilinin seçimi

Referans profili DIN 867 ye göre seçilmiştir.

Pinyon : Şekil 10.7a ya göre kamburlu takım ile imal edilmiş ;

$$h_{ao} = 1,4 \cdot m_n, \quad \rho_{ao} = 0,4 \cdot m_n$$

Çark : Şekil 10.6a ya göre normal takım ile imal edilmiş ;

$$h_{ao} = 1,25 \cdot m_n, \quad \rho_{ao} = 0,25 \cdot m_n$$

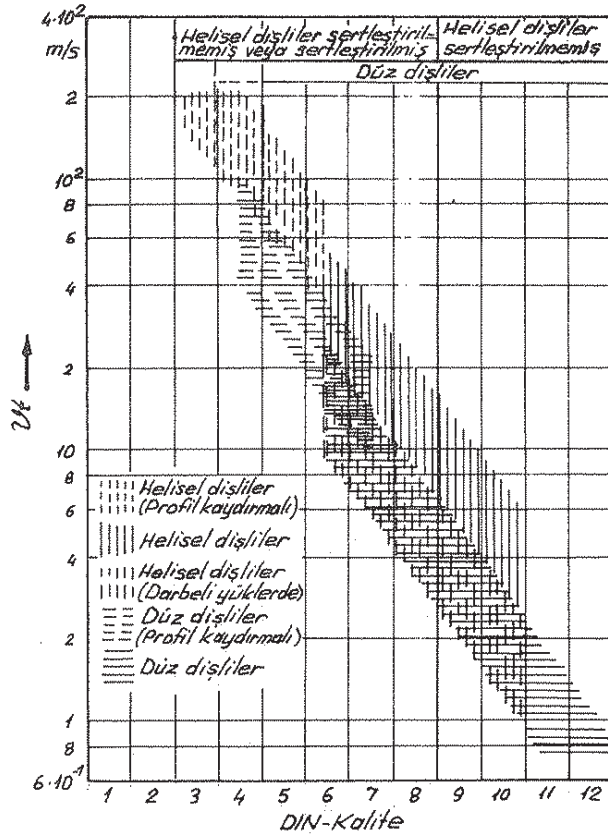
5.5 - Dişli kalitesinin seçimi

- DIN - Dişli kalitesi : 6 (Kısım E2.2, Şekil E2.1, Şekil 5.1).
Seçilen bu değer U_t çevre hızının hesaplanmasından sonra Şekil 5.2 ye göre de ayrıca kontrol edilecektir.
- Kavrama taksimat hatası : $f_{pe2} = 12 \mu m$. Büyük çarkın dişli kalitesine karşılık gelen kavrama taksimat hatasıdır.
(Kısım E2.3, Cetvel E2.1, Cetvel E2.2)
- Diş yüzey doğrusunun yön hatası : $f_{H\beta} = 10 \mu m$ (Kısım E2.3, Cetvel 5.1 de DIN - Kalite 5'e göre)

<p>Isıl işlemden sonra işlenip tamamlanmış</p>	<p>Taşlanmış</p> <p>→ Taşlanmış</p> <p>→ Azdırma ile imal edilmiş Planyalanmış (Maag) Radyal planya ile imal edilmiş (Pallows)</p> <p>→ Form frezayla imal edilmiş Dik planyalanmış</p> <p>→ zımbalanmış, Praslanmış, Sinterlenmiş, Püskürtülmüş</p>																																				
<p>[DIN 3961... 63, Ağustos 1978] [ISO-Standard 1328-1975] [AGMA 390.03 Ocak 1971]</p>	<table border="1" style="width: 100%; text-align: center;"> <tr> <td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td><td>5</td><td>6</td><td>7</td><td>8</td><td>9</td><td>10</td><td>11</td><td>12</td> </tr> <tr> <td colspan="12">1 ← 2 ← 3 ← 4 ← 5 ← 6 ← 7 ← 8 ← 9 ← 10 ← 11 ← 12</td> </tr> <tr> <td colspan="12">15 ← 14 ← 13 ← 12 ← 11 ← 10 ← 9 ← 8 ← 7 ← 6 ← 5</td> </tr> </table>	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1 ← 2 ← 3 ← 4 ← 5 ← 6 ← 7 ← 8 ← 9 ← 10 ← 11 ← 12												15 ← 14 ← 13 ← 12 ← 11 ← 10 ← 9 ← 8 ← 7 ← 6 ← 5											
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12																										
1 ← 2 ← 3 ← 4 ← 5 ← 6 ← 7 ← 8 ← 9 ← 10 ← 11 ← 12																																					
15 ← 14 ← 13 ← 12 ← 11 ← 10 ← 9 ← 8 ← 7 ← 6 ← 5																																					
<p>Isıl işlemden önce işlenip tamamlanmış</p>	<p>Nitritlenmiş</p> <p>Taşlanmış</p> <p>→ Taşlanmış</p> <p>Sementasyonla sertleştirilmiş (Boyutları küçük sayıları fazla olan parçalar). Materlu taşıt mekanizmaları gibi</p> <p>Endüksiyon veya alevle teker teker diş sertleştirilmesi yapılmış</p> <p>Azdırma v.s (yukarıya bakınız) ile imal edilmiş → Taşlanmış.</p> <p>Sementasyonla sertleştirilmiş (Boyutları küçük olan parçalar teker teker imal edilerek)</p> <p>Azdırma v.s (yukarıya bakınız) ile imal edilmiş</p> <p>Form freze v.s (yukarıya bakınız) ile imal edilmiş</p> <p>Endüksiyon veya alevle döner sistemde sertleştirilmiş</p> <p>Azdırma v.s (yukarıya bakınız) ile imal edilmiş</p> <p>Form freze v.s (yukarıya bakınız) ile imal edilmiş</p>																																				

Şekil 5.1 - İmalat metodlarına karşılık gelen dişli kaliteleri.

DIN-, ISO- ve AGMA- kalitelerinin tek tek ifade edilen hatalara göre $m=6$, $d=75 \dots 150$ mm için yaklaşık olarak düzenlenmesi; kaide (kaba olarak):
DIN-Kalite = 17 - AGMA - Kalite.



Şekil 5.2 - Dişli tipi ve kalitesinin çevre hızı $U_{\text{ç}}$ ye göre seçimi.

Dişli kaliteleri, imalat metotları ve ısıl işlemleri Şekil 5.1 de, çeşitli kullanım alanlarına göre dişli kaliteleri ise Şekil E2.1 de verilmiştir.

Din-Kalite	Diş genişliği b^e , mm olarak						
	20'ye kadar	20'den 40'e kadar	40'den 100'e kadar	100'den 160'e kadar	160'den 315'e kadar	315'den 560'e kadar	560'den yukarı
3 ^b	3	3,5	4	4,5	4,5	4,5	4,5
						6	8
							QS
4 ^b	4	4,5	5	6	6	6	6
						8	10
							QS
5 ^b	6	6,5	7	8	8	8	8
						10	12
							QS
6 ^c	8	9	10	11	11	11	11
						13	16
							QS
7 ^c	11	13	14	16	16	16	16
			13	14	15	17	21
							QS
8 ^d	16	18	20	22	22	22	22
			18	19	21	23	26
							QS
9	25	28	28	32	32	32	32
e	21	22	23	25	26	28	32
							QS
10	36	40	45	50	50	50	50
e	27	27	29	32	34	36	40
							QS
11	56	63	71	80	80	80	80
e	33	34	36	39	42	46	51
							QS
12	90	100	110	125	125	125	125
e	40	42	45	48	52	56	63
							QS
	<p>Asırı isteklerde } İkiser ikiser alıştırmalı veya taşıma şekline göre ^f ayarlanmalı</p> <p>Kaide olarak } Estdendirilme için hatalar : Çerçevelenmiş kısım ^g</p>						

Cetvel 5.1 - DIN 3962, Kısım 2 ye göre yüzey doğruluğu (doğrultusu) - yön hatası

(diş yüzey doğruluğunun yön hatası) $f_{H\beta}$ için müsaade edilen değerler ve özel toleranslar (QS) için tavsiyeler.

Özel toleranslar (çerçevelenmiş kısım), taşıma şekli göz önüne alınarak DIN'e göre kısmen kısılmıştır.

a Diş genişliği ekseriya 10...20 mm.

b Taşlanmış, muhtemelen traşlanmış (sertleştirilmemiş)

c Taşlanmış, traşlanmış veya hassas olarak azdırma ile imal edilmiş

d Traşlanmış, azdırma ile imal edilmiş (çark gövdesi rijit)

e Azdırma ile imal edilmiş (çark gövdesi esnek), kalite 9 da traşlanmış (sertleştirilmiş)

f Çark gövdesinin esnek olması halinde muhtemelen gerekli değildir.

g Taşıma şeklinin konumu için Cetvel 8.6 ve Şekil 8.13'e bakınız.

5.6 - Pinyonun helis açısı ve yönünün seçimi

Helis açısının elde edilmesi [L. 20] ;

Helis açısının büyüklüğü için belirli bir değerden hemen söz edilemez. Bu değer mevcut şartlara göre değişir; ancak, adım kavrama oranı:

$$\epsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \sin \beta}{m_n \cdot \pi} \geq 1 \quad (\text{Cetvel 2.1})$$

şartını gerçekleştirecek büyüklükte olmalıdır. β için müsaade edilen maksimum değer normal olarak $\approx 20^\circ$ dir.

Özel durumlarda (örneğin, taşıt mekanizmalarındaki çok dar çarklar gibi) helis açısı 30° ve daha büyük alınabilir. Bu büyük helis açılarında, ortaya çıkan F_x aksenal kuvvetleri çok artar ve aksenal yataklama için özel bir tertip gerektirir. Çift taraflı helisel dişli = ok dişli kullanılarak, basit helisel dişlilerin bu sakıncası önlenir.

Büyük yükler altında çalışan dişli çarklarda, helis açısının artışı ile çalışma sırasındaki gürültü büyük ölçüde azalacağından, yüksek performans mekanizmalarında (türbin mekanizmalarında) helis açısı,

Basit helisel dişliler için $10^\circ \dots 20^\circ$ (çok yüksek çevre hızlarında daha büyük helis açısı) ve

Çift helisel dişliler için 30° , özel hallerde de 45° ye kadar alınabilir.

Sakin bir çalışmanın sağlanması için aynı anda kavrama durumunda bulunan dişlerin sayısı da en az 5 olmalıdır ($\epsilon_{\beta} \geq 5$).

Genellikle basit helisel dişliler için helis açısının değeri,

$$10^\circ \dots 20^\circ$$

arasında değişmelidir. β in seçiminde yuvarlak bir değer (en azından 10° ya yuvarlatılmış değer) almaya çalışılmalıdır. Helis açısı, önceden verilmiş taksimat dairesi çapı ve normal modül dolayısı ile tespit edilmişse; normal olarak yuvarlak bir açı değeri ortaya çıkmayacaktır. Bu durumda, elde edilen açı değerine en yakın tam (veya 10° ya yuvarlatılmış) açı değerine yuvarlatma yapılır. Bu yuvarlatma dolayısı ile çarkların eksenler arası mesafesinde ortaya çıkan fark ta genellikle çok küçük değerler olacak olan profil kaydırma yolu ile dengelenir.

Özetle:

• Helis açısı β için yuvarlak değerlerin alınması ile bir çok halde, dişli çark imal tezgahlarında ara çarkların hesabına lüzüm kalmaz, çünkü en çok kullanılan açı değerlerine ait ara çark cetvelleri mevcuttur veya bu cetvel-

ler çok kullanılan sınırlı sayıdaki açı değerleri için tanımlanabilir.

• Dişli çark imâl tezgahlarının ayar edileceği tam veya yuvarlatılmış açı değerleri, derecelerin yuvarlatılmamış kesirleri olarak verilen açı değerlerinden daha kolay ve daha emin olarak okunur.

• Helisel dişli çarkların dış çaplarının ve bununla da eksenler arası mesafenin yuvarlak, tam boyutlara getirilmesi, resmin okunmasında olduğu gibi hazırlanan parçaların ölçülmesinde de bir kolaylık sağlar ve aynı zamanda bir çok ondalık haneyi ihtiva eden sayısal değerlerin okunmasındaki hata kaynaklarını ortadan kaldırır.

G.Niemann/H.Winter [L.1] 'e göre:

• Helis açısı ;

Çok kademeli endüstri mekanizmalarında ekseriya yapılan seçim:

1. Kademe (yüksek devirli): Helisel dişli çifti. Helis açısı,

$$\beta \cong 10 \dots 15^\circ$$

2. Kademe : Helisel dişli çifti. Helis açısı,

$$\beta \cong 8 \dots 12^\circ$$

3. Kademe (düşük devirli): Düz dişli çifti

• Helis yönü ;

Yatak üzerine, küçük radyal ve aksenal kuvvetler gelecek şekilde seçilir. Üzerinde iki helisel dişli çark bulunan millerde bazı haller için aksenal kuvvetlerin dengelenmesi mümkündür (Şekil E3.1b). Konik dişli çarklı kombinezonlarda toplam aksenal kuvvet-keza ters dönme yönünde de koni tepesinden uzaklaşacak yönde olmalıdır (Düz dişli konik çarklarda, bu kuvvet daima koni tepesinden içeriye doğru yönelmiştir. Diş yüzeyleri eğik olan konik çarklarda ise, aksenal kuvvetin büyüklük ve yönü ayrıca dişlerin eğik konumu dolayısı ile de değişir).

Şu halde projelendirilen helisel dişli çiftinde, pinyonun helis açısı ve yönü:

$$\underline{\beta = 7^\circ} \text{ sağ olarak seçilmiştir.}$$

5.7 - Diş genişliği b veya b/d₁, b/a oranlarının seçimi

Diş genişliği arttıkça, yani büyük mekanizmalarda dişlerin bütün genişlikleri boyunca eşit bir yük dağılımı istenir. Bu nedenle pinyon dişlisini taşıyan miller ve dişli kutuları mümkün olduğu kadar rijit yapılmalı ve ayrıca eksen hataları (millerin birbirine paralelligindeki sapma) ve diş yüzeyi doğrultusundaki hata mümkün olduğu kadar küçük tutulmalıdır.

Makina imalatında genel maksatlar için seri olarak imal edilen mekanizma-

lar tek kademeli ise genellikle $b=0,5 \cdot a$ alınır, iki kademeli ise birinci kademe için $b_I = a/3$ ve ikinci kademe için $b_{II} = 2 \cdot b_I$ alınır. Fakat eksen mesafelerinin standart sayılara göre örneğin $a_I : a_{II} : a_{III} = 100 : 125 : 160$ olması isteniyorsa bütün kademeler için b/a oranı eşit yapılabilir.

• Güç ileten mekanizmalarda en küçük diş genişliğinin seçilmesi tavsiye edilir (Cetvel 5.4), çünkü çarklar aksenal doğrultuda yeterince rijittir (göbek genişliği için kısım E3.3'e bakınız).

• b/d_1 için Cetvel 5.2, yol gösterici değerleri vermektedir.

• Standart- mekanizma kutularında kullanılmak üzere b/a karakteristik değerleri Cetvel 5.3 de verilmiştir. Cetvel 5.3 ayrıca, yol gösterici değerlerin yanında b/d_1 ile olan ilişkiyi de göstermektedir. b/d_1 oranının Cetvel 5.2 de verilen sınır değerleri aşmıyacağı varsayımından hareket edilerek, çevrim oranı bir kademeye sıkıştırılabilirse daha büyük b/a değerleri mümkün olabilir. Bu nedene bazı hallerde ikinci kademe (daha küçük kısmi çevrim oranlı) için birinci kademedan daha büyük b/a değerleri seçilebilir.

Düz ve helisel dişliler; her iki taraftan simetrik olarak yataklanmış; meselâ Şekil E3.1a ve E3.3a gibi.

- Normalize edilmiş ($HB \leq 180$) : $b/d_1 \leq 1,6$
- İslah edilmiş ($HB \geq 200$) : $b/d_1 \leq 1,4$
- Sementasyon veya yüzey sertleştirilmesi ile sertleştirilmiş : $b/d_1 \leq 1,4$
- Nitritlenmiş : $b/d_1 \leq 0,8$

Çift helisel dişliler (ölçüler için Şekil 5.3'e bakınız) : $B/d_1 \leq 1,8$ katı (yukarıda belirtilen b/d_1 değerlerinin)

Her iki taraftan asimetric olarak yataklanmış dişliler; meselâ Şekil E3.1b gibi. : % 80'i (yukarıda belirtilen değerlerin)

Aynı büyüklükte pinyon ve çarklar; meselâ Şekil E3.3b (hadde mekanizmaları ve $i=1$) gibi. : % 120 si (yukarıda belirtilen değerlerin)

Tek taraflı yataklanmış dişliler; meselâ Şekil E3.5 gibi. : % 50 si (yukarıda belirtilen değerlerin)

Cetvel 5.2 - Sabit alın dişli çark mekanizmalarında rijit yataklanmış^a dişliler için b/d_1 oranının sınır değerleri (en büyük değerleri).

^a Çelik konstrüksiyon üzerinde yataklanmış hafif yapı formundaki dişliler için verilen değerlerin yaklaşık olarak % 60'ı alınır. Daha büyük genişlikler, diş yüzey doğrultusu düzeltilmiş dişlerde mümkün olabilir.

Sabit mekanizmalarda rijit yataklanmış dişliler ;

- Islah edilmiş : $b/a = 0,5$ (en fazla 0,7)
- Sementasyon veya yüzey sertleştirilmesi ile sertleştirilmiş : $b/a = 0,4$ (en fazla 0,5)
- Nitritlenmiş : $b/a = 0,3$ (en fazla 0,45)

Çelik konstrüksiyon üzerinde yataklanmış hafif yapı formundaki dişliler için, verilen b/a değerlerinin yaklaşık olarak % 60'ı alınır.

Diş sayıları oranı u ve b/a nın b/d_1 üzerindeki etkisi

$$b/d_1 = (b/a)(u+1)/2$$

u	b/a				
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
1	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
2				0,9	1,05
2,5					1,22
3	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
4			1,25	1,5	
5	0,9	1,2	1,5		
6	1,05	1,4			
7	1,2	1,6			

Örnek : max. $b/d_1 \cong 1,2$

Kademe başına mümkün olan max. çevrim oranında gittikçe azalır.

Cetvel 5.3 - Standart- mekanizma kutularında b/a oranının sınır değerleri (en büyük değerleri) ve b/d_1 değerleri ile olan ilişkisi

^a Hız düşürücü mekanizmalarda : Diş sayıları oranı $u =$ Çevrim oranı i .

Dişli	Düz	Helisel
Eksenel rijitlikte dişler	$b > 6m$	$b > 6m_n$
Eksenel rijitlikte çark	$b > da_2/12$	$b > da_2(1+tg\beta)/12$

Cetvel 5.4 - En küçük diş genişliği b için tavsiye edilen değerler.

Bu açıklamalardan sonra, ilk yaklaşımla b/d_1 ve b/a oranlarını seçelim.

Cetvel 5.3'e göre ;

$$b/d_1 = (b/a)(u+1)/2$$

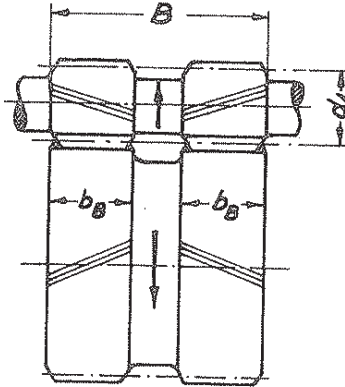
$$b/a = 0,4 \dots 0,5 \text{ (Pinyon sementasyonla sertleştirilmiş)}$$

$$\underline{b/a = 0,45} \text{ (Kabül)}$$

$$u = 4,91$$

$$b/d_1 = 0,45 (4,91+1)/2 = 1,33$$

$$\underline{b/d_1 = 1,3} \quad (\text{Kabül})$$



Şekil 5-3 - Çift helisel dişli (ok dişli). Ok işareti, yüksek devirli büyük mekanizmalarda dönme yönünü göstermektedir (döndüren : Pinyon)

5.8 - Esas boyutların (çap, eksenler arası mesafe) yaklaşık olarak tesbit edilmesi

Yeni projelerde, yüzey taşıma kabiliyetine göre çark boyutları tesbit edilirken, taşıma kabiliyetine esas olan

$$\sigma_{HD} = Z_H \cdot Z_E \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot Z_B \cdot Z_E \cdot Z_\beta = p_c \cdot Z_B \cdot Z_E \cdot Z_\beta \quad (5/2)$$

karakteristik değeri (kısım 9'a bakınız), K- faktörü adı verilen bir katsayının kullanılması ile basitleştirilmiştir. Bu faktör :

$$K^* = \frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u} \quad (5/3)$$

dir (K* nin deneysel değerleri, çeşitli kullanım alanları ve çeşitli malzeme çiftlerine göre Cetvel E1.4 de, dönüşüm bağıntıları da Cetvel 5.6 da verilmiştir).

Eğer b veya b/d₁ veya b/a biliniyor ise, (5/3) eşitliğinden d₁ hesaplanabilir; şöyle ki, Cetvel E1.4'e göre K* faktörü seçilir sonra Cetvel 5.5 de verilen pratik ve kullanıma uygun eşitliklerden birinde yerine konur.

Bu şekilde, esas olan boyutlar geçici olarak

$$\left. \begin{aligned} b &= d_1 (b/d_1) = d_1 (b/a) (u+1)/2 \\ d_2 &= d_1 \cdot u ; \quad a = d_1 (u+1)/2 \end{aligned} \right\} \quad (5/4)$$

bağıntılarından kolaylıkla tayin edilebilir.

Verilenler :	b	b/d_1	b/a
d_1	$\sqrt{\frac{2000 T_1 \cdot \frac{U+1}{U}}{K^* \cdot b}}$	$\sqrt[3]{\frac{2000 T_1 \cdot \frac{U+1}{U}}{K^*(b/d_1)}}$	$\sqrt[3]{\frac{4000 T_1}{K^*(b/a)U}}$

Cetvel 5.5 - Pinyon çapının K -faktörü $(K^* = \frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{U+1}{U})$

yardımı ile hesaplanması. b, d_1 mm ; T_1 Nm ;
 K^* N/mm² ; F_t N dir.

St/St malzeme çiftinde : $\alpha_{wt} = 20^\circ, \beta = 0^\circ, \epsilon_\alpha = 1$ değerleri ile ;

$Z_H = 2,5$ ($\beta = 0^\circ, \alpha_{wt} = \alpha_n = 20^\circ, x_1 + x_2 = 0$; Şekil 9.7),

$Z_E = 1$ } ($\epsilon_\alpha = 1, \beta = 0^\circ$; Şekil 9.6),
 $Z_B = 1$ }

$Z_E = 190\sqrt{N/mm^2}$ (Çelik/Çelik ; Cetvel 9.1) elde edilir.

Hertz basıncına dönüştürmek için :

$$P_C [N/mm^2] = 478 \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{U+1}{U}} = 478 \sqrt{K^* [N/mm^2]} = 478 \sqrt{\frac{1}{145} K^* [psi]}$$

$$= 40 \sqrt{K^* [psi]}$$

$$P_C [N/mm^2] = 478 \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{U+1}{U}} = 478 \sqrt{\frac{2000 T_1 / d_1}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{U+1}{U}}$$

$$= \frac{21400}{d_1} \sqrt{\frac{T_1}{b} \cdot \frac{U+1}{U}}$$

$$K^* [N/mm^2] = \frac{F_t}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{U+1}{U} = \frac{1}{145} K^* [psi] = 6,9 \cdot 10^{-3} K^* [psi]$$

$$K^* [N/mm^2] = \frac{U+1}{U} \cdot B^b = \frac{k_C^d}{y_C} = 0,321 \cdot k_C^d = 4,37 \cdot 10^{-6} \cdot P_C^2$$

bağıntıları kullanılır.

Cetvel 5.6 - K -faktörünün, G yuvarlanma noktasındaki Hertz basıncı P_C^a ile

olan münasebetleri. F_t N ; b, d_1 mm ; T_1 Nm dir.

^a Eşitlik 5/2 ye göre, yüzey basıncının esas olan değeri (Yuvarlanma noktasındaki nominal yüzey basıncı) ;

$$G_{HD} = Z_B \cdot Z_E \cdot Z_B \cdot P_C$$

^b Niemann'a göre, nominal yük değeri ;

$$B = F_t / (d_{wt} \cdot b) \cong F_t / (d_1 \cdot b)$$

d_{wt} - Pinyonun yuvarlanma dairesi çapı.

^c k_C - Yuvarlanma noktasındaki Stribeck basıncı

y_C - Yuvarlanma noktası faktörü

$$y_C = 1 / (\sin \alpha_{wt} \cdot \cos \alpha_{wt})$$

^d $\alpha_{wt} = 20^\circ$ için

Şimdi, karakteristik değerleri (K^* ve U) Cetvel E1.4'e göre seçelim.

Pinyon; 20 Mn Cr 5, sementasyonla sertleştirilmiş ve taşlanmış
(Eh - g^c)

Çark; 42 Cr Mo 4, ıslah edilmiş ve hassas olarak frezelenmiş
(V - f^g)

Cetvel E1.4 incelendiğinde K^* ve U için ancak yaklaşık değerlerin seçilebileceği görülür. Adı geçen cetvelin yalnız problemimiz ile ilgili bantı yeniden göz önüne alınırsa;

Kullanım alanı	Pinyon Sertlik	Çark Sertlik	$K^*[N/mm^2]$	$U[N/mm^2]$
Endüstri mekanizmaları	V-f B 250	V-f B 200	1,8	40
	Eh-g C 57/60	V-f B 250	2,1	50
	Eh-g C 57/60	Eh-g C 57/60	7	100

$$\| K^* = 2,0 \text{ N/mm}^2$$

$$\| U = 40 \text{ N/mm}^2$$

Kabulleri yapılabilir.

ilk yaklaşımla çarkların boyutlandırılması:

- Taksimat dairelerinin çapları

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{2000 T_1}{K^*(b/d_1)} \cdot \frac{U+1}{U}} \quad (\text{Cetvel 5.5})$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{2000 \cdot 52048}{2 \cdot 1,3} \cdot \frac{4,91+1}{4,91}}$$

$$\| d_1 = 363 \text{ mm.}$$

$$d_2 = d_1 \cdot U \quad (\text{Eşitlik 5/4})$$

$$d_2 = 363 \cdot 4,91$$

$$\| d_2 = 1782 \text{ mm.}$$

- Eksenler arası mesafe

$$a = d_1 (U+1) / 2 \quad (\text{Eşitlik 5/4})$$

$$a = 363 (4,91+1) / 2$$

$$\| a = 1072 \text{ mm.}$$

- Diş genişliği

$$b = 1,3 \cdot d_1 \text{ ile } b = 1,3 \cdot 363$$

$$\| b = 472 \text{ mm.}$$

$$b = 0,45 \cdot a \quad \text{ile} \quad b = 0,45 \cdot 1072$$

$$\| b = 482 \text{ mm.}$$

Seçilen değerler:

$$\| a = 1100 \text{ mm.}$$

$$\| b = 480 \text{ mm.}$$

Kontrol: $b/a = 0,4 \dots 0,5$ (Cetvel 5.3)

$$b/a = 480/1100 = 0,44 \text{ uygun}$$

m_n ve d_{a2} 'nin hesaplanmasından sonra Cetvel 5.4'e göre de b , ayrıca kontrol edilecektir.

5.9- Diş sayısı (Z_1) ve modül (m) ün seçimi

Diş sayısının seçimi :

Eksenler arası mesafesi ve çevrim oranı verilmiş olan bir mekanizma-
da, taşıma kabiliyeti ve işletme şartları artan diş sayılarına göre aşağıdaki
gibi değişir (Şekil 5.4'e bakınız):

- Diş tabanı taşıma kabiliyeti (diş taban mukavemeti) azalır (modül ve diş kalınlığı giderek küçülür),
- Pitting taşıma kabiliyeti (Pitting mukavemeti - Hertz basıncı -) yaklaşık olarak sabit kalır (kavrama açısı az değişir),
- Yenme taşıma kabiliyeti (yenme mukavemeti) artar (kayma hızı, diş başı ve tabanında giderek küçülür),
- Gürültü ve titreşim şartları giderek iyileşir.

a) Diş tabanı - ve diş yüzeyi (pitting) taşıma kabiliyetinin eşit olması halinde Z_1 in elde edilmesi.

Diş tabanı - ve pitting taşıma kabiliyetinin eşit olması ve istenilen emniyetin sağlanması halinde, Şekil 5.4 her malzeme çifti için bir diş sayısını (Z_{1HF}) verir. Yaklaşık olarak;

$$Z_{1HF} = 35000 \frac{u+1}{u} \frac{\sigma_{FE} / S_{Fmin}}{(\sigma_{HLim} / S_{Hmin})^2} \cos^2 \beta \frac{f_L}{Z_W^2} \quad (5/5)$$

bağıntısı geçerlidir.

Z_W - Malzeme faktörü

Diş taban - ve pitting mukavemeti eşit olan pinyon ve çark için :

$$Z_W = 1$$

Çark ıslah edilmiş, pinyon yüzey sertleştirilmesi ile sertleştirilmiş ise :

$$Z_W \approx 1,1$$

Taşıma kabiliyetinin eşit olması halinde sertleştirilmemiş dişli çarklar için, Şekil 5.4'e göre oldukça büyük pinyon diş sayıları elde edilir. Bu büyük diş sayılarını tavsiye etmek genellikle uygun değildir (diş sayısı üst taraftan müsaade edilen minimum modül ve alt taraftan da minimum diş sayısı ile sınırlanmıştır). Onun yerine ekseriya daha küçük diş sayıları (Z_1) seçilir (Cetvel 5.7a ile mukayese ediniz).

b) U-faktörünün kullanılması ile Z_1 in hesabı.

Diş taban gerilmesi için basitleştirilmiş bir ifade, U-faktörü adı verilen bir katsayının kullanılması ile elde edilir:

$$\left. \begin{aligned} U &= \frac{F_t}{b \cdot m} \\ \text{dir. Dolayısıyla pinyonun diş sayısı da,} \\ Z_1 &= \frac{U \cdot b \cdot d_1^2}{2000 T_1} \end{aligned} \right\} \begin{array}{c|c|c|c} U & b & d_1 & T_1 \\ \hline N/mm^2 & mm & mm & Nm \end{array} \quad (5/6)$$

bağıntısından kolaylıkla hesaplanabilir. U-faktörü için tecrübi değerler Cetvel E1.4 de verilmiştir (U-faktörü ile bir mekanizmanın kırılma emniyeti çabuk olarak tahmin edilebilir).

c) Pinyonun en çok kullanılan diş sayısı değerleri

Bu değerler Cetvel 5.7a da verilmiştir.

A.K Thomas/W. Charchut [L.20]'a göre seçim:

• Düz dişliler için;

Yüksek hızlı ve büyük zorlamalar altındaki dişli çarklarda diş sayılarını çevrim oranı bir tam sayı çıkmayacak şekilde seçmelidir; yani asal sayılar seçilerek bir çarkın, karşı çarkın daima aynı dişi ile kavrama durumuna gelmesi önlenmelidir.

Diş sayıları, pratik sınır diş sayısı (alttan kesme olmadan imâl edilebilecek minimum diş sayısı)

$$Z_G \cong 14 (\alpha = 20^\circ \text{ için})$$

değerinden daha küçük olan çarklar alttan kesmenin önlenmesi için uygun bir pozitif profil kaydırma ile imâl edilmelidir.

Hassas bir dişli çark mekanizmasındaki pinyonun minimum diş sayısı olarak:

$$\text{İlk kademe için } Z_{\min.} = 20 \dots 25$$

$$\text{İkinci kademe için } Z_{\min.} = 14 \dots 17$$

seçilir. Yüksek performans mekanizmalarında (Türbin mekanizmaları)

$Z_{\min} \geq 33$ alınır.

U^a	1	2	4	8
<i>İslah edilmiş veya sertleştirilmiş / İslah edilmiş (230 HB ye kadar)</i>	32... 60	29... 55	25... 50	22... 45
<i>300 HB üzerinde</i>	30... 50	27... 45	23... 40	20... 35
<i>Kır dökme demir</i>	26... 45	23... 40	21... 35	18... 30
<i>Nitritlenmiş</i>	24... 40	21... 35	19... 31	16... 26
<i>Sementasyonla sertleştirilmiş</i>	21... 32	19... 29	16... 25	14... 22

$Z=12$ Güç ileten mekanizmalar için pratik minimum diş sayısı (karşı çarkın diş sayısı ≥ 23)

$Z=7$ Hareket ileten mekanizmalar (referans profili DIN 867 ye göre) için minimum diş sayısı, düz dişliler

$Z=5$ Hareket ileten mekanizmalar (referans profili DIN 58400 hassas cihaz tekniğine göre) için minimum diş sayısı, düz dişliler

$Z=1...4$ Kademeli veya helisel alın dişli çarklar ile hareket ileten mekanizmalar için mümkün olabilir, $\epsilon_\alpha < 1$

Cetvel 5.7a – Pinyonun en çok kullanılan diş sayısı Z_1 · Devir sayısı $n < 1000$ d/d için daha alt, $n > 3000$ d/d için daha üst değer seçilir.

^a Hız düşürücü mekanizmalarda: Diş sayıları oranı $u =$ Çevrim oranı i

• Helisel dişliler için:

Minimum diş sayısı ve diş sayısı oranları için, düz dişlilerde verilen tavsiyelere aynı şekilde uyulmalıdır. Bu arada dikkate alınacak husus, helisel dişlilerde β helis açısına bağlı olan minimum diş sayısı Z_{minh} nin düz dişlilerdekinden daha küçük olduğudur:

$$Z_{minh} = Z_{min} \cdot \cos^3 \beta \quad (5/7)$$

Cetvel 5.7 b ile, düz dişli çarklar için verilen Z_{min} minimum diş sayısı değerleri, helisel dişli çarklar için $1 : \cos^3 \beta$ kadar azaltılabilir.

Bu arada, alttan kesmenin başladığı Z_{Gh} minimum diş sayısının altına inilirse, alttan kesmeyi önlemek üzere bir düzeltme (profil kaydırma) gerekli olur. Alttan kesmeyi sınırlayan pratik diş sayısı

$$Z_{Gh} = Z_G \cdot \cos^3 \beta \quad (5/8)$$

dir. Z_G – Aynı takım kavrama açısına sahip bir düz dişli çarkın pratik sınır diş sayısı

$$Z_G = 14 \quad (\alpha_n = 20^\circ \text{ için})$$

Standart dişliler için (müşterek diş yüksekliği $h_w = 2mn$, $\alpha_n = 20^\circ$) profil kaydırma yapılmadan elde edilebilecek sınır diş sayısı aşağıdaki değerler ile verilir:

β	=	0°	13°	20°	23°	30°	32°	35°	40°	45°
$Z_{Gh} \cong$		14	13	12	11	10	9	8	7	6

Alttan kesmeyi önlemek için gerekli olan profil kaydırma miktarı da:

$$x \cdot m_n \geq \frac{14 - Z_n}{17} \cdot m_n \quad (\alpha_n = 20^\circ \text{ için}) \quad (5/9)$$

bağıntısı ile hesaplanabilir:

Z_n - Teorik diş sayısı (Eş değer düz dişli çarkın diş sayısı)

$$Z_n \approx Z / \cos^3 \beta \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

İşletme cinsi	Pinyonun minimum diş sayısı
Büyük hızlarda, büyük kuvvetler altında çalışan çarklar $v_t > 4$ m/sn.	16 ($\epsilon > 1,5$)
Orta hızlarda çalışan çarklar $v_t = 0,8 \dots 4$ m/sn.	12
Orta hızlarda veya küçük kuvvetler altında çalışan çarklar (yanlız önemsiz işler için) $v_t < 0,8$ m/sn.	10
Dış dişlilerde diş sayıları toplamının minimum değeri : $Z_1 \text{ min.} + Z_2 \text{ min.}$	24
İç dişlilerde büyük çarkın minimum diş sayısı : $Z_2 \text{ min.} + 10$	

Çetvel 5.7 b - Düz dişli normal alın çarkları (DIN 867 ye göre)
için pinyonun minimum diş sayısı $Z_1 \text{ min.}$ [L.20].

Modülün seçimi [L.20]:

• Düz dişliler için ;

Sakin bir çalışmanın sağlanması için modül mümkün olduğu kadar küçük seçilmelidir. Modülün minimum değeri; dişlerin taşıma kabiliyeti, yataklamanın kalitesi (diş kenar basması tehlikesi) imalat imkanları ile minimum değeri de minimum diş sayısı $Z_{\text{min.}}$ ile sınırlanmıştır. Ayrıca standart modül serisinin de (Çetvel 5.8) gözönüne alınması gereklidir.

Elverişsiz yataklama durumları göz önüne alınarak, çok küçük taksimat değerlerinden kaçınılmalıdır. Yataklama durumları iyileştikçe, (modül/diş genişliği) oranı da küçük seçilebilir. Modül seçimi için yol gösterici değerler, diş genişliğine bağlı olarak Çetvel 5.9 ve Çetvel 5.10 da verilmiştir.

Tozdan, yollardaki pisliklerden ve metal talaşlarından iyi korunamayan çarklarda kaba dişliler tercih edilmelidir.

• Helisel dişliler için ;

Helisel dişlilerde iki farklı taksimat değeri mevcuttur:

1- Dişlere dik olarak ölçülen (NN normal kesidinde) normal taksimat

$$P_n = m_n \cdot \pi$$

Bu taksimat, mukavemet hesabı ve takım modülünün seçimi (modül serisi) için esastır.

2- Alın kesidinde ölçülen alın taksimatı

$$P_t = m_t \cdot \pi = m_n \cdot \pi / \cos \beta$$

Modül m mm	Diametral Pitch P 1/inch	Modül m mm	Diametral Pitch P 1/inch	Modül m mm	Diametral Pitch P 1/inch	Modül m mm	Diametral Pitch P 1/inch
0,12	200	>0,75<	32	(3,25)	7	12	2,25
>0,14<	180	0,8	28	>3,5<	6	>14<	2
	160	>0,85<	24	(3,75)	5,5	16	1,75
0,16		0,9	20	4	5		1,5
>0,18<	140	>0,95<	18	(4,25)	4,5	>18<	
0,2	120	1	16	>4,5<	4	20	1,25
>0,22<		>1,125<	14	(4,75)	3,5	>22<	
0,25	100	1,25	12	5	3	25	1
>0,28<		>1,375<	10	(5,25)	3	(27)	
0,3	80	1,5	8	>5,5<	2,75	>28<	0,875
>0,35<	64	>1,75<	7	(5,75)	2,5	(30)	
0,4		2	6	6	2,5	32	0,75
>0,45<			5	(6,5)	2,5	>36<	
0,5	48	>2,25<	4	>7<	2,5	(39)	
>0,55<		2,5	3	8	2,5	40	0,625
0,6	40		2	>9<	2,5	(42)	
>0,65<		>2,75<	1	10	2,5	>45<	
0,7	36	3	0,8	10	2,5	50	0,5
			0,7	>11<			

Cetvel 5-8 - Standart modül m ve Diametral pitch P değerleri,

DIN 780 ve ISO-Norm 54-1977 (=Brit. stand. 978).

$m = 25,4/P$ m (mm), P (1/inch) olarak.

Cetveldeki modül serileri :

İşaretsiz : Seri I

>< İşaretili : Seri II

() İşaretili : Seri III

Not : I serisindeki modüller II dekilere tercih edilmelidir.

III serisindeki modüller özel hallerde kullanılabilir.

d taksimat dairesi çapının tayini için esas olan alın modülü aşağıdaki bağlantılardan elde edilebilir:

$$m_t = m_n / \cos \beta$$

veya

$$m_t = m_n \sec \beta$$

Diş genişlik oranı $\lambda = b/m$ nin seçiminde, düz dişli alın çarkları için esas olan değerler geçerlidir. λ oranı teşkil edilirken, m değeri olarak, bir taraftan yataklanmış pinyonlarda normal modül (takım modülü) m_n ve iki taraftan yataklanmış pinyonlarda alın modülü m_t konulur.

DIN- Dişli kalitesi	Yataklama durumları	Minimum m_n veya m_t
11 ... 12	Çelik konstrüksiyon üzerinde yataklama, hafif mekanizma kutusunda yataklanmış	$b/40 \dots b/45$
8 ... 9	Çelik konstrüksiyon üzerinde yataklama veya pinyon tek taraflı yataklanmış	$b/15 \dots b/25$
6 ... 7	Mekanizma kutusunda iyi yataklanmış	$b/20 \dots b/30$
6 ... 7	Tam paralel ve rijit yataklanmış	$b/25 \dots b/35$
5 ... 6	$b/d_1 \leq 1$, tam paralel ve rijit yataklanmış	$b/40 \dots b/60$
Hassas mekanizma tekniği (DIN 58405)		$b/40$ Düz dişliler $b/46$ Helis dişliler

Cetvel 5.9 - Modül için tavsiye edilen minimum değerler.

Dişli kalitesi ve işletme durumları	λ
Dişliler temiz dövülmüş veya kaynakla kesilmiş; çelik konstrüksiyon üzerinde yataklama, pinyon bir yandan yataklanmış	6 ... 10
Taşlanmamış, sertleştirilmiş dişliler	5 ... 15
Dişliler iyi işlenmiş; mekanizma kutusunda yataklanmış	10 ... 20
Diş yüzeyleri hassas işlenmiş, $n_1 \leq 3000$ d/d.	20 ... 40
Diş yüzeyleri en iyi kalitede, yüksek diş hassasiyeti, rijit yataklama, $n_1 \geq 3000$ d/d.	40 ... 80

Cetvel 5.10 - $\lambda = b/m$ diş genişlik oranı için tavsiye edilen değerler [L.20].

Şimdi, boyutlandırma için gerekli olan Z_1 ve m değerlerini seçelim.

Diş sayısının seçimi :

1° - Eşitlik 5/5 'e göre ;

$$Z_{1HF} = 35000 \frac{u+1}{u} \frac{\sigma_{FE} / S_{Fmin}}{(\sigma_{HLim} / S_{Hmin})^2} \cos^2 \beta \cdot \frac{f_L}{Z_w^2}$$

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_{FE} = 590 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{HLim} = 740 \text{ N/mm}^2 \end{array} \right\} \text{ (Kısım 5.3 . Küçük olan değer esas alınmıştır)}$$

$$\left. \begin{array}{l} S_{Hmin} = 1,2 \\ S_{Fmin} = 1,5 \end{array} \right\} \text{ (Cetvel 9.3 B-Sütunu)}$$

$$f_L = 0,7 \text{ (Kısım 5.9a)}$$

$Z_w = 1,1$ Pinyon sertleştirilmiş, çark ıslah edilmiş (Kısım 5.9a)

$$Z_{1HF} = 35000 \frac{4,91+1}{4,91} \frac{590/1,5}{(740/1,2)^2} \cos^2 7^\circ \cdot \frac{0,7}{(1,1)^2}$$

$$\| Z_{1HF} = 25$$

2° - Eşitlik 5/6 ya göre ;

$$Z_1 = \frac{u \cdot b \cdot d_1^2}{2000 T_1}$$

$$Z_1 = \frac{40 \cdot 480 \cdot (363)^2}{2000 \cdot 52048}$$

$$\| Z_1 = 24$$

3° - Cetvel 5.7a ya göre ;

$$\| Z_1 = 16 \dots 25 \text{ (} u=4, \text{ pinyon sementasyonla sertleştirilmiş)}$$

4° - Şekil 5.4 e göre ;

$$\| Z_1 = 20 \dots 40 \text{ (pinyon sementasyonla sertleştirilmiş)}$$

$$\text{Seçilen : } \| Z_1 = 23$$

Çarkın diş sayısı ;

$$Z_2 = u \cdot Z_1 \text{ (Cetvel 2.1)}$$

$$Z_2 = 4,91 \cdot 23 = 112,9$$

$$\| Z_2 = 113$$

Modülün seçimi :

1° - Cetvel 2.1'e göre ;

$$m_t = d_1 / Z_1$$

$$m_t = 363 / 23$$

$$\underline{m_t = 15,8}$$

2°- Cetvel 5.9 'a göre ;

DIN- Dişli kalitesi 6 olan tam paralel ve rijit yataklanmış mekanizmalarda, minimum modül olarak :

$$m_{min} = \frac{b}{25} \dots \frac{b}{35}$$

seçilir:

$$m_{min} = \frac{480}{25} \dots \frac{480}{35}$$

$$\underline{m_{min} = 13,7 \dots 19,2}$$

3°- Cetvel 5.10 'a göre ;

Diş yüzeyleri hassas işlenmiş, $n_1 \leq 3000$ d/d olan mekanizmalarda,

$$l = \frac{b}{m} = 20 \dots 40$$

seçilir:

$$m = \frac{480}{20} \dots \frac{480}{40}$$

$$\underline{m = 12 \dots 24}$$

Seçilen: $\underline{m_n = 16 \text{ mm.}}$ (Cetvel 5.8)

Kesin olarak tespit edilen dişli boyutları :

$$\beta = 7^\circ$$

$$b = 480 \text{ mm}$$

$$m_n = 16 \text{ mm}$$

$$Z_1 = 23$$

$$\alpha = 1100 \text{ mm}$$

$$Z_2 = 113$$

Modül ve pinyon diş sayısının tespitinden sonra artık, çarkların kesin boyutlandırılması yapılabilir (projelendirilen 2. kademe helisel alın dişli çifti için).

6- Mekanizmanın kesin olarak boyutlandırılması

6.1- Alın modülü

$$m_t = m_n / \cos \beta \quad (\text{Cetvel 2.1})$$

$$m_t = 16 / \cos 7^\circ = 16,1202$$

$$\underline{m_t = 16,1 \text{ mm.}}$$

6.2- Eşdeğer diş sayıları

$$Z_n = \frac{Z}{(\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta)} \approx \frac{Z}{\cos^3 \beta} \quad (\text{Cetvel 2.1})$$

$$Z_{n1} = 23 / \cos^3 7 = 23,5221$$

$$\| Z_{n1} = 23,5$$

$$Z_{n2} = 113 / \cos^3 7 = 115,5650$$

$$\| Z_{n2} = 115,6$$

6.3 - Taksimat dairelerinin çapları

$$d = Z \cdot m_t = Z \cdot m_n / \cos \beta \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$d_1 = 23 \cdot 16 / \cos 7 = 370,7636$$

$$\| d_1 = 370,76 \text{ mm.}$$

$$d_2 = 113 \cdot 16 / \cos 7 = 1821,5778$$

$$\| d_2 = 1821,58 \text{ mm.}$$

6.4 - Helis açısı (Temel silindirinde)

$$\sin \beta_b = \sin \beta \cdot \cos \alpha_n \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$\sin \beta_b = \sin 7 \cdot \cos 20^\circ = 0,1145$$

$$\beta_b = 6,5759^\circ$$

$$\| \beta_b = 6,6^\circ$$

6.5 - Alın kavrama açısı (Taksimat silindirinde)

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} 20 / \cos 7 = 0,3667$$

$$\alpha_t = 20,1382^\circ$$

$$\| \alpha_t = 20,14^\circ$$

6.6 - Alın kavrama açısı (Yuvarlanma silindirinde)

$$\cos \alpha_{wt} = \frac{m_t (Z_1 + Z_2) \cdot \cos \alpha_t}{2 \cdot a} \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$\cos \alpha_{wt} = \frac{16,12 (23 + 113) \cdot \cos 20,1382}{2 \cdot 1100} = 0,9356$$

$$\alpha_{wt} = 20,6767$$

$$\| \alpha_{wt} = 20,68^\circ$$

6.7 - Profil kaydırma faktörleri

Sıfır - Mekanizmasının eksenler arası mesafesi ;

$$a_d = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_t (Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{m_n (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot \cos \beta} \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$a_d = \frac{370,76 + 1821,58}{2}$$

$$\| a_d = 1096,17 \text{ mm.}$$

Arzu edilen (istenen) eksenler arası mesafe, $a = 1100 \text{ mm}$. idi öyleyse a değerini elde edebilmek için profil kaydırma yapalım ve profil kaydırma faktörlerini hesaplayalım.

Profil kaydırma faktörlerinin toplamı;

$$x_1 + x_2 = (\text{inv} \alpha_{wt} - \text{inv} \alpha_t) (Z_1 + Z_2) / (2 \text{tg} \alpha_n) \quad (\text{Cetvel 2.1})$$

$$\text{inv} \alpha = \text{tg} \alpha - \alpha = \text{tg} \alpha - \frac{\alpha \cdot \pi}{180} \quad (\text{Cetvel E1.1})$$

$$\text{inv} \alpha_{wt} = \text{tg} \alpha_{wt} - \frac{\alpha_{wt} \cdot \pi}{180} = \text{tg} 20,68 - \frac{20,68 \cdot \pi}{180}$$

$$\text{inv} \alpha_{wt} = 0,0165$$

$$\text{inv} \alpha_t = \text{tg} \alpha_t - \frac{\alpha_t \cdot \pi}{180} = \text{tg} 20,14 - \frac{20,14 \cdot \pi}{180}$$

$$\text{inv} \alpha_t = 0,0152$$

$$x_1 + x_2 = (0,0165 - 0,0152) (23 + 113) / (2 \text{tg} 20^\circ)$$

$$\| x_1 + x_2 = 0,242$$

Şimdi, $x_1 + x_2 = 0,242$ toplam profil kaydırma faktörünü pinyon ve dişli çarka paylaştıralım. Paylaştırma işlemi, yük taşıma kabiliyetini veya kavrama oranını artırmak gibi amaçlara yönelik Şekil 6.1 de gösterilen diyagramlara göre yapılabilir. L 1 den L 17 ye veya S 1 den S 13'e kadar bölgelere bölünmüş olan bu diyagramlarda, sayılar büyüdükçe, dişlilerin yük taşıma kabiliyeti büyür, buna karşın kavrama oranı küçülür. Diyagramlar kullanılırken; düz dişlilerde Z_1, Z_2 diş sayıları, helisel ve konik dişlilerde Z_{n1}, Z_{n2} eşdeğer diş sayıları alınır.

Şekil 6.1a ya göre; P 4 ... P 5 için, profil kaydırma faktörlerinin toplamı $x_1 + x_2 = 0,2 \dots 0,3$ seçilebilir, hesaplanan değer ise $x_1 + x_2 = 0,242$ dir.

Projelendirilen mekanizma hız düşürücü, dolayısıyla Şekil 6.1 b de gösterilen diyagramdan:

$$\left. \begin{aligned} \frac{x_1 + x_2}{2} &= \frac{0,242}{2} = 0,121 \\ \frac{Z_{n1} + Z_{n2}}{2} &= \frac{23,5 + 115,6}{2} = 69,55 \end{aligned} \right\} \text{A noktası bulunur.}$$

Bulunan A noktasından en yakın doğru olan L 12 doğrusuna, $Z_{n1} = 23,5$ ve $Z_{n2} = 115,6$ nin hizalarına kadar olmak üzere bir paralel çizilir. Z_{n1} ve Z_{n2} ye karşılık gelen bu iki noktadan;

$$\| x_1 = 0,313$$

$$\| x_2 = -0,071 \quad \text{elde edilir.}$$

Not. Şekil 6.1'deki diyagramların kullanılmasını daha iyi öğrenebilmek maksadıyla bir de örnek verelim.

Diş sayıları $Z_1 = 16$ ve $Z_2 = 38$ olan hız büyütücü bir mekanizmanın düz dişli çiftinde, yüksek taşıma kabiliyeti için profil kaydırma faktörlerinin tespiti istensin.

Seçilen bölge: P7; $Z_1 + Z_2 = 54$ için Şekil 6.1a'dan: $x_1 + x_2 = 0,85$ okunur; hız büyütücü mekanizma; Şekil 6.1c'den:

$$\left. \begin{array}{l} \frac{x_1 + x_2}{2} = 0,425 \\ \frac{Z_1 + Z_2}{2} = 27 \end{array} \right\} B \text{ noktası bulunur.}$$

Bu noktadan en yakın doğru olan S10 doğrusuna Z_1 ve Z_2 'nin hizalarına kadar olmak üzere bir paralel çizilir. Z_1 ve Z_2 ye karşılık gelen bu iki noktadan $x_1 = 0,37$ ve $x_2 = 0,48$ olarak bulunur.

6.8 - Baş dairelerinin çapları

$$\left. \begin{array}{l} d_{a1} = 2a - d_{f2} - 2c = d_1 + 2h_{a1} \leq d_1 + 2m_n(1 + x_1) \\ d_{a2} = 2a - d_{f1} - 2c = d_2 + 2h_{a2} \leq d_2 + 2m_n(1 + x_2) \end{array} \right\} \text{(Cetvel 2.1)}$$

$$d_{a1} = 370,76 + 2 \cdot 16(1 + 0,313)$$

$$\| d_{a1} = 412,77 \text{ mm.}$$

$$d_{a2} = 1821,58 + 2 \cdot 16(1 - 0,071)$$

$$\| d_{a2} = 1851,308 \text{ mm.}$$

Not. Minimum diş genişliği :

$$\left. \begin{array}{l} b > 6m_n \\ b > d_{a2}(1 + \tan \beta) / 12 \end{array} \right\} \text{(Cetvel 5.4)}$$

$$b = 6 \cdot 16 = 96 \text{ mm}$$

$$b = 1851,308(1 + \tan 7^\circ) / 12 = 173,22 \text{ mm}$$

Seçilen: $b = 480 \text{ mm.}$ (Uygun)

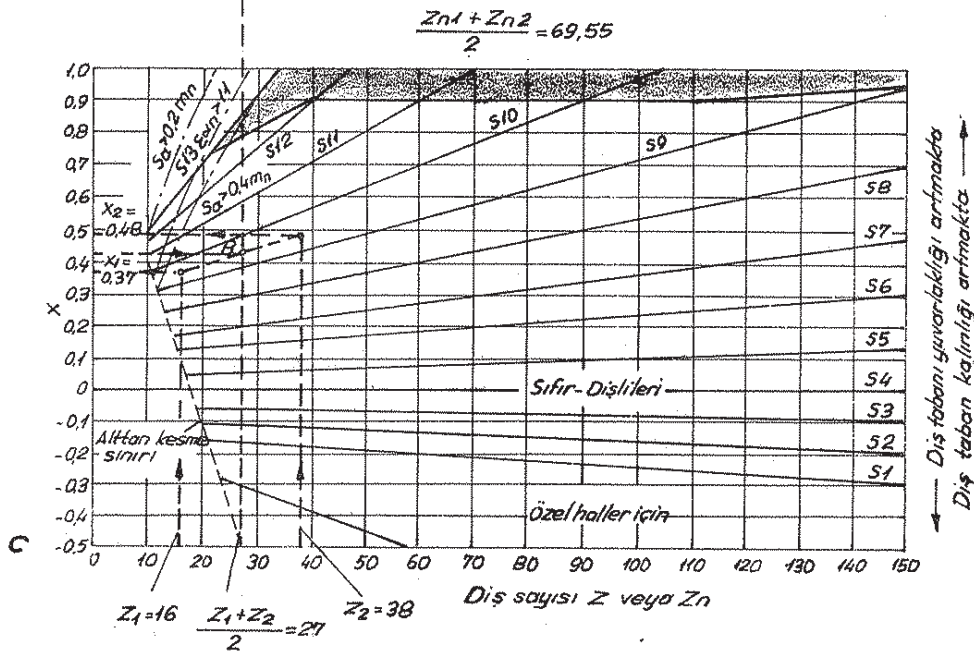
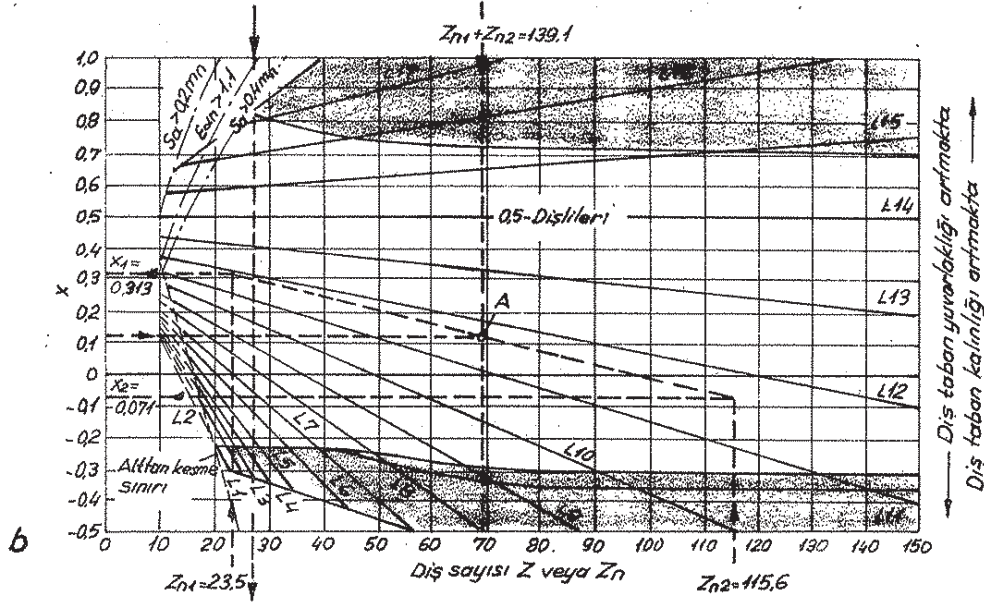
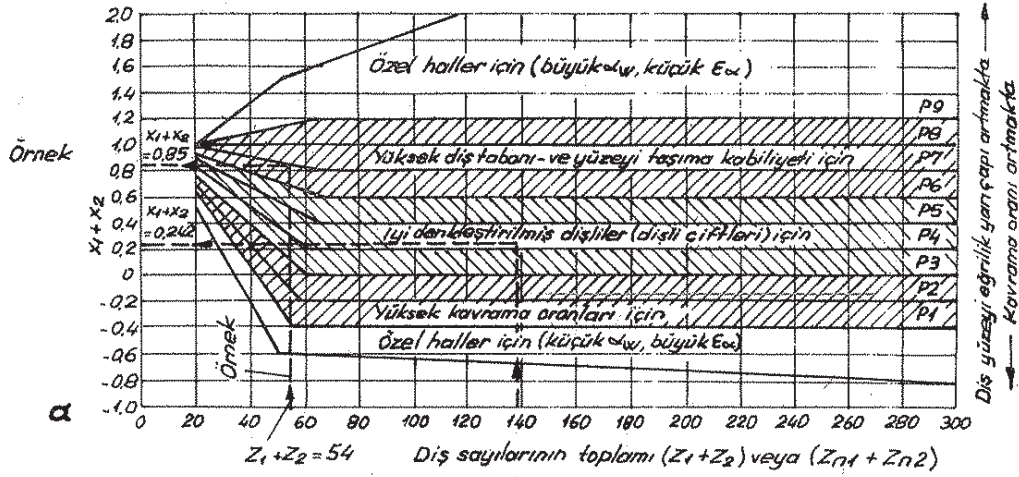
6.9 - Taban dairelerinin çapları

$$\left. \begin{array}{l} d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = d_1 + 2x_1 \cdot m_n - 2h_{fp} \\ d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = d_2 + 2x_2 \cdot m_n - 2h_{fp} \end{array} \right\} \text{(Cetvel 2.1)}$$

h_{fp} - Referans profilinin taban yüksekliği ($h_{fp} = 1,25 \cdot m_n$)

$$d_{f1} = 370,76 + 2 \cdot 0,313 \cdot 16 - 2 \cdot 1,25 \cdot 16$$

$$\| d_{f1} = 340,776 \text{ mm.}$$



$$d_{f2} = 1851,58 - 2 \cdot 0,074 \cdot 16 - 2 \cdot 1,25 \cdot 16$$

$$\| d_{f2} = 1779,308 \text{ mm.}$$

6.10 - Temel dairelerinin çapları

$$d_b = d \cdot \cos \alpha_t \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$d_{b1} = 370,76 \cdot \cos 20,14$$

$$\| d_{b1} = 348,10 \text{ mm.}$$

$$d_{b2} = 1851,58 \cdot \cos 20,14$$

$$\| d_{b2} = 1710,20 \text{ mm.}$$

6.11 - Yuvarlanma dairelerinin çapları

$$d_{w1} = 2a Z_1 / (Z_1 + Z_2) = 2a / (U + 1) = d_1 \cdot \cos \alpha_t / \cos \alpha_{wt} = d_{b1} / \cos \alpha_{wt} \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$d_{w2} = U \cdot d_{w1}$$

$$d_{w1} = 2 \cdot 1100 \cdot 23 / (23 + 113)$$

$$\| d_{w1} = 372,06 \text{ mm.}$$

$$d_{w2} = 372,06 \cdot \frac{113}{23}$$

$$\| d_{w2} = 1827,94 \text{ mm.}$$

Kontrol:

$$a = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{372,06 + 1827,94}{2}$$

$$a = 1100 \text{ mm.}$$

6.12 - Profil kavrama oranının kısımları (Kısmi - profil kavrama oranları)

$$E_1 = 0,5 \cdot Z_1 \left\{ \left[\left(\frac{d_{a1}}{d_{b1}} \right)^2 - 1 \right]^{1/2} - \operatorname{tg} \alpha_{wt} \right\} / \pi \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$E_2 = 0,5 \cdot Z_2 \left\{ \left[\left(\frac{d_{a2}}{d_{b2}} \right)^2 - 1 \right]^{1/2} - \operatorname{tg} \alpha_{wt} \right\} / \pi$$

$$E_1 = 0,5 \cdot 23 \left\{ \left[\left(\frac{412,77}{348,10} \right)^2 - 1 \right]^{1/2} - \operatorname{tg} 20,68 \right\} / \pi$$

$$E_1 = 0,5 \cdot 23 \{ 0,6372 - 0,3775 \} / \pi$$

$$\| E_1 = 0,95$$

Şekil 6.1 - DIN 3992 ye göre dış dişli çiftleri için profil kaydırma faktörlerinin seçimi. Tramli alanlar: Kavrama aksaması (dişlerin birbirlerinin içine girmesi - diş interferansı - olayı) tehlikesinin gözden geçirilmesi içindir. $Z_2 > 150$ olan çarklarda $x_1 + x_2$ nin paylaşılması, $Z_2 = 150$ alınarak yapılabilir.

a) Profil kaydırma faktörlerinin toplamı için tavsiyeler;

b) Profil kaydırma faktörleri toplamının pinyon ve çarka paylaşılması (Hız düşürücü mekanizmalar için $i > 1$);

c) Profil kaydırma faktörleri toplamının pinyon ve çarka paylaşılması (Hız büyütücü mekanizmalar için $i < 1$).

$$E_2 = 0,5 \cdot 113 \left\{ \left[\left(\frac{1951,308}{1710,20} \right)^2 - 1 \right] - \operatorname{tg} 20,68 \right\} / \pi$$

$$E_2 = 0,5 \cdot 113 \left\{ 0,4145 - 0,3775 \right\} / \pi$$

$$\| E_2 = 0,66$$

6.13 - Profil kavrama oranı

$$E_\alpha = E_1 + E_2 = 0,5 \cdot Z_1 \left\{ \left[(d_{a1}/d_{b1})^2 - 1 \right]^{1/2} + U \left[(d_{a2}/d_{b2})^2 - 1 \right]^{1/2} - \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{wt} [U+1] \right\} / \pi \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$E_\alpha = 0,95 + 0,66$$

$$\| E_\alpha = 1,61$$

Eşdeğer profil kavrama oranı ;

$$E_{\alpha n} = E_\alpha / \cos^2 \beta_b \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$E_{\alpha n} = 1,61 / (\cos 6,6)^2$$

$$\| E_{\alpha n} = 1,63$$

6.14 - Adım kavrama oranı

$$E_\beta = b \cdot \operatorname{tg} \beta / p_t = b \cdot \sin \beta / (m_n \cdot \pi) \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$E_\beta = \frac{480 \cdot \sin 7}{16 \cdot \pi}$$

$$\| E_\beta = 1,16$$

6.15 - Toplam kavrama oranı

$$E_\gamma = E_\alpha + E_\beta \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

$$E_\gamma = 1,61 + 1,16$$

$$\| E_\gamma = 2,77$$

Bulunan E_β ve E_γ değerleri, çevre hızının hesaplanmasından sonra ayrıca kontrol edilecektir.

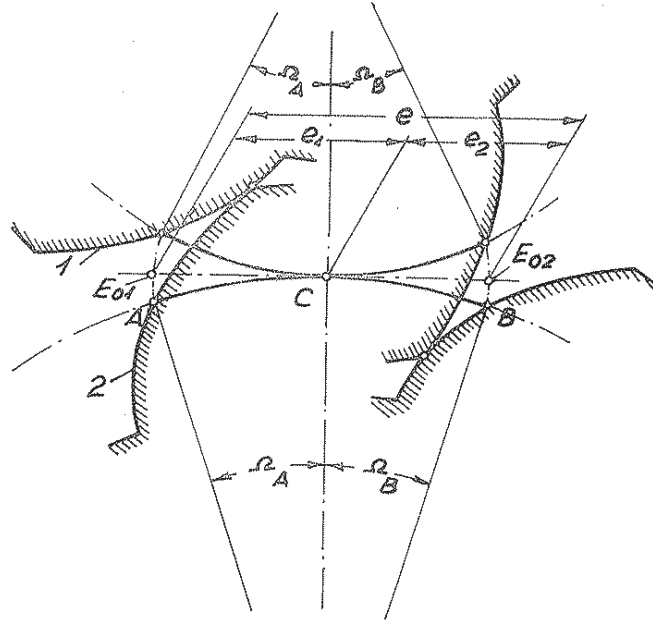
Not . Kavrama oranı [L.3]:

Silindirik dişlilerde, her hangi iki diş arasındaki temasın başlangıcından sona ermesine kadar geçen zaman içinde, bu dişlerden birisinin yuvarlanma silindiri üzerinde ölçülen dönme miktarına kavrama süresi denilirse;

$\frac{\text{Kavrama süresi}}{\text{Alın taksimatı}} = \text{Kavrama oranı } (\epsilon)$ adını alır. Bu oran daima

1 den büyük olmalıdır. 1 den küçük olursa bir dişin teması bittikten biraz sonra müteakip diş teması başlayacak, bu ise darbeli geçme, gürültülü bir çalışma doğuracaktır.

Düz dişlide temas bütün genişlik boyunca bir anda başlayıp sona erdiğinden kavrama oranı sadece alın profilleri arasındaki kavrama süresi ile tarif edilebilir (Şekil 6.2). Düz dişlilerde kavrama oranı değeri diş sayılarına ve çevrim oranına bağlı olarak normal mekanizmalarda 1,25... 1,50 arasında değişir (Alt sınır $\epsilon_{min} = 1,08$).

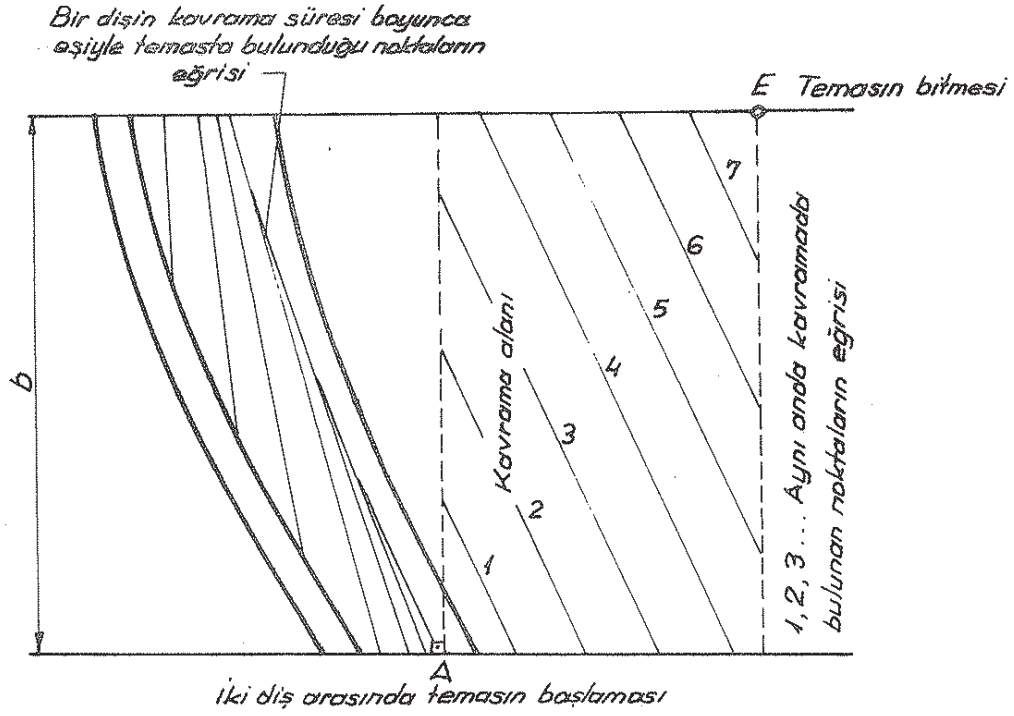


Şekil 6.2- Alın kesitindeki profil kavrama süresi \widehat{AB} (E_{01}, E_{02} noktaları her iki dişli çarka ait referans profillerinin orta doğrularındaki noktalarıdır ve $\widehat{AB} = \overline{E_{01}E_{02}} = e$ olup, orta doğrunun bu $\overline{E_{01}E_{02}}$ kısmına kavrama uzunluğu adı verilir).

Helisel dişlilerde bir dişe ait iki alın profilinden biri diğerine nazaran izafi olarak taksimat dairesi üzerinde ölçülen helis adımı H kadar dönmüştür (Şekil 6.3). Bu nedenle bu iki alın profilinden birinin eşiyle bir noktada temasa başlamasından itibaren diğer profilin eşiyle temasa başlayabilmesi için taksimat silindirisinin H kadar dönmesi gerekir. Bundan sonra eş iki diş arasındaki temas alın kesitindeki profil kavrama süresi kadar devam edecektir. Şu halde helisel dişlilerde düz dişlilere nazaran alın kesitindeki profil kavrama süresine ilave olarak H ile belirli bir kavrama süresi artışı vardır. Böylece toplam kavrama oranı :

$$\epsilon_g = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta \quad (\text{Cetvel 2-1})$$

şeklinde ifade edilir.



Şekil 6.4- Helisel dişin kavrama şekli.

Kavrama yüzeyi (alanı) $[L \cdot 2]$:

Helisel dişli çarklar dönerken diş yüzeyleri sabit bir kavrama yüzeyinden geçerler (Şekil 6.3). Bu yüzey, evolvent dişlilerde birlikte çalışan iki çarkın temel dairelerinin silindirlere ortak teğettir ve (eğer diş dibi kesilmesi yoksa) iki diş başı silindiri tarafından sınırlanır. İki dişlinin herhangi bir durumundaki temas çizgisi (B-çizgileri) diş yüzeylerinin o andaki kavrama yüzeyi ile alan kesitidir. B çizgileri, helisel dişlilerde birer eğik doğru olup diş yüzey doğrularına (diş yüzeylerinin taksimat dairesi silindiri ile kesitleri) de eğiktir.

6.16- Diş başı daraltılması

Dişlilerin daha sessiz bir şekilde çalışması ve daha yüksek bir yük taşıma kabiliyetine sahip olması için profil ve genişlik düzeltmeleri yapılır. Kavramaya girme sırasında darbeleri, şekil değiştirmeleri, kavramadan çıkma sırasında temas yüzeyinin küçülmesini önlemek amacıyla diş profilinin baş ve taban kısımları veya yalnız baş kısmı (diş başı daraltılması) düzeltilir (Şekil 11.4 ve Şekil 11.10). Diş başının takriben dişin elastik deformasyonuna eşit miktarda geri alınması (yükün büyüklüğüne bağlı olarak) ile gürültü azaltılabilir.

$$\|Ca1 = Ca2 = 0 \mu m \quad (\text{Kabül})$$

6.17- Kavrama taksimatı

Kavrama doğrusunun taksimatı (kavrama taksimatı) temel dairesi üzerindeki taksimata (temel dairesi taksimatı) eşittir (Şekil E2.20).

$$Pet = Pbt = Pt \cdot \cos \alpha_t \quad (\text{Çetvel 2.1})$$

Diğer taraftan, alın kesitinde taksimat dairesi üzerindeki adım;

$$P_t = m_t \cdot \pi = m_n \cdot \pi / \cos \beta \quad (\text{Çelvel 2-1})$$

$$P_t = 16 \cdot \pi / \cos 7$$

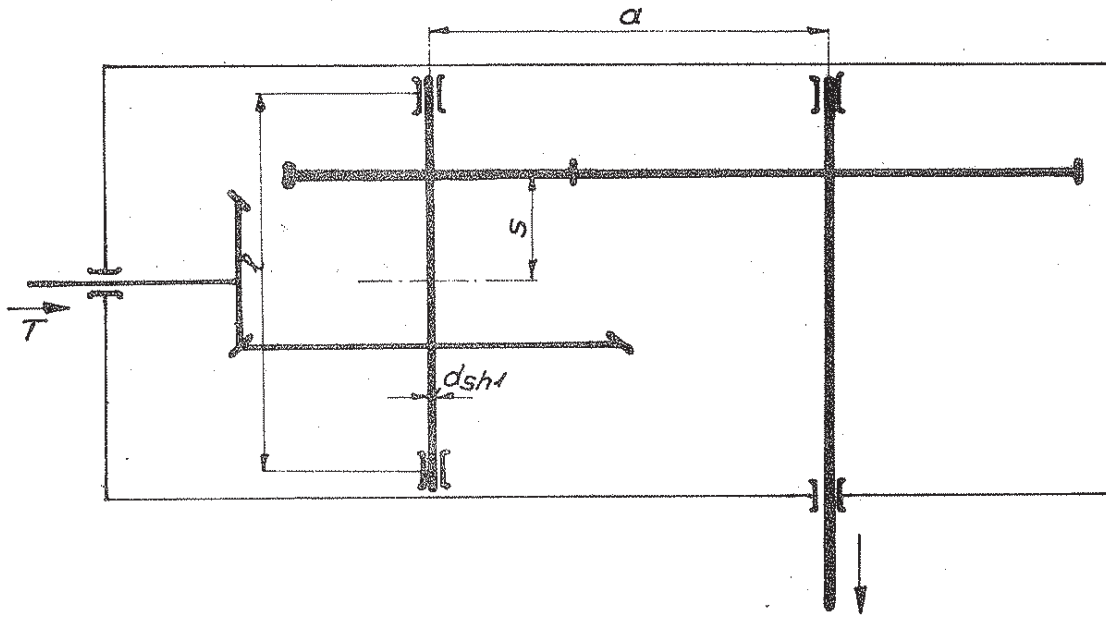
$$\| P_t = 50,64 \text{ mm.}$$

$$P_{et} = 50,64 \cdot \cos 20,14$$

$$\| P_{et} = 47,6 \text{ mm.}$$

7- Mekanizmada, bazı konstrüktif büyüklükler

- Yataklama : Rulmanlı yataklarla iki taraflı yataklanmış (Şekil 7-1)
- Yatak açıklığı : $l = 1125 \text{ mm}$, $s = 170 \text{ mm}$. (Şema 7-1)
- Pinyon mili çapı : $d_{sh1} = 370 \text{ mm}$. (Şema 7-1)
- Çark gövdesi-konstrüksiyon boyutları : Şekil B-8 : $h_R / d_2 = -$;
Şekil B-2 : $s_R / m_n = -$; $b_S / b = 1$
- Kullanılan yağ ve yağlama şekli : Esso Spartan EP3 ;
ISO VG : $\nu_{40} = 220 \text{ mm}^2/\text{sn}$;
Yağunluk : $\rho = 0,9 \text{ kg}/\text{dm}^3$;
FZG-kuvvet kademesi : 12 ;
Dalma yağlama ; karterdeki yağ sıcaklığı $\nu_{yağ} = 80^\circ\text{C}$
- İlave bir yağ soğutma düzeni : Yok



Şema 7.1

Not 1. Pinyon çapı için mil çapının belirleyici olup olmayacağını yaklaşık olarak kontrolü :

Genel olarak pinyon milinde, taban dairesi çapı mil çapından daha büyük olmalıdır (veya $d_1 \geq d_{mil} + 3 \cdot m$). Özel hallerde pinyon ve mil tek parça (yekpare) olarak imâl edilebilir (pinyon mili) Şekil E3-34. Bu arada, muhtemel bir kritik eğilmeye müsaade edilmeyecek şekilde yatak çaplarına da dikkat edilmelidir.

Mil çapı :

$$d_{sh} = 1,72 \sqrt[3]{\frac{T_{max}}{\tau_{tem}}} \quad \begin{array}{c|c|c} d_{sh} & T_{max} & \tau_{tem} \\ \hline \text{mm} & \text{Nmm} & \text{N/mm}^2 \end{array} \quad (7/1)$$

ile hesaplanır.

T_{max} . — Maksimum moment (örneğin, kalkınma momenti veya ilk hareket momenti)

τ_{tem} . — Burulma emniyet gerilmesi (Cetvel 7.1)

Şekillendirme için, yalnız burulmanın göz önüne alınması, buna karşılık denklemlerde burulma emniyet gerilmesi τ_{tem} in düşük alınarak konulması yeterlidir. Buradan geçici olarak d_1 sınır değeri elde edilir. Daha kesin bir hesap yapılmak isteniyorsa, hesaplanacak kesitteki burulma ve eğilme momentlerinden eşdeğer moment bulunur ve bir eğilme emniyet gerilmesi alınarak buradan gerekli mil çapı hesaplanır. Mevcut veya düşünülen bir mil çapı için ters yoldan gidilerek de burulma ve eğilme gerilmesi hesaplanabilir ve buradan hesaplanan eşdeğer gerilmenin, emniyet gerilmesinden küçük olup olmadığı kontrol edilebilir (Daha geniş bilgi için kısım 12 ye bakınız).

d_{sh}	mm	Malzeme	< 16	16...40	40...63	63...100	> 100
τ_{tem}	N/mm ²	Mesela; St 50, C 45	10	16	25	32	32
		Mesela; 34CrMo4, 42CrMo4 Sementasyon çelikleri					40

Cetvel 7.1 — Burulma emniyet gerilmesi τ_{tem} in kabul edilebilir değerleri.

Not 2 - d_{sh} bilinmiyor ise ilk yaklaşımla ;

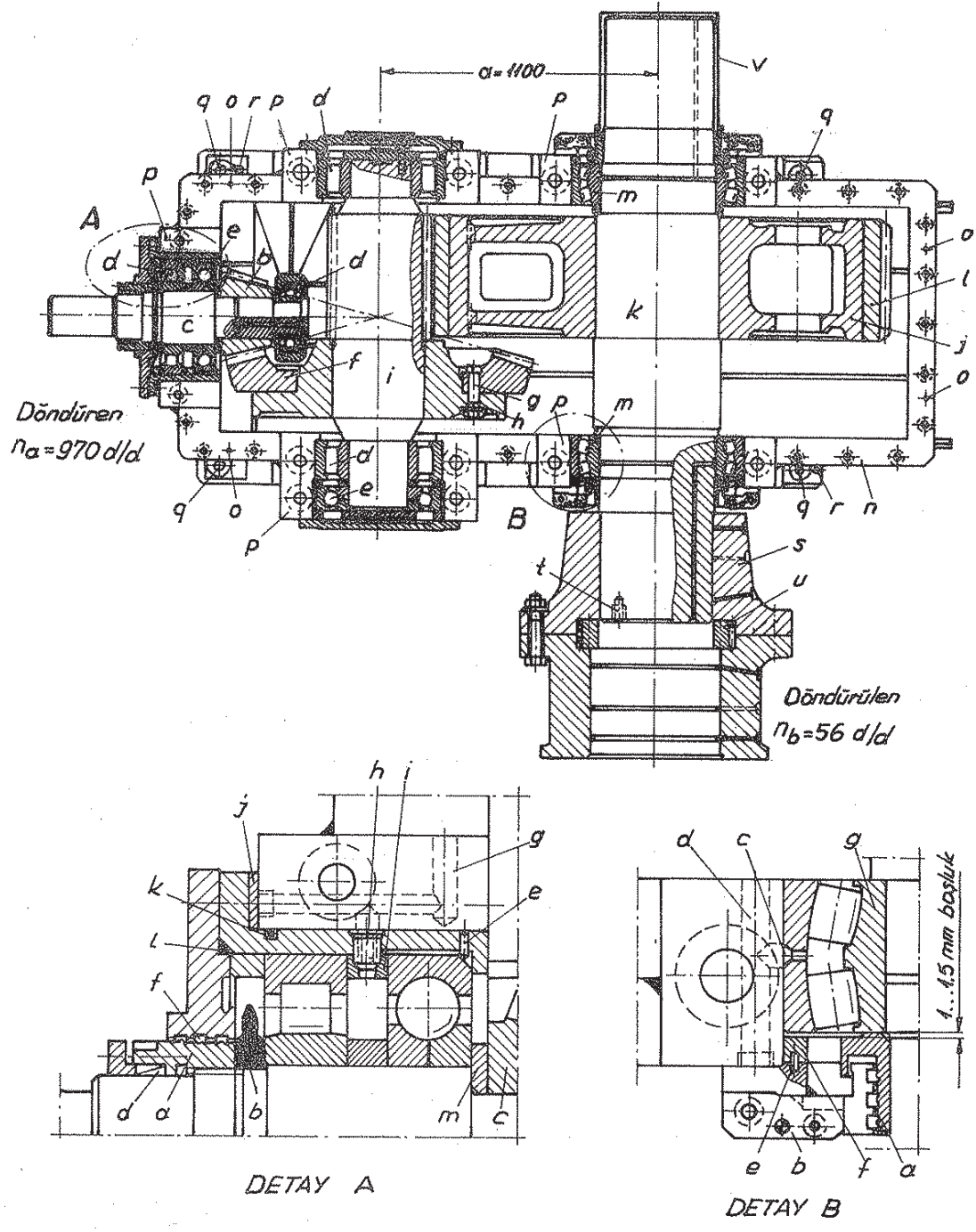
• Sıkı geçme veya dövülmüş pinyonda :

$$d_1 / d_{sh} = 1,25,$$

• Milde frezelenmiş pinyonda (pinyon ve mil tek parça -yekpare-) :

$$d_1 / d_{sh} = 1$$

alınabilir (Seçilen : $d_{sh1} = 370 \text{ mm}$).



Şekil 7.1 - Linyit açık işletmesinde kullanılan bantlı bir konveyörün tahrik mekanizmasına ait kesit resmi. P=1500 kW, solda veya sağda kullanılabilir, dolma yağlamalı (yağ toplayıcı kanal ve yağ sıyırıcı sac mevcut).

- b) Konik pinyon (eğrisel dişli, sementasyonla sertleştirilmiş ve leplenmiş) basınçlı yağ metodu ile tahrik mili (c) ucuna sıkı geçme olarak monte edilmiş
- c) Tahrik mili
- d) Radyal yataklık
- e) Dört nokta yatağı (eksenel yükler için)

- f) Konik dişli çark çemberi (gaz ile nitrirlenmiş)
- g) Geçme civata
- h) Konik dişli çark göbeği (dişli mile sıkı geçme olarak takılmış)
- i) Dişli mil (sementasyonla sertleştirilmiş ve taşlanmış)
- j) Helisel dişli çark göbeği (GGG50, 8 kollu) çıkış mili (k) üstüne sıkı geçme olarak takılmış
- k) Çıkış mili
- l) Dişli çember (istlah edilmiş) helisel dişli göbeğine sıkı geçme olarak takılmış
- m) Dynak makaralı yatak
- n) Ara ekleme flânsı
- a) Üst ve alt gövde için merkezleme pimi (4 adet)
- p) Yatak oturma parçası
- q) Taban civata deliği
- r) Taban merkezleme pimi
- s) Göbek (basınçlı yağ metodu ile çıkış mili ucuna sıkı geçme olarak takılmış)
- t) Baskı civatası deliği
- u) Döndürme momentini ileten dişli çember
- v) Koruyucu kovan

Detay A : Yataklama ve sızdırmazlık

- a) Mil somunu
- b) Yağ sıçratma diski
- c) Pinyon
- d) Bilezik yay - gerilme elemanı - (α parçasının emniyeti için)
- e) Eksenel yatağın dış bileziğinin dönmemesi için emniyet pimi
- f) Labirent sızdırmazlık (tozlu ortamlarda gresörtük ile gres doldurulur)
- g) Yağ girişi
- h) i bileziğinin dönmemesi için emniyet düzeni
- j) Alistırılmış pul (yük taşıma şeklinin ayarlanması için)
- k, l) Sızdırmazlık elemanı (O-Ring)
- m) C parçasının gerekli eksenel itme yolu için alistırılmış pres geçme, bir ara bilezik

Detay B : Yatağın yağlanması ve sızdırmazlık

- a) Sıkı geçme, labirentli sızdırmazlık bileziği (tozlu ortamlarda gresörtük ile gres doldurulur)
- b) Yatak kapağı (yatak kontrolü için)
- c) Çevresel yağ kanalı
- d) Yağ kanalı (yukardaki yağ ceplerinden gelen yağlar için)
- e) Pim (alistırılmış ara bilezik f nin dönmemesi için)
- g) Dynak makaralı yatak

8- Genel hesap büyüklükleri

8.1- Çevre hızı

$$v_t = \frac{d_1 \cdot n_1}{19100} \quad (8/1)$$

$$v_t = \frac{370,76 \cdot 275,2}{19100}$$

$$\| v_t = 5,34 \text{ m/sn.}$$

Kontrollar:

a) Dişli kalitesi;

Seçilen: DIN-Dişli kalitesi 6. $v_t = 5,34 \text{ m/sn}$ hız için uygun

(Şekil 5.2).

b) Kavrama oranları;

$v_t \approx 20 \text{ m/sn}$ ye kadar:

• Adım kavrama oranı $E_\beta > 1,0$ (0,9),

• Toplam kavrama oranı $E_\gamma = E_\alpha + E_\beta \geq 2,2$ olmalıdır.

Hesaplanan değerler:

$$E_\beta = 1,16 \text{ uygun.}$$

$$E_\gamma = 2,77 \text{ uygun.}$$

$v_t \approx 40 \text{ m/sn}$ nin üzerinde:

• Adım kavrama oranı $E_\beta > 1,2$

• Toplam kavrama oranı $E_\gamma > 2,6$ olmalıdır.

Karakteristik hız;

$$\frac{v_t \cdot z_1}{100} \left[\frac{u^2}{(1+u^2)} \right]^{1/2} \quad (8/2)$$

$$= \frac{5,34 \cdot 23}{100} \left[\frac{(4,91)^2}{1+(4,91)^2} \right]^{1/2}$$

$$\| \frac{v_t \cdot z_1}{100} \left[\frac{u^2}{(1+u^2)} \right]^{1/2} = 1,2$$

8.2- Nominal - çevre kuvveti (taksimat dairesinde)

$$F_t = 19,1 \cdot 10^6 \cdot P / (n_1 \cdot d_1) \quad (8/3)$$

veya

$$F_t = 2000 T_1 / d_1 \quad (8/4)$$

$$F_t = 2000 \cdot 52048 / 370,76$$

$$\| F_t = 280764 \text{ N}$$

8.3 - Nominal - çizgisel yük

"Birim diş genişliğine düşen (N/mm) nominal yük veya diş genişliğinin her mm sine etki eden çevre kuvveti" olarak tarif edilebilir.

$$\frac{F_t}{b} = \frac{280764}{480} \quad (8/5)$$

$$\| F_t/b = 585 \text{ N/mm.}$$

Not - $b_1 \neq b_2$ olması halinde :

- Diş yüzey zorlanması için, daha küçük olan değer alınır;
- Diş taban zorlanması için, her iki taraftan 1 m ye kadar taşan kısımlar taşıyıcı olarak kabul edilir.

8.4 - K^* , U - Faktörleri

Hertz basıncı için kullanılan basitleştirilmiş bir ifade; K^* faktörü:

$$K^* = \frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{U+1}{U} \quad (\text{Eşitlik 5/3})$$

$$K^* = \frac{280764}{480 \cdot 370,76} \cdot \frac{4,91+1}{4,91}$$

$$\| K^* = 1,9 \text{ N/mm}^2$$

Diş taban zorlanması için kullanılan basitleştirilmiş bir ifade; U- faktörü:

$$U = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \quad (\text{Eşitlik 5/6})$$

$$U = \frac{280764}{480 \cdot 16}$$

$$\| U = 35,6 \text{ N/mm}^2$$

(Çarkların ilk yaklaşımla boyutlandırılmasında Cetvel E1.4 den; $K^* = 2 \text{ N/mm}^2$, $U = 40 \text{ N/mm}^2$ seçilmişti).

$b_1 \neq b_2$ olması halinde, kısım 8.3 deki not geçerlidir.

8.5 - Eğrilik yarı çapları (alın kesitinde)

(Pitting - ve taban taşıma kabiliyeti için gerekli değildir).

- Kavramanın başlangıcında:

$$\rho_{A2} = 0,5 Z_2 / |Z_2| \cdot (d_{a2}^2 - d_{b2}^2)^{1/2} \quad (8/6)$$

$Z_2 / |Z_2|$ Faktörü, iç dişlilerde ön işaret için kullanılır.

$$\rho_{A2} = 0,5 [(1851,308)^2 - (1710,20)^2]^{1/2}$$

$$\| \rho_{A2} = 354,46 \text{ mm.}$$

$$P_{A1} = \alpha \cdot \sin \alpha_{wt} - P_{A2} \quad (8/7)$$

$$P_{A1} = 1100 \cdot \sin 20,68 - 354,46$$

$$\| P_{A1} = 34 \text{ mm.}$$

• Yuvarlanma noktasında :

$$P_C = 0,5 \cdot d_{b1} \cdot \tan \alpha_{wt} \cdot U / (U+1) \quad (8/8)$$

$$P_C = 0,5 \cdot 348,10 \cdot \tan 20,68 \cdot 4,91 / (4,91+1)$$

$$\| P_C = 54,6 \text{ mm.}$$

• Kavramanın sonunda :

$$P_{E1} = 0,5 \cdot (d_{a1}^2 - d_{b1}^2)^{1/2} \quad (8/9)$$

$$P_{E1} = 0,5 \cdot [(412,77)^2 - (348,10)^2]^{1/2}$$

$$\| P_{E1} = 110,9 \text{ mm.}$$

$$P_{E2} = \alpha \cdot \sin \alpha_{wt} - P_{E1} \quad (8/10)$$

$$P_{E2} = 1100 \cdot \sin 20,68 - 110,9$$

$$\| P_{E2} = 277,6 \text{ mm.}$$

8.6 - Dişin yaylanma rijitliği

Dişin yay sabitesi (veya yaylanma rijitliği), 1 mm ye etki eden ve 1 μm diş eğilmesi meydana getiren bir kuvvet olarak tanımlenebilir. (DIN 3990 Teil 1 [L.35] den : Dişin yaylanma rijitliği, alın kesitindeki diş normal kuvveti olarak tarif edilir ki, bu kuvvet; aynı anda bir veya daha çok diş çiftinin kavrama durumunda bulunduğu hatasız dişlide, 1 mm diş genişliğine etki eden ve alın kesitindeki diş evolventini normal 1 μm şekil değiştiren kuvvettir).

a) Kısaltılmış hesap metodu :

Dolu gövdeli çarklar ve dişli çemberi rijit olan çarklar, 20° standart referans profilli düz ve helisel dişliler ($\beta = 30^\circ$ ye kadar) için ortalama değer olarak ;

• Tekil - yaylanma rijitliği (alın kesitinde, diş genişliğinin her mm si için bir diş çiftine ait tekil - diş yaylanma rijitliğinin en büyük değeri) :

$$\| C' = 14 \text{ N}/(\text{mm } \mu\text{m}) \quad (8/11)$$

• Kavrama - yaylanma rijitliği (alın kesitinde, diş genişliğinin her mm si için toplam - diş yaylanma rijitliğinin ortalama değeri) :

$$\| C_{\Sigma} = 20 \text{ N}/(\text{mm } \mu\text{m}) \quad (8/12)$$

alınabilir.

C' ; dinamik faktör K_V nin,

C_{Σ} ; dinamik faktör K_V , genişlik faktörleri $K_{H\beta}$, $K_{B\beta}$, $K_{F\beta}$ hem de alın faktörleri $K_{H\alpha}$, $K_{B\alpha}$ ve $K_{F\alpha}$ nin hesaplanmasında kullanılır.

DIN 3990 Teil 1 [L.35] den C metoduna göre :

- Dış - ve iç alın dişli çarklar
- Referans profili DIN 867 veya ISO 53-1974'e göre
- Düz - ve helisel alın dişli çarklar ($\beta \leq 30^\circ$)
- Profil kavrama oranı $1,2 < \epsilon_\alpha < 1,9$
- Malzeme çifti : Çelik / Çelik
- Dolu gövdeli çarklar
- Herhangi bir mil-göbek bağlantısı
- Çizgisel yük : $F_t / b \cdot K_A \geq 100 \text{ N/mm}$

için ;

Tekil-yaylanma rijitliği $c' = 14 \text{ N}/(\text{mm } \mu\text{m})$

Kavrama-yaylanma rijitliği $c_\gamma = 20 \text{ N}/(\text{mm } \mu\text{m})$

alınır ancak ;

- $\beta = 30^\circ \dots 45^\circ$ için c' ve c_γ değerleri ; 8/11 ve 8/12 eşitliklerine göre daha küçüktür (% 20 den % 50 ye kadar)

- Çark gövdesinin diğer şekilleri için , 8/13 c bağıntısı geçerlidir

- Dişlinin diğer referans profilleri için , 8/13 e " "

- Diğer malzeme çiftleri için , 8/13 f ve 8/13 g bağıntıları geçerlidir.

b) Direkt hesap metodu [L.35] :

• Tekil-yaylanma rijitliği ;

Alın dişli çarklar için ,

$$c' = c'_{th} \cdot C_M \cdot C_R \cdot C_B \cdot \cos \beta \quad (8/13)$$

bağıntısı geçerlidir.

c'_{th} - Teorik tekil yaylanma rijitliği (Şekil B.1)

c'_{th} ; dolu gövdeli çarklar , düz dişliler ve verilmiş referans profili için geçerlidir. Helisel alın dişli çarklar için ise , düz dişli eşdeğer alın çarkının (normal kesitte) c'_{th} teorik yaylanma rijitliği esas alınır.

C_M - Düzeltme faktörü

Ölçme sonuçları (Winter, H.; Podlesnik, B.-ye göre) ile hesap sonuçları (Weber, C.; Bonaschek, K.-ya göre) arasındaki farkı göz önüne alan bir faktördür.

Dolu gövdeli çarklar için ,

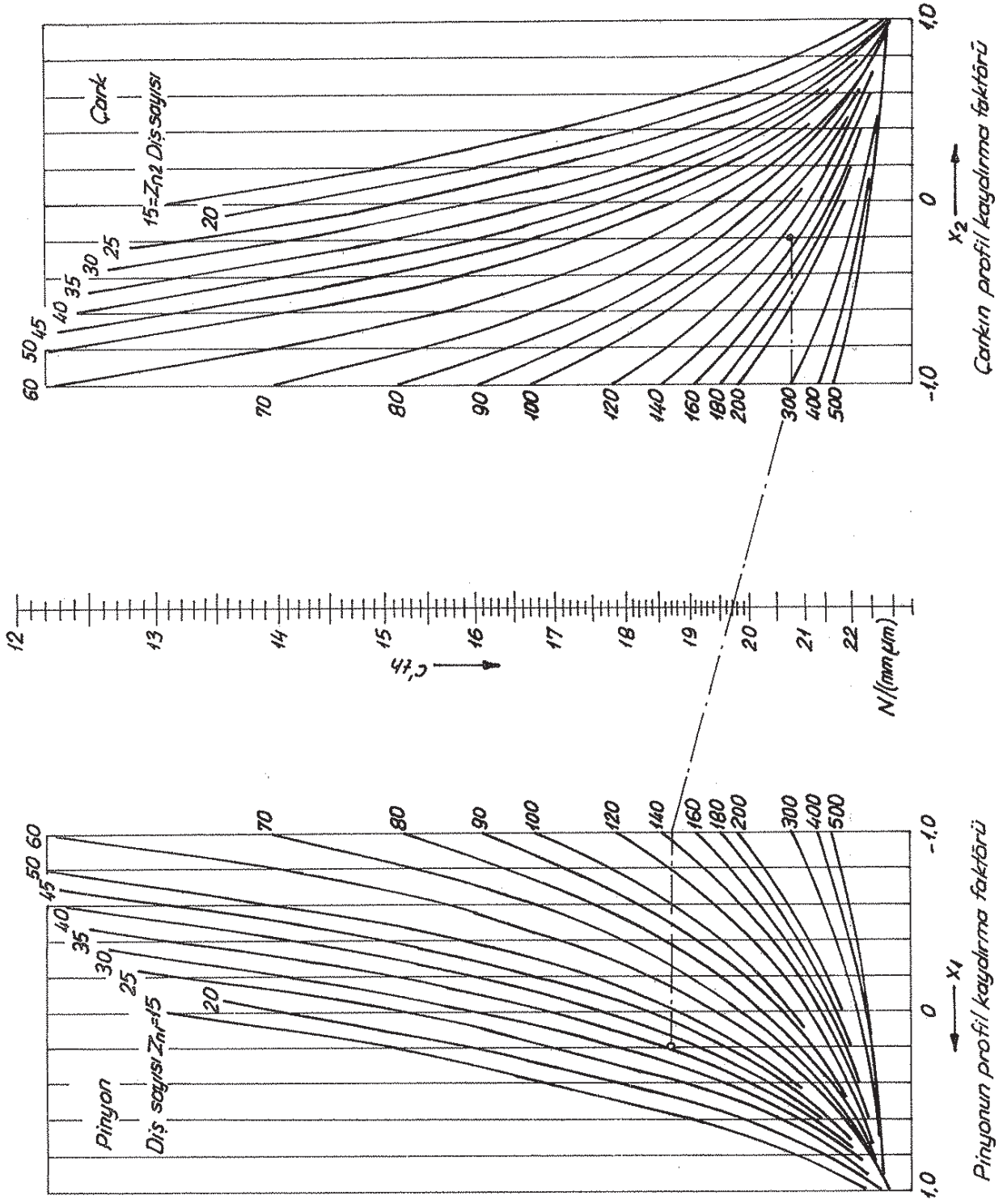
$$C_M = 0,8 \quad (8/13a)$$

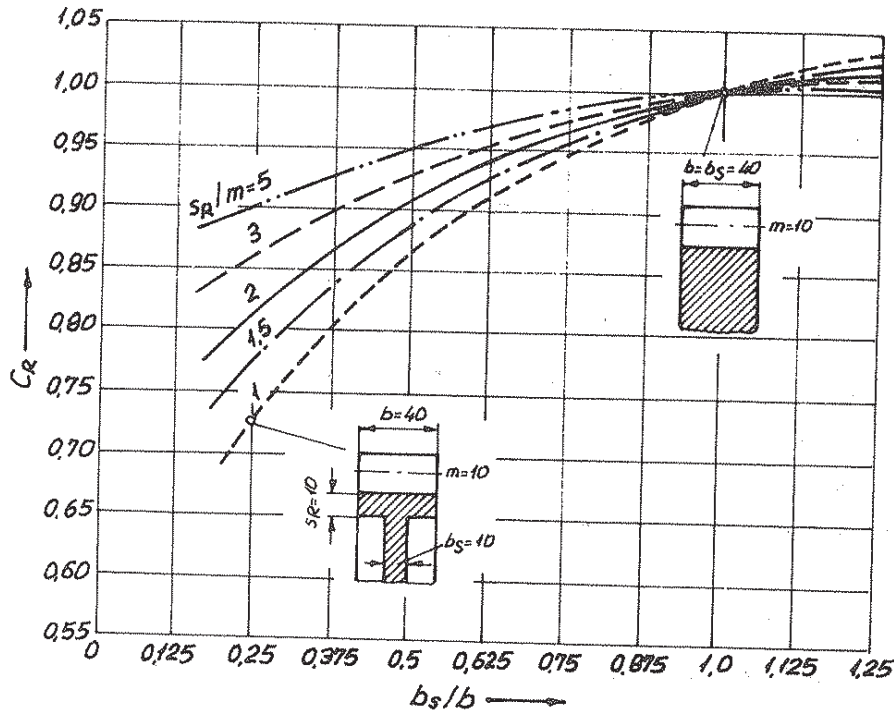
alınarak hesap yapılabilir.

C_R - Çark gövdesi form faktörü (Şekil B.2)

Dişli çemberin ve disks gövdesinin esnekliği bu faktör ile göz önüne alınır.

Burada verilmiş olan C_R değerleri , karşı çarkların da çark gövdelerinin eşit ve





Şekil B.2 - Çark gövdesi form faktörü C_R için ortalama değerler (karşı çarkların da eşit veya daha rijit çark gövdesi formuna sahip olmaları halinde). Çark gövdesinin tekil yaylanma rijitliği üzerindeki etkisi: $c' = 0,8 \cdot C_R \cdot c'_{th} \cdot \cos \beta$ dir. Disk gövdeli çarklarda dış yaylanma rijitliğinin dış genişliği boyunca dağılımı Şekil B.3 c de verilmiştir. Ayrıca helisel dişli için tekil yaylanma rijitliği şematik olarak Şekil B.4 de gösterilmiştir

Şekil B.1 - $\alpha_0 = 20^\circ$ ve $h_{a0} = 1,25 \cdot m_n$ olan standart-referans profilli düz alın dişli çarklar için teorik tekil yaylanma rijitliği c'_{th} .

Diğer referans profilleri için :

- Takımın dış başı yüksekliği $0,1 \cdot m_n$ civarında artarsa, c'_{th} de yaklaşık olarak %5 civarında azalır.
- Kavrama açısı $2,5^\circ$ civarında büyürse, c'_{th} de %5 civarında artar.

Gerçek tekil yaylanma rijitliği $c' = 0,8 \cdot C_R \cdot c'_{th}$ olup buradaki 0,8 faktörü, alıştırmış dolu gövdeli çarklarda yapılan ölçmelerin ortalama bir değeridir (Eşitlik B/13 a). C_R , Şekil B.2 ve Eşitlik B/13 c de verilmiştir. Helisel alın dişli çarklarda $c' \cong 0,8 \cdot C_R \cdot c'_{th} \cdot \cos \beta$ dir. Z_n - Normal kesitte eş değer diş sayısı = $Z / (\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta) \cong Z / \cos^3 \beta \cdot c'$ değeri :

- 1) Çelik/Çelik malzeme çifti ;
- 2) Çizgisel yük : $F_t / b \cong 300 \text{ N/mm}$ veya yeter doğrulukta $100 \text{ N/mm} < F_t / b < 1600 \text{ N/mm}$ için geçerlidir.
- 3) Diğer malzeme çiftleri için : $c' = c'_{st} / \xi$ bağıntısı kullanılır.
 $\xi = 2 E_1 E_2 / [E_{çelik} (E_1 + E_2)]$; St/GG için $\xi = 0,71$, GG/GG için $\xi = 0,55$ alınır.

ya daha büyük rijitlikte almaları halinde ortalama değer olarak kullanılabilir.

Dolu gövdeli çarklar için,

$$C_R = 1$$

(8/13b)

dir.

C_R , aşağıdaki formülle de hesaplanabilir

$$C_R = 1 + \frac{L_n(b_s/b)}{5 \cdot e^{S_R/(5 \cdot mn)}} \quad (8/13c)$$

sınır şartları: $b_s/b < 0,2$ için $b_s/b = 0,2$
 $b_s/b > 1,2$ için $b_s/b = 1,2$
 $S_R/mn < 1$ için $S_R/mn = 1,0$ } alınır.

b_s - Disk kalınlığı

C_B - Referans profil faktörü

Referans profilinin standart-referans profili karşısındaki hatası bu faktör ile göz önüne alınır.

$$C_{BD} = [1 + 0,5(1,25 - h_{fp}/mn)] [1 - 0,02(20^\circ - \alpha_{pn})] \quad (8/13d)$$

$\alpha_{pn} = 20^\circ$, $h_{ap} = mn$, $h_{fp} = 1,25 \cdot mn$ ve $S_{fp} = 0,25 \cdot mn$ olan standart referans profilli dişliler için $C_{BD} = 1$ dir.

veya,

$$C_{BS} = [1 + 0,5(1,2 - h_{fp}/mn)] [1 - 0,02(20^\circ - \alpha_{pn})] \quad (8/13e)$$

$\alpha_{pn} = 20^\circ$, $h_{ap} = mn$, $h_{fp} = 1,2 \cdot mn$ ve $S_{fp} = 0,2 \cdot mn$ olan standart referans profilli dişliler için $C_{BS} = 1$ dir.

h_{fp} - Alın çark - referans profilinin taban yüksekliği

h_{ap} - Alın çark - referans profilinin baş yüksekliği

S_{fp} - Alın çark - referans profilinde taban yuvarlaklık yarı çapı

α_{pn} - Alın çark - referans profilinin profil açısı (normal kesitte)

Not. 1) Çelik / Çelik den farklı malzeme çiftleri için c' ;

$$c' = C'_{st/st} \cdot \xi, \quad \xi = \frac{E}{E_{çelik}} \quad (8/13f)$$

bağıntısı ile hesaplanabilir. Burada;

$$E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \quad (8/13g)$$

dir. Çelik / Dökme demir için $\xi = 0,74$, Dökme demir / Dökme demir için $\xi = 0,59$ alınır.

2) $F_t/b \cdot K_A < 100$ N/mm olması halinde c' ;

$$c' = c'_{th} \cdot C_M \cdot C_R \cdot C_B \cdot \cos \beta \cdot (F_t/b \cdot K_A) / 100 \quad (8/13h)$$

denkleminde hesaplanır.

• Kavrama - yaylanma rijitliği;

Düz alın dişli çarklar ($\epsilon_\alpha \geq 1,2$) ve helisel alın dişli çarklar ($\beta \leq 45^\circ$) için,

$$c_y = c'(0,75 \cdot \epsilon_\alpha + 0,25) \quad (8/14)$$

bağıntısı geçerlidir

c' - Tekil yaylanma rijitliği (Eşitlik 8/13)

$E_{\perp} < 1.2$ olan düz alın dişli çarklar için c_{γ} değeri, eşitlik B/14'e göre daha küçüktür (% 10 a kadar).

c' ve c_{γ} değerlerinin hesabı:

• Tekil-yaylanma rijitliği c' ;

$$c' = c'_{th} \cdot C_M \cdot C_R \cdot C_B \cdot \cos \beta \approx 0,8 \cdot C_R \cdot c'_{th} \cdot \cos \beta \quad (\text{Eşitlik B/13})$$

- Çark gövdesi form faktörü C_R ,

$b_s/b = 1$ dolayısıyla

$$\| C_R = 1 \quad (\text{Eşitlik B/13b veya Şekil B-2})$$

- Teorik tekil yaylanma rijitliği c'_{th} ,

$$\left. \begin{array}{l} Z_{n1} = 23,5 \quad Z_{n2} = 115,6 \\ x_1 = 0,913 \quad x_2 = -0,071 \end{array} \right\} \| c'_{th} = 18,1 \text{ N}/(\text{mm} \mu\text{m}) \quad (\text{Şekil B-1})$$

$$c' = 0,8 \cdot C_R \cdot c'_{th} \cdot \cos \beta = 0,8 \cdot 1 \cdot 18,1 \cdot \cos 7^\circ$$

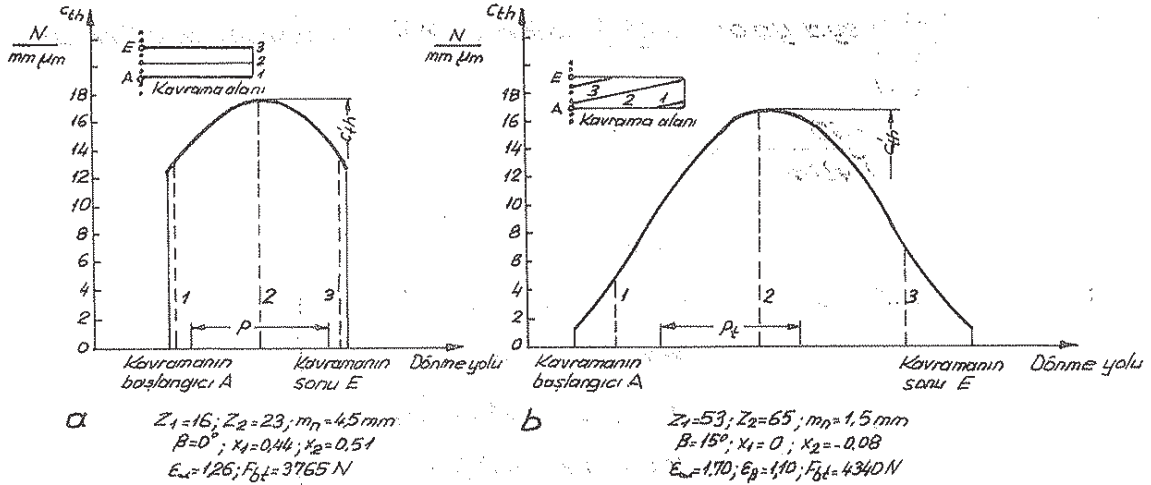
$$\| c' = 14,3 \text{ N}/(\text{mm} \mu\text{m})$$

• Kavrama-yaylanma rijitliği c_{γ} ,

$$c_{\gamma} = c' (0,75 \cdot E_{\perp} + 0,25) \quad (\text{Eşitlik B/14})$$

$$c_{\gamma} = 14,3 (0,75 \cdot 1,61 + 0,25)$$

$$\| c_{\gamma} = 20,9 \text{ N}/(\text{mm} \mu\text{m})$$



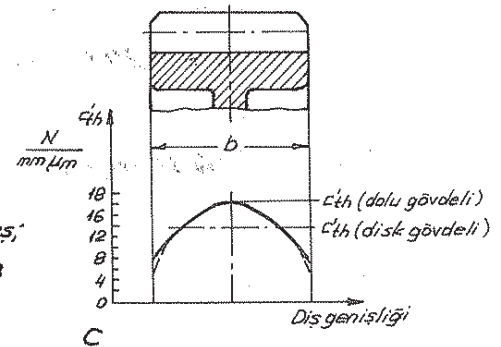
Şekil 8.3 - Bir diş çiftinin yaylanma rijitliği ($a=91,5 \text{ mm}$; $b=20 \text{ mm}$ referans profili DIN 867 ye göre).

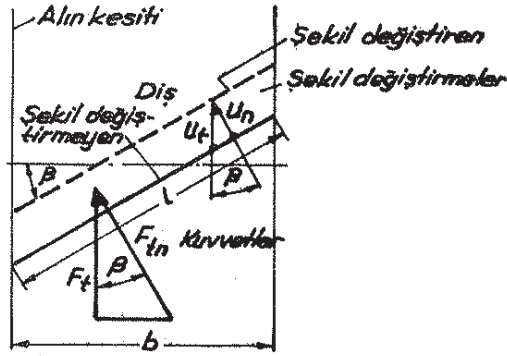
a), b) Dönme yolu üzerine taşınmış.

a) Düz dişli, Weber, C.; Banaschek, K.; Niemann, G. ye göre hesaplanan;

b) Helisel dişli, Schmidt, G. ye göre hesaplanan.

c) Bir disk gövdeli çarkta, diş genişliği üzerine taşınmış;
 $c'_{th}(\text{dolugövdeli}) = C_R \cdot c'_{th}(\text{disk gövdeli})$, Eşitlik B/13 ve Şekil B-2 ile mukayese ediniz; ----- enine genişlemeye bağlı olarak düşme.





Dis rijitliği:

Normal kesitte: $C_{th}(n) = F_{tn} / (U_n l)$

($l = b / \cos \beta$, $U_n = U_t \cos \beta$, $F_{tn} = F_t / \cos \beta$)

Alın kesitinde: $C_{th}(t) = F_t / (U_t b) = C_{th}(n) \cdot \cos \beta$

Şekil 8-4 - Helisel dişlide tekil yaylanma rijitliği

(normal kesitteki eş değer dişli den alın kesitine uygulama).

8.7 - Alışma miktarı (kavrama taksimatı için) y_w

Alışma miktarı y_w , esas alınan etkili kavrama taksimat-hatasını alıştırma-ya bağlı olarak işletme başlangıcından itibaren azalır ve y_w katsayısı aynı zamanda, dişli kalitesinin etkisini de göz önüne alır.

y_w değerleri; Şekil 8.5, 8.5a ve 8.5b den alınabilir (Şekil 8.5a ve 8.5b, Şekil 8.5 in sadece y_w , Şekil 8.5c ve 8.5d ise sadece y_p ile ilgili olan kısımdır) veya aşağıdaki eşitliklerden hesaplanabilir:

• İmalat çeliği (veya yapı çeliği), ışlah çeliği ve küresel grafitli dökme demir (perlitik, beynitik) için;

$$y_w = \frac{160}{\sigma_{Hlim}} \cdot f_{pe} \quad (8/15)$$

$v \leq 5 \text{ m/sn.}$: Sınırsız

$5 \text{ m/sn} < v \leq 10 \text{ m/sn}$: $\max y_w = 12800 / \sigma_{Hlim}$
 $\max f_{pe} = 80 \mu\text{m}$ } (8/15a)

$v > 10 \text{ m/sn.}$: $\max y_w = 6400 / \sigma_{Hlim}$
 $\max f_{pe} = 40 \mu\text{m}$ } (8/15b)

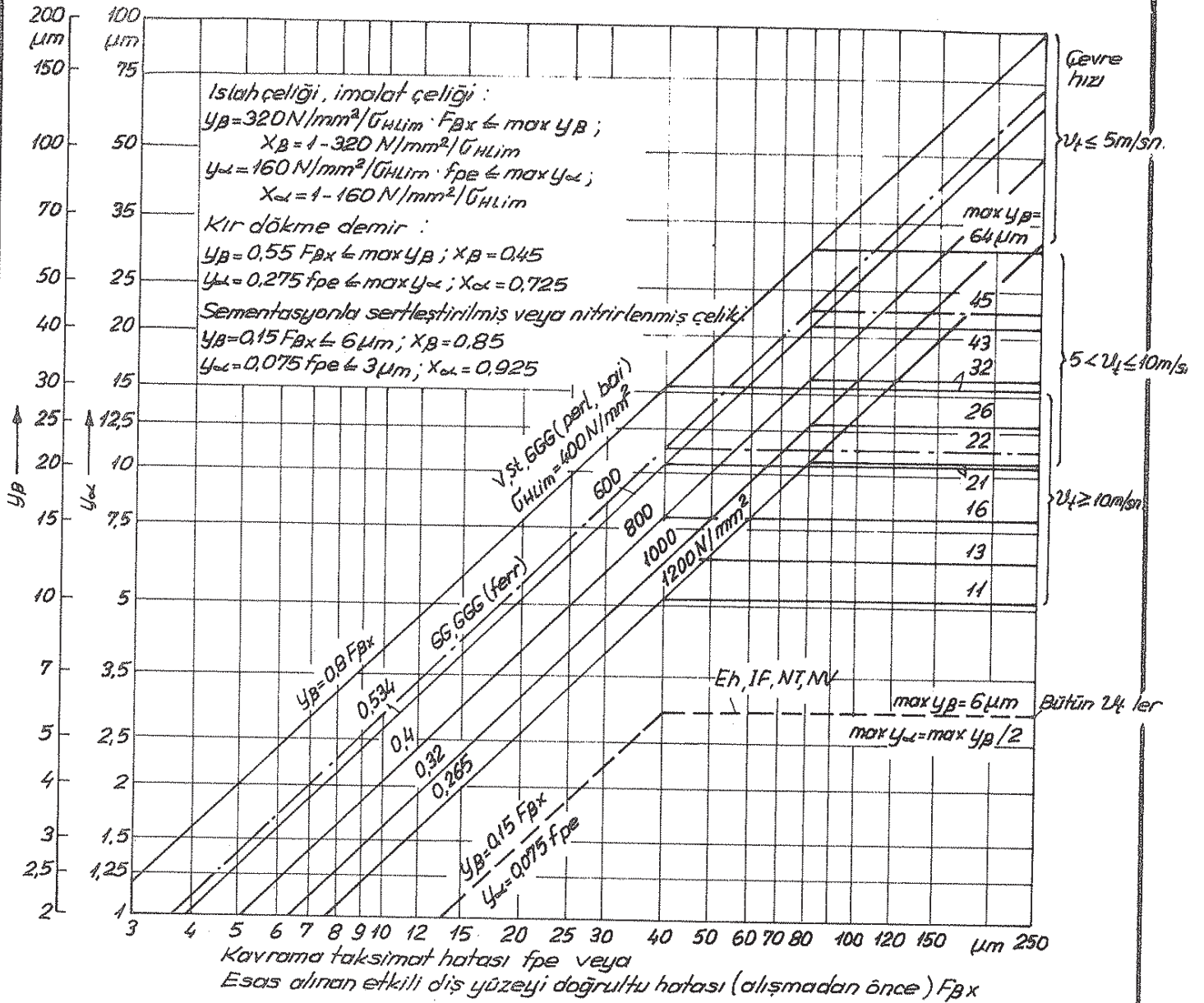
• Dökme demir ve küresel grafitli dökme demir (ferritik) için;

$$y_w = 0.275 \cdot f_{pe} \quad (8/15c)$$

$v \leq 5 \text{ m/sn.}$: Sınırsız

$5 \text{ m/sn} < v \leq 10 \text{ m/sn.}$: $\max y_w = 22 \mu\text{m}$
 $\max f_{pe} = 80 \mu\text{m}$ } (8/15d)

$v > 10 \text{ m/sn.}$: $\max y_w = 11 \mu\text{m}$
 $\max f_{pe} = 40 \mu\text{m}$ } (8/15e)



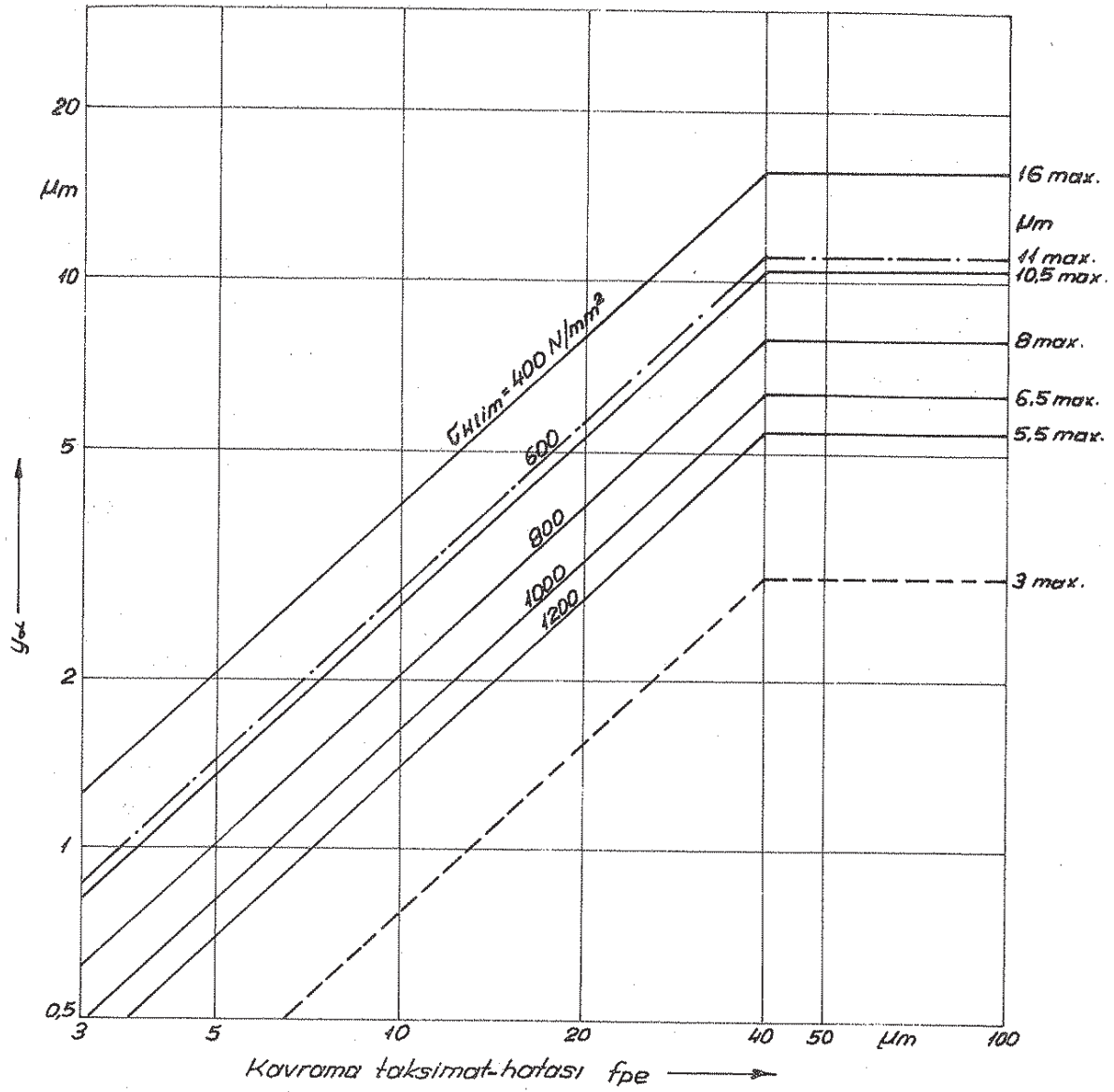
Şekil 8.5 - Aışma miktarları; kavrama taksimatı için y_{α} ve dış yüzey doğrultusu için y_{β} (DIN 3990'a göre. L.35 Teil 1).

Farklı malzeme çiftlerinde, pinyon (endis 1) ve çark (endis 2) olmak üzere: $y_{\alpha} = (y_{\alpha 1} + y_{\alpha 2}) / 2$, $y_{\beta} = (y_{\beta 1} + y_{\beta 2}) / 2$ bağıntıları geçerlidir. f_{pe} , pinyon ve çarkta kavrama taksimat-hatasının (DIN 3961'e göre) en büyük değeri olup ekseriya $f_{pe 2}$ dir. $\max y_{\alpha} = \max y_{\beta} / 2$; $f_{pe} - y_{\alpha} = x_{\alpha} \cdot f_{pe}$, $F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_{\beta} = x_{\beta} \cdot F_{\beta x}$ eşitlikleri ile hesap yapılabilir. x_{α} , x_{β} - Aıştırma faktörleri. Malzeme sembolleri için kısım 1 d ye bakınız.

• Sementasyonla sertleştirilmiş, nitritlenmiş veya nitrokarbürize edilmiş çelik için ;

$$y_{\alpha} = 0,075 \cdot f_{pe}$$

(B/15f)



Şekil 8.5a - Bir dişli çark çiftinin alışma miktarı y_{α} [L. 35 Teil 1].

- İslah çeliği, küresel grafitli dökme demir (perlitik, beynitik)
 - - - - - Dökme demir, küresel grafitli dökme demir (ferritik)
 - Çelik, sementasyonla sertleştirilmiş, nitritlenmiş, yüzey sertleştirilmesi ile sertleştirilmiş veya nitrokarbürize edilmiş; küresel grafitli dökme demir, yüzey sertleştirilmesi ile sertleştirilmiş
- } Çevre hızı $v > 10$ m/sn.
} Bütün çevre hızları

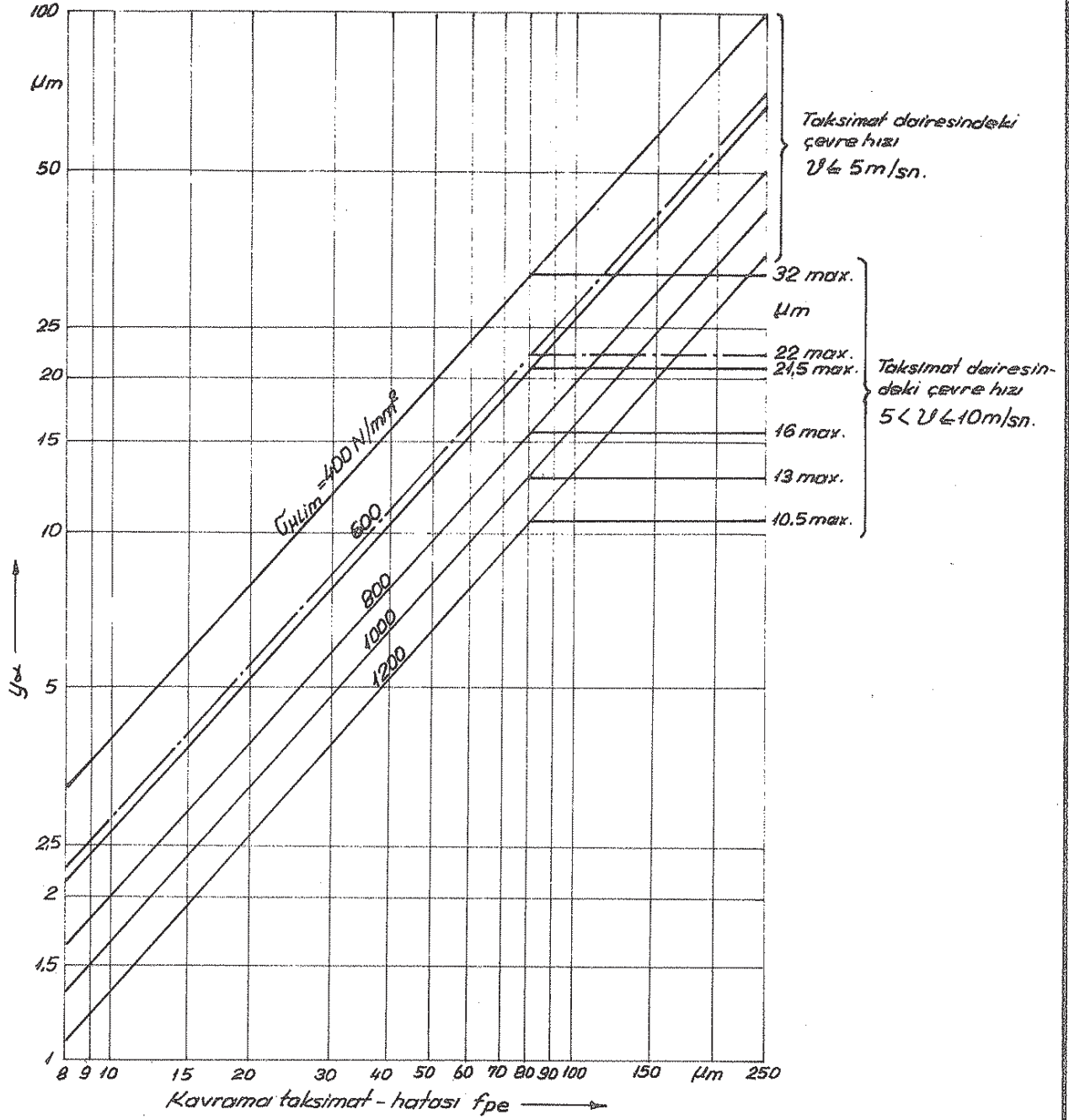
Farklı malzeme çiftlerinde (pinyon ve çark için), 8/15 h bağıntısı geçerlidir.

Bütün hızlar da sınırlı :

$$\max. y_{\alpha} = 3 \mu\text{m} ; \max f_{pe} = 40 \mu\text{m} \quad (8/15 g)$$

Farklı malzeme çiftlerinde de; $y_{\alpha 1}$ pinyon malzemesi, $y_{\alpha 2}$ çark malzemesi için tesbit edilir ve ortalama değer olarak ,

$$y_{\alpha} = (y_{\alpha 1} + y_{\alpha 2}) / 2 \quad (8/15 h)$$



Sekil 8.5 b - Bir dişli çark çiftinin alışma miktarı y_{α} [L. 35 Teil 1].

— İslah çeliği, küresel grafitli dökme demir (perlitik, beynitik)

- - - Dökme demir, küresel grafitli dökme demir (ferritik)

Farklı malzeme çiftlerinde (pinyon ve çark için), $\theta/15h$ bağıntısı geçerlidir.

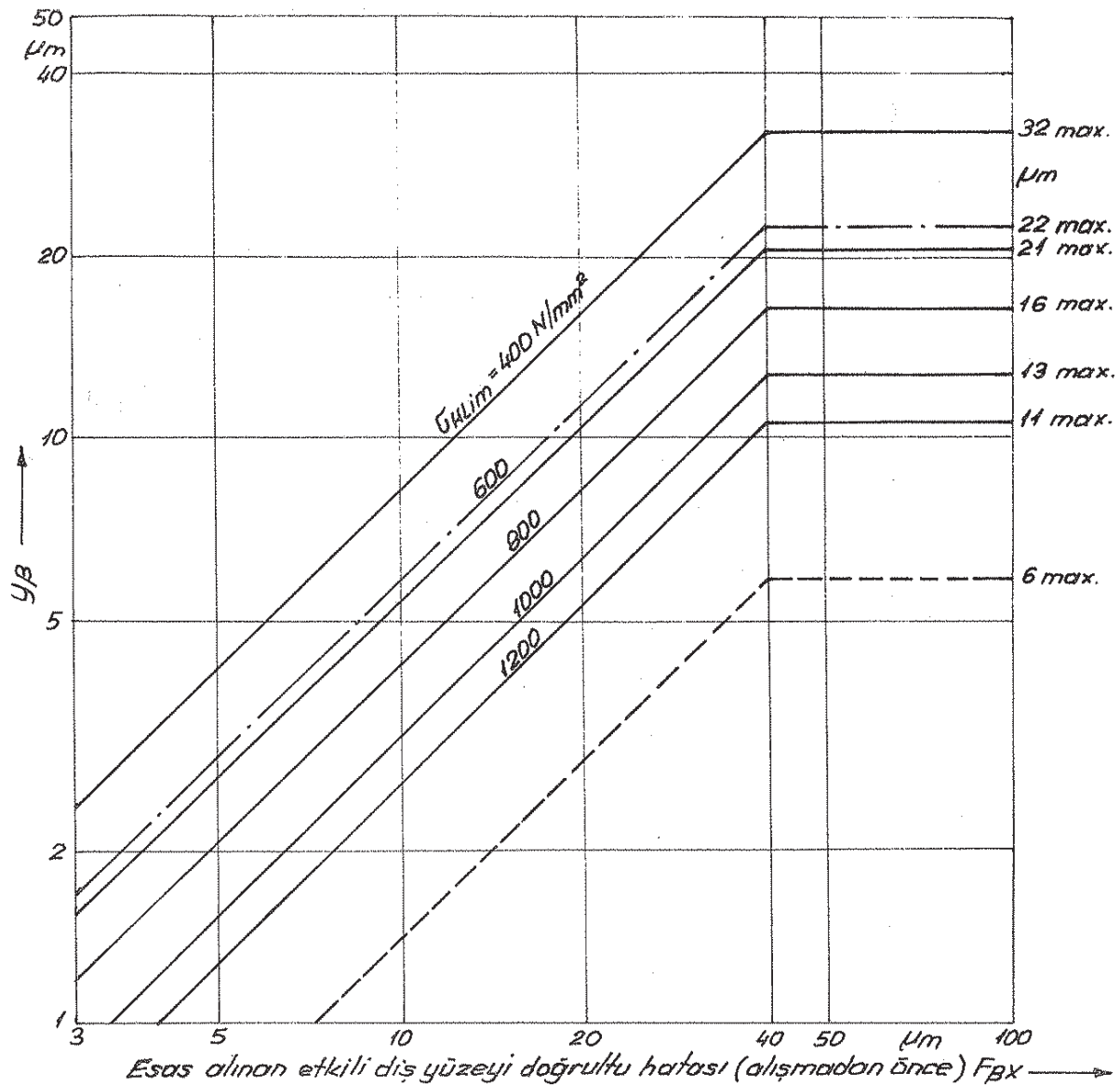
kullanılır:

y_{α} nın hesabı:

Sekil 8.5 den faydalanarak;

Pinyon için:

$$\left. \begin{aligned} f_{pe2} &= 12 \mu\text{m} \\ \sigma_{Hlim} &= 1500 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \right\} \parallel y_{\alpha 1} = 1,4 \mu\text{m}$$



Şekil B.5c - Bir dişli çark çiftinin alışma miktarı y_{β} [L.35 Teil 1].

- İslah çeliği, küresel grafitli dökme demir (perlitik, beynitik)
 - - - Dökme demir, küresel grafitli dökme demir (ferritik)
 - - - Çelik, sementasyonla sertleştirilmiş, nitritlenmiş, yüzey sertleştirilmesi ile sertleştirilmiş veya nitrokarbürize edilmiş; Küresel grafitli dökme demir, yüzey sertleştirilmesi ile sertleştirilmiş
- } Çevre hızı $v > 10 \text{ m/sn.}$
} Bütün çevre hızları

Farklı malzeme çiftlerinde (pinyon ve çark için):

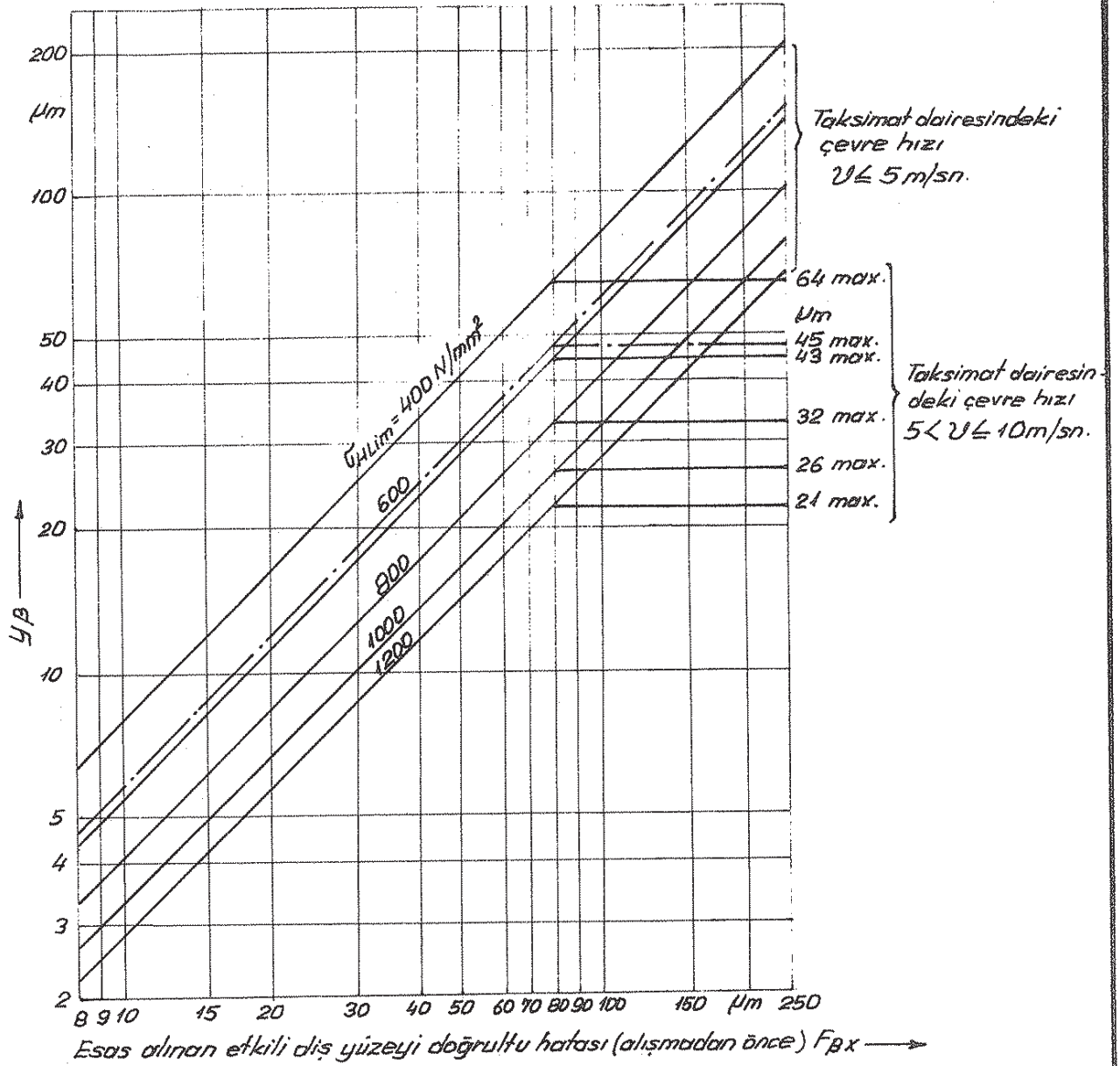
$$y_{\beta} = (y_{\beta 1} + y_{\beta 2}) / 2 ; x_{\beta} = (x_{\beta 1} + x_{\beta 2}) / 2$$

bağıntıları geçerlidir.

Çark için :

$$\left. \begin{aligned} f_{pe2} &= 12 \mu\text{m} \\ \sigma_{Hlim} &= 740 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \right\} y_{\alpha 2} = 3 \mu\text{m}$$

Dolayısıyla,



Şekil 8-5 d - Bir çark çiftinin alışma miktarı y_{β} [L. 35. Teil 1].

— İslah çeliği, küresel grafitli dökme demir (perlitik, beynitik)

— — — Dökme demir, küresel grafitli dökme demir (ferritik)

Farklı malzeme çiftlerinde (pinyon ve çark için):

$$y_{\beta} = (y_{\beta 1} + y_{\beta 2}) / 2 ; x_{\beta} = (x_{\beta 1} + x_{\beta 2}) / 2$$

bağıntıları geçerlidir:

$$y_{\alpha} = (y_{\alpha 1} + y_{\alpha 2}) / 2 \quad (\text{Eşitlik 8/15 h})$$

$$y_{\alpha} = (1,4 + 3) / 2$$

$$\parallel y_{\alpha} = 2,2 \mu\text{m}$$

8.8 - Çalışma faktörü K_A

Tahrik makinasının düzgünsüzlük derecesinin ve ayrıca normal işletme sırasındaki kütleli eylemsizliğinin etkileri, sürekli zorlanmanın tayininde bir K_A darbe faktörü (işletme veya çalışma faktörü de denir) şeklinde gözönüne alınır.

Ortaya çıkan maksimum diş yükü olarak: Nominal yük K_A alınır. Taşıma kabiliyeti için daima esas alınan döndürme momenti de, $T_{max.} = T_{nom} \cdot K_A$ değerini alır.

İşletme faktörü K_A çeşitli durumlarda, tecrübelere göre tahmin edilir. Çeşitli tahrik, harekete geçirme ve yük şartlarını göz önüne alan ve yaklaşık olarak iyi sonuçlar veren K_A değerleri, Cetvel 8.1 c deki nomogramdan alınabilir. Ayrıca K_A nın değerleri, tahrik eden ve edilen iş makinasının çalışma şekline bağlı olarak Cetvel 8.1 a da ve elektrik motoru ile tahrik edilen iş makineleri için Cetvel 8.1 b de verilmiştir.

Tahrik eden (döndüren) makinanın çalışma şekli	Tahrik edilen (döndürülen) makinanın çalışma şekli			
	Düzgün (Üniform)	Az darbeli	Orta darbeli	Kuvvetli darbeli
Düzgün (üniform)	1,00	1,25	1,50	1,75
Hafif darbeli	1,10	1,35	1,60	1,85
Az darbeli	1,25	1,50	1,75	2,0 veya daha yüksek
Kuvvetli darbeli	1,50	1,75	2,0	2,25 veya daha yüksek

Cetvel 8.1 a - İşletme faktörü K_A için değerler.

Seçilen K_A faktörü :

Tahrik eden makinanın çalışma şekli : Düzgün (elektrik motoru) } (Cetvel E1.5)
Tahrik edilen makinanın çalışma şekli : Az darbeli (bandlı konveyör)

$$\boxed{K_A = 1,25 \text{ (Cetvel 8.1)}}$$

• Aşırı yük faktörü (Darbe katsayısı, yol alma momenti katsayısı veya kalkınma momenti katsayısı da denir) = 2,5

• Kalkınma gücü = 2,5 · $P_{nominal}$; günde 1 defa ; süre : 6 sn.

• Yük tekrarlama sayısı ;

$$N_L = L_h \cdot n \cdot 60$$

(8/16)

denklemden bulunur.

L_h - Tam yükte işletme saati olarak ömür

$$L_h = \frac{6}{3600} \cdot 300 \cdot 10 \text{ (300 gün/yıl ; 10 yıl)}$$

$$\boxed{L_h = 5000 \text{ saat}}$$

Pinyon için;

$$N_{L1} = 5000 \cdot 275,2 \cdot 60$$

$$\| N_{L1} = 8,25 \cdot 10^4$$

Çark için;

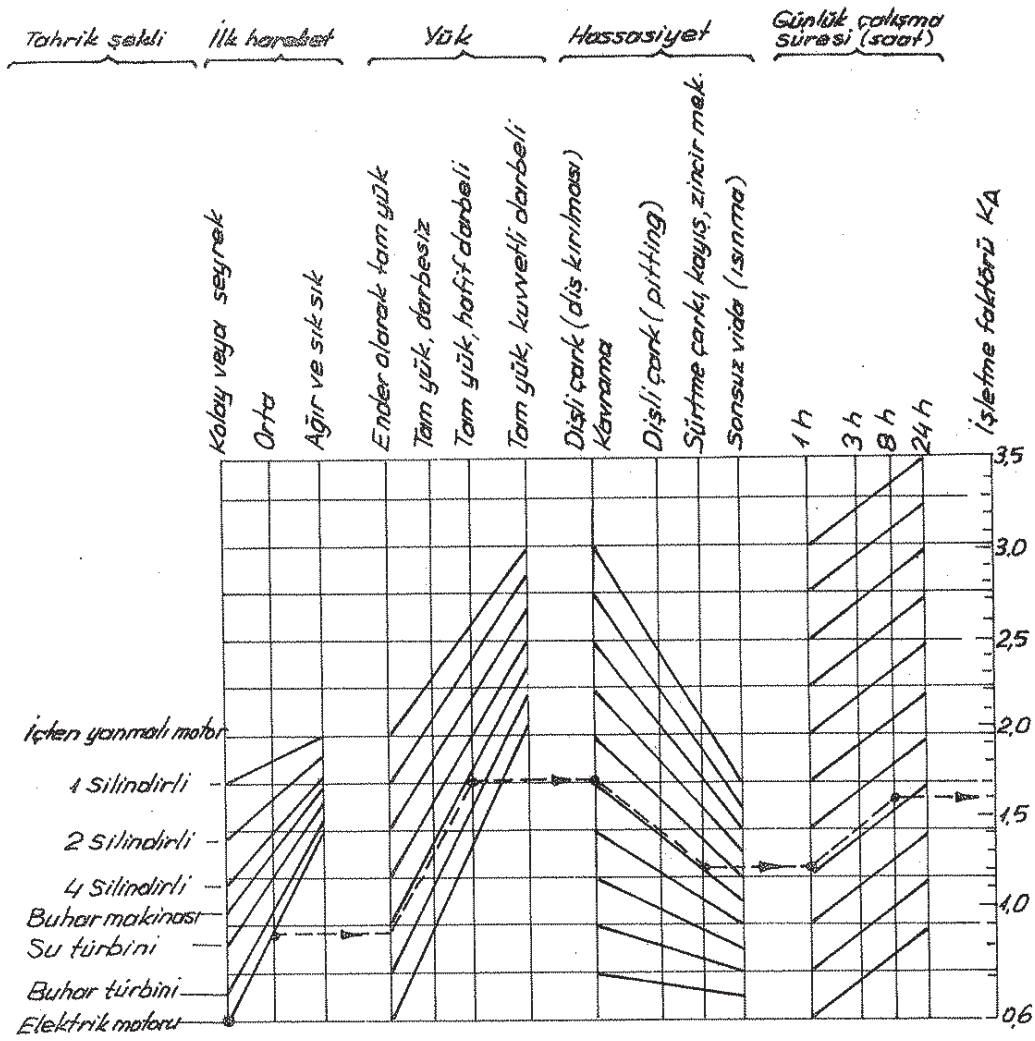
$$N_{L2} = 8,25 \cdot 10^4 / 4,91$$

$$\| N_{L2} = 1,7 \cdot 10^4$$

Kullanma alanı	Devamlı çal. süresi		Kullanma alanı	Devamlı çal. süresi	
	10 saat	24 saat		10 saat	24 saat
Karıştırıcılar:			Elevatörler:		
Sıvı	1,00	1,25	Yükleme tarzı düzgün.....	1,00	1,25
Sıvı ve katı	1,25	1,50	Yükleme tarzı ağır	1,25	1,50
Geşitli yoğunluktaki sıvılar..	1,25	1,50	Fanlar:		
Körükler:			Santrifüj	1,00	1,25
Santrifüj	1,00	1,25	Takım tezgahları:		
Kanatlı	1,00	1,25	Yardımcı mekanizmalar...	1,00	1,25
Kompresörler:			Ana mekanizmalar	1,25	1,50
Santrifüj	1,00	1,25	Pompalar:		
Tek silindirli	1,75	1,75	Santrifüj	1,00	1,25
Çok silindirli	1,25	1,50	Tek etkili, 3 veya daha çok silindirli	1,25	1,50
Konveyörler:			Çift etkili, 2 veya daha çok silindirli	1,25	1,50
Yükleme tarzı düzgün	1,00	1,25	Tek etkili, 1 veya 2 silindirli	+	+
Yükleme tarzı ağır ve düzgün olmayan	1,25	1,50	Çift etkili, 1 silindirli	+	+
Yükleme tarzı çok ağır	1,75	1,75			
Kırcılar:					
Taş	1,75	1,75			
Şeker	1,50			

+ Elde edilmiş kesin bir değer yok

Cetvel 8.1 b - Elektrik motoru ile tahrik edilen iş makineleri
için K_A değerleri [L.4].



Cetvel B.1c - Dişli çark, sürtünmeli çark, kayış ve zincir mekanizmaları için işletme şartlarını gözönüne alan KA işletme faktörü [L.12].

Örnek : Elektrik motoru ile tahrik; orta hızda harekete geçirme; hafif darbeli tam yükte işletme; normal hassasiyet ve günlük çalışma süresi 8 saat olan bir zincir mekanizmasında işletme faktörü, $KA \approx 1,6$ olarak bulunur.

8.9 - Referans devir sayısı N , Dinamik faktör K_v

- Referans devir sayısı N ;

Rezonans bölgesini tayin eden ve diş frekansının öz frekansa oranı olan sayıdır (Şekil 8.6). N aynı zamanda, pinyon devir sayısının rezonans devir sayısına oranı olarak da tarif edilebilir:

$$N = f_z / f_E \quad \text{veya} \quad N = n_1 / n_{E1} \quad (8/17)$$

f_z - Diş frekansı

Devir sayısı ile doğru orantılı olarak yükselen diş frekansı;

$$f_z = (n_1 / 60) \cdot Z_1 \quad (8/18)$$

bağıntısı ile hesaplanır:

f_E - Öz frekans

Devir sayısına bağlı olmayan, sadece sistemin elemanlarına bağlı olan öz frekans,

$$f_E = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_y}{m_{red}}} \quad (8/19)$$

denkleminde bulunur:

m_{red} - Diş genişliğinin her mm si için, dişli çark çiftinin kavrama doğrularına (veya temel dairesi yarı çapında) indirgenmiş kütlesi (Şekil 8.7).

Dıştan dişli bir dişli çark çiftinin indirgenmiş kütlesi, Şekil 8.7 a daki semboller kullanılarak yeterli bir doğrulukla hesaplanabilir. Bu durumda;

$$m_{red} = \frac{\pi}{8} \left(\frac{d_{m1}}{d_{b1}} \right)^2 \frac{d_{m1}^2}{\frac{1}{(1-q_1^4) \cdot \rho_1} + \frac{1}{(1-q_2^4) \cdot \rho_2 \cdot u^2}} \quad (8/19a)$$

$$d_{m1,2} = \frac{d_{a1,2} + d_{f1,2}}{2} \quad (8/19b)$$

$$q_1 = \frac{d_{i1}}{d_{m1}} ; \quad q_2 = \frac{d_{i2}}{d_{m2}} \quad (8/19c)$$

dur. Bu eşitlikler, dıştan dişli alın dişli çarklar (çift helisel dişliler, basit helisel dişliler ve düz dişliler) için geçerlidir. Dolu gövdeli çarklar ve pinyonlar için,

$$(1-q_1^4) = 1, \quad (1-q_2^4) = 1 \quad (8/19d)$$

dir:

ρ - Yoğunluk (Çelik için, $\rho = 7.83 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$)

Referans devir sayısı N ,

$$N = \frac{n_1}{n_{E1}} = \frac{n_1 \cdot \pi \cdot Z_1}{30 \cdot 10^3} \cdot \sqrt{\frac{m_{red}}{C_y}} \quad (8/20)$$

bağıntısından kolaylıkla tayin edilebilir:

n_{E1} - Rezonans devir sayısı

n_{E1} değerleri, Şekil 8.8a dan alınabilir veya

$$n_{E1} = \frac{30 \cdot 10^3}{\pi \cdot Z_1} \sqrt{\frac{c_Y}{m_{red}}} \quad d/dak \quad (8/20a)$$

$$n_{E1} = \frac{10^3}{2\pi \cdot Z_1} \sqrt{\frac{c_Y}{m_{red}}} \quad d/sn. \quad (8/20b)$$

denklemleri ile hesaplanabilir.

İndirgenmiş eş değer kütle m_{red} , çelikten bir çark çifti (pinyon, dolu gövdeli olmak üzere) için hesaplanır ve (8/20) eşitliğinde yerine konursa,

$$N = F_C \cdot 1,19 \cdot \frac{Z_1}{10} \cdot \frac{v_t}{100} \sqrt{\frac{10}{c_Y} \cdot \frac{U^2}{(1+U^2)}} \quad (8/21)$$

elde edilir.

F_C - Çark kütle faktörü (Şekil 8.8)

Referans devir sayısı N nin hesabı :

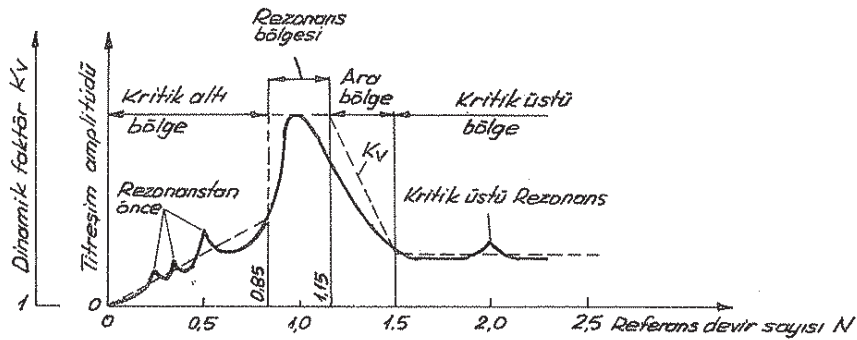
$$N = F_C \cdot 1,19 \cdot \frac{Z_1}{10} \cdot \frac{v_t}{100} \sqrt{\frac{10}{c_Y} \cdot \frac{U^2}{(1+U^2)}} \quad (\text{Eşitlik 8/21})$$

Dolu gövdeli çark için,

$$\| F_C = 1,0 \quad (\text{Şekil 8.8})$$

$$N = 1 \cdot 1,19 \cdot \frac{23}{10} \cdot \frac{5,34}{100} \sqrt{\frac{10}{20,9} \cdot \frac{(4,91)^2}{1+(4,91)^2}}$$

$$\| N = 0,099$$



Şekil 8.6- Çeşitli devir sayısı alanları için titreşim amplitüdüleri

(titreşim genliği) ve K_v dinamik faktörleri

----- eğrisi, hesap için K_v nin kabul edilen değeridir.

• Dinamik faktör K_v ;

Genellikle taksimat ve profil hatalarına, çevre hızına, dönen sistemlerin rijitliğine, birim genişliğine gelen kuvvet F_t/b ye ve dişlerin rijitliğine bağlıdır.

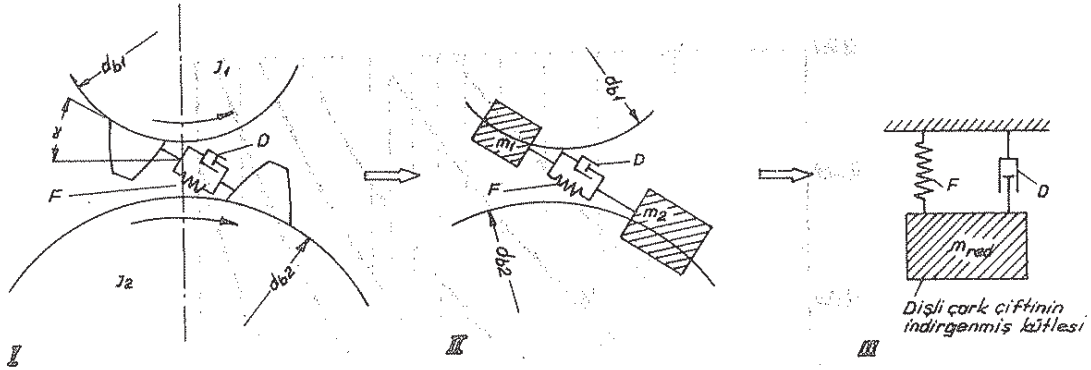
$$K_v = F_{top} / F_{stat.} = (F_{stat.} + F_{din.}) / F_{stat.} = F_{din.} / F_{stat.} + 1 \quad (8/22)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada;

F_{top} - Toplam dış kuvveti

F_{stat} - Statik dış kuvveti

F_{din} - Dinamik dış kuvveti (iç dinamik ek kuvvet)



Şekil 8.7 - Sönümlü yay - kütle sistemi için model tasarım. F - yay, D - söndürücü

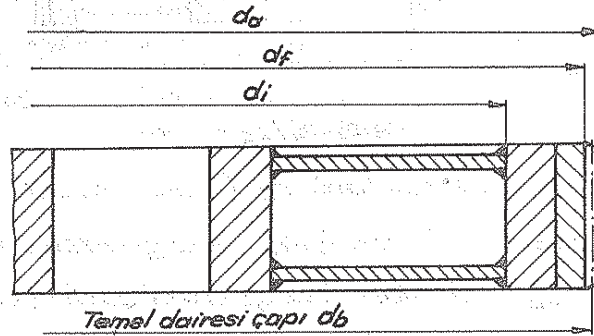
I) J_1, J_2 - Pinyon ve çark için kütleysel atalet momenti.

$$J = \pi \rho l d_z^4 / 32 \text{ dolu silindirde,}$$

$$J = \pi \rho l (d_z^4 - d_i^4) / 32 \text{ içi boş silindirde.}$$

II) J_1 ve J_2 ye bağlı olarak m_1 ve m_2 (kavrama doğrusu veya temel daireesi yarıçapına indirgenmiş kütleler) yerine: $J = m \cdot r_b^2$ konur.

III) m_1 ve m_2 ye bağlı olarak dişli çark çiftinin indirgenmiş kütlesi yerine: $m_{red} = m_1 \cdot m_2 / (m_1 + m_2) = J_1 \cdot J_2 / (J_1 \cdot r_{b2}^2 + J_2 \cdot r_{b1}^2)$ konur.

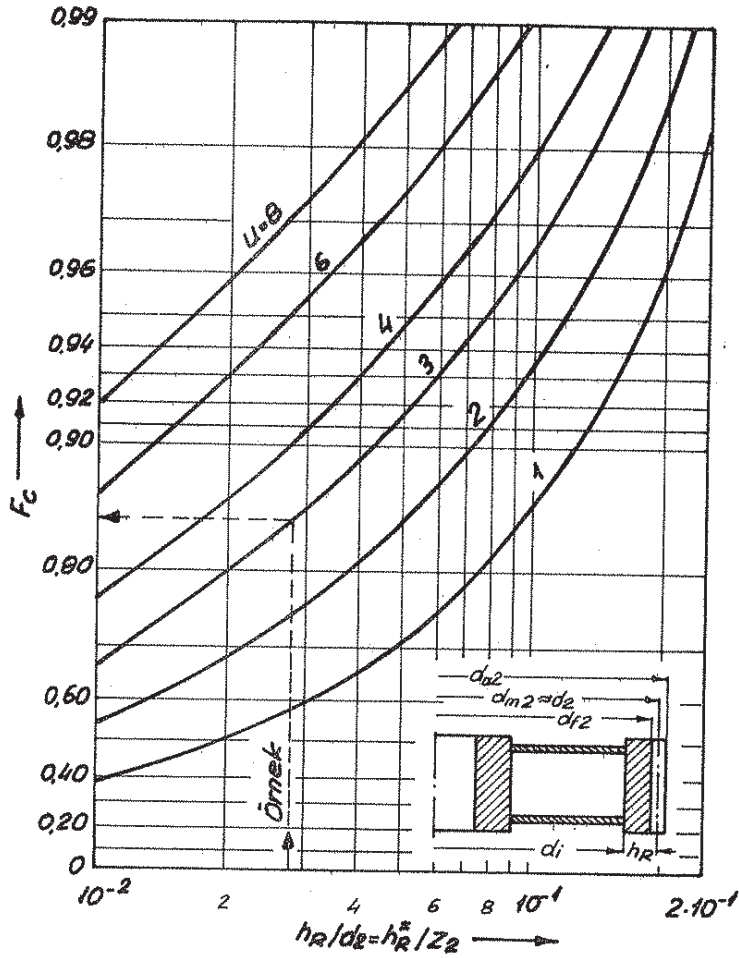


Şekil 8.7a - Çarkta, çeşitli çapların gösterilmesi [L. 35 Teil 1].

iç dinamik ek kuvvetler;

Kütlelerin eylemsizliği dolayısıyla ortaya çıkan diğer ek kuvvetler arasında hız dalgalanmaları (ivmelenmeler ve negatif ivmelenmeler) dolayısıyla meydana gelenler de belirtilebilir. Bu hız dalgalanmaları, diş profilindeki ve diş taksimatındaki kaçınılmayacak hatalar dolayısıyla ortaya çıkar. Bu dinamik ek kuvvetler; seri imalattan çıkan ve tabiatı ile nisbeten büyük dişli hatalarına sahip bulunan dişli çark çiftlerinin kullanılması halinde, tek tek her çiftin titiz bir kontrolden geçirdiği yüksek hassasiyette işlenmiş çarklardakinden daha büyük değerler alır.

Küçük çevre hızlarında diş hatalarının diş yüküne etkisi, yüksek hızlardakinden daha azdır. Dinamik diş kuvvetlerinin kesin olarak elde edilmesi için çok ayrıntılı hesaplar gereklidir.



Sekil 8.6 - Çark kütle faktörü F_c (Dolu gövdeli pinyon/disk gövdeli çark çifti için). Dolu gövdeli çark veya $h_R/d_2 > 0,1$ olan disk gövdeli çark için:

$$F_c = 1,0 \text{ alınır. } h_R^* = h_R / m_t$$

K_v için hesap bağıntıları:

Referans devir sayısı N ye bağlı olarak dinamik faktör K_v nin değişimi Şekil 8.6 da verilmişti. Bu şekil yardımı ile K_v , çeşitli referans devir sayılarına karşılık gelen aşağıdaki bölgelerde hesaplanabilir:

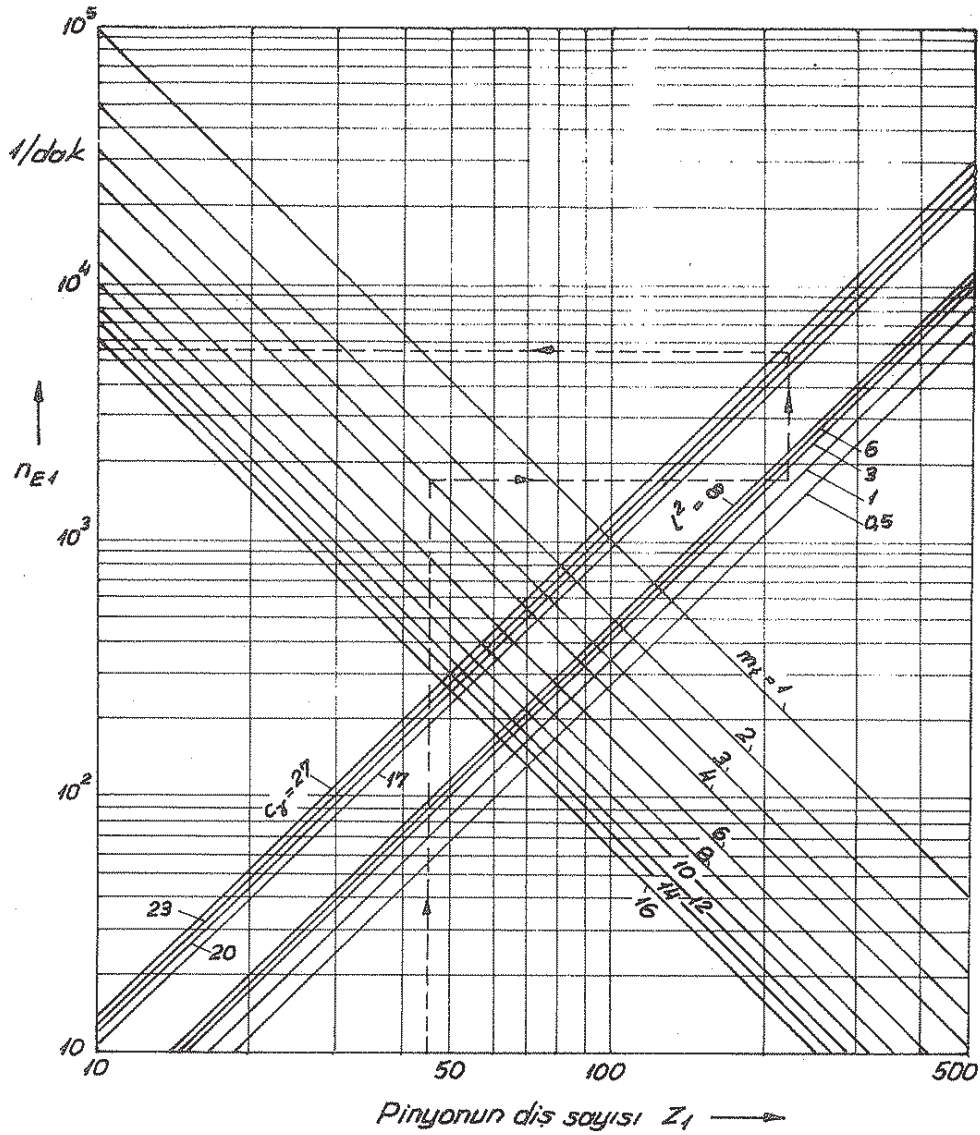
a) Kritik altı bölgede dinamik faktör ($N \leq 0,85$);

Endüstri mekanizmaları ekseriya bu bölgede çalışır ve K_v nin buradaki değişimi, basit olarak yükselen bir doğru (Şekil 8.6) olup

$$K_v = N \cdot K + 1$$

(8/23)

bağıntısı ile hesaplanır.



Şekil 8.Ba - Dolu gövdeli pinyon - Çark çifti için rezonans devir sayısı

n_{E1} nin elde edilmesi [L. 35 Teil 1].

$$l^2 = (1 - q_2^4) \cdot u^2 ; q_2 = d_{i2} / d_{m2} \text{ (Eşitlik 8/19c).}$$

K-faktörü ;

$$K = \frac{C_{v12} \cdot c' (f_{pe2} - y_{\alpha})}{K_A \cdot F_t / b} + C_{v3} \quad (8/24)$$

$$K = C_{v12} \cdot c' \cdot G + C_{v3}$$

G-faktörü ;

$$G = \frac{f_{pe2} - y_{\alpha}}{K_A \cdot F_t / b} \quad (8/25)$$

Dolayısıyla,

$$K_v = N(C_{v12} \cdot c' \cdot G + C_{v3}) + 1 \quad (8/26)$$

değerini alır.

$K_A \cdot F_t / b < 50 \text{ N/mm}$ olması halinde, eğer $K_v > 1,7$ ise (Eşitlik 8/26 ya göre) daha

hassas titreşim analizi yapılmalıdır.

f_{pe2} - Kavrama taksimat hatası (Cetvel E2.1, E2.2)

y_4 - Kavrama taksimatı için alışma miktarı (Şekil B.5, B.5a, B.5b)

C_{v12} - C_{v3} - Tesir faktörleri (Cetvel B.2)

Toplam kavrama oranı	E_g	C_{v12}	C_{v3}^b	C_{v56}	C_{v7}	C_{v4}^b
Düz dişliler	$\leq 1,6$				0,75	
	1,8	0,66	0,23	0,94	0,80	0,90
	2,0				0,87	
Helisel dişliler	2,1	0,65	0,18	0,80	0,92	0,70
	2,2	0,64	0,15	0,73	0,95	0,61
	2,5	0,60	0,10	0,63		0,42
	3,0	0,55	0,07	0,57		0,27
	4,0	0,49	0,04	0,52		0,15
	5,0	0,44	0,03	0,51	1,0	0,09
	7,0	0,40	0,02	0,49		0,04
	10,0	0,38	0,01	0,48		0,01

Cetvel B.2 - Dinamik faktör^a için gerekli tesir faktörleri:

^a C_v faktörleri (DIN 3990 a göre): $C_{v12} = C_{v1} + C_{v2}$,

$$C_{v56} = C_{v5} + C_{v6}$$

^b Profil düzeltmesi yapılmış dişlilerde, 2/3 tam yük

için C_{v3} yerine $C_{v3}/3$ ve C_{v4} yerine $C_{v4}/3$ konur.

Ancak ön şart: DIN- Dişli kalitesi 7 veya daha hassas olmalıdır.

K- faktörü (Eşitlik B/24) ayrıca, yeni DIN 3990 Teil 1- Aralık 1987 [L.35] standartının verdiği,

$$K = C_{v1} \cdot B_p + C_{v2} \cdot B_f \cdot C_{v3} \cdot B_k \quad (B/26a)$$

formülüne göre de hesaplanabilir (Metot B).

C_{v1} katsayısı, taksimat hatasının etkisini göz önüne alan sabit bir değerdir. $C_{v1} = 0,32$ (Şekil B.8b)

C_{v2} katsayısı, profil- form hatasının etkisini göz önüne alır (Şekil B.8b veya Cetvel B.2a)

C_{v3} katsayısı, kavrama yaylanma rijitliğinin periyodik değişme etkisini göz önüne alır (Şekil B.8b veya Cetvel B.2a)

B_p , B_f ve B_k dinamik kuvvet için, dişli hatası - ve profil düzeltmesinin etkisini göz önüne alan boyutsuz parametrelerdir, değerleri:

$$B_p = \frac{c' \cdot f_{pe \text{ eff}}}{F_t / b \cdot K_A} \quad (B/26b)$$

$$B_f = \frac{c' \cdot f_{f \text{ eff}}}{F_t / b \cdot K_A} \quad (B/26c)$$

$$B_k = \left| 1 - \frac{c' \cdot C_\alpha}{F_t / b \cdot K_A} \right|$$

(8/26d)

denklemlerinden elde edilir:

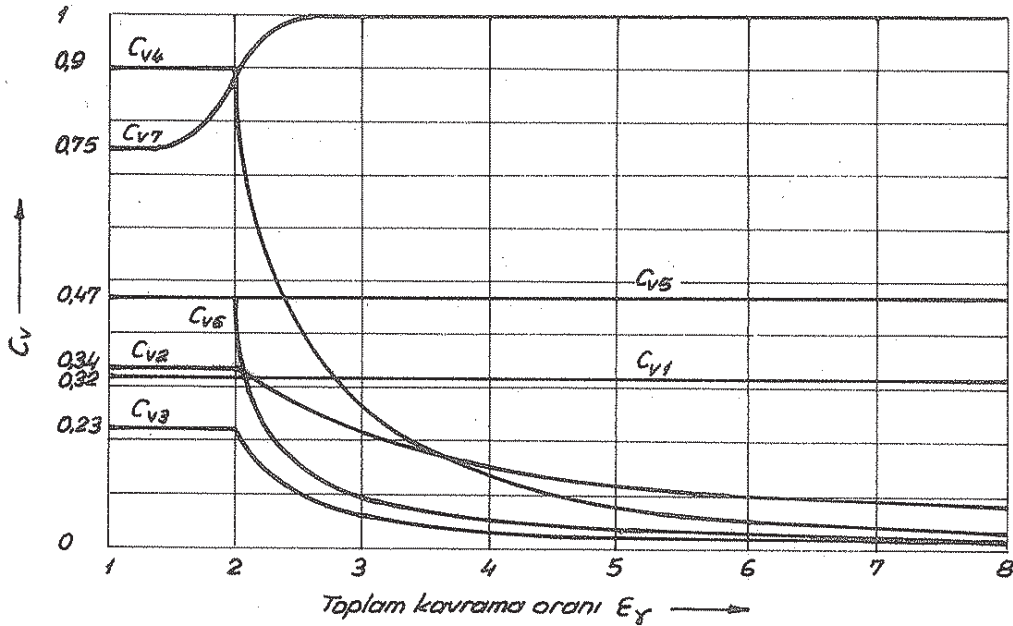
$f_{pe\ eff}$ - Etkili kavrama taksimat hatası (Alistirilmis pinyon ve cark için)

$f_{f\ eff}$ - Etkili profil form hatası (Alistirilmis pinyon ve cark için)

$$f_{pe\ eff} = f_{pe} - y_p \tag{8/26e}$$

$$f_{f\ eff} = f_{fa} - y_f \tag{8/26f}$$

bagintilari ile hesaplanır:



Sekil 8.8b - K_v nin elde edilmesi için gerekli C_v faktörleri

(C_{v1} den C_{v7} ye kadar). Bu faktörlerin hesap büyüklükleri Cetvel 8.2 a da verilmiştir [L.35 Teil 1 metot B].

f_{fa} - Profil-form hatası (ISO 1328-1975'e göre tolerans kullanımında, profil-toplam hatasının değeri yerine konulabilir). Ekseriya, büyük carkın dişli kalitesine karşılık gelen profil-form hatasıdır (Cetvel E2.1'e bakınız).

y_p, y_f : Malzemenin alışma özellikleri hakkında ne deney ne de işletme değerleri bulunmuyorsa $y_p = y_a$ alınabilir (Şekil 8.5, 8.5a, 8.5b veya kısım 8.7). Eğer kavrama taksimat hatası f_{pe} yerine profil form hatası f_{fa} konursa y_f, y_a gibi tayin edilebilir (Kısım 8.7).

C_α - Diş başı daraltılması

Önceden profil düzeltmesi yapılmamış dişli carklarda C_α değeri için, alıştırma sonucunda ortaya çıkan $C_{\alpha y}$ değeri alınabilir ve eşitlik 8/26 d de yerine konulabilir. $C_{\alpha y}$ değeri, Şekil 8.8c den bulunabilir veya Cetvel 8.2 a daki denklemler

ile hesaplanabilir:

	$1 < E_{\gamma} \leq 2$	$E_{\gamma} > 2$	
C_{v1}	0,32	0,32	
C_{v2}	0,34	$\frac{0,57}{E_{\gamma} - 0,3}$	
C_{v3}	0,23	$\frac{0,096}{E_{\gamma} - 1,56}$	
C_{v4}	0,90	$\frac{0,57 - 0,05 E_{\gamma}}{E_{\gamma} - 1,44}$	
C_{v5}	0,47	0,47	
C_{v6}	0,47	$\frac{0,12}{E_{\gamma} - 1,74}$	
	$1 < E_{\gamma} \leq 1,5$	$1,5 < E_{\gamma} \leq 2,5$	$E_{\gamma} > 2,5$
C_{v7}	0,75	$0,125 \sin[\pi(E_{\gamma} - 2)] + 0,85$	1,0

$$C_{ay} = \frac{1}{18} \left(\frac{\sigma_{Hlim}}{97} - 18,45 \right)^2 + 1,5$$
 Eğer pinyon ve çarkın malzemeleri farklı ise, önce C_{ay1} ve C_{ay2} sonra $C_{ay} = 0,5 (C_{ay1} + C_{ay2})$ hesaplanır.

Cetvel B.2a - K_v nin bulunması için C_v (C_{v1} den C_{v7} ye kadar) ve C_{ay} faktörlerinin hesap büyüklükleri [L.35 Teil 1 metot B].

Not. Eşitlik 8/26d de:

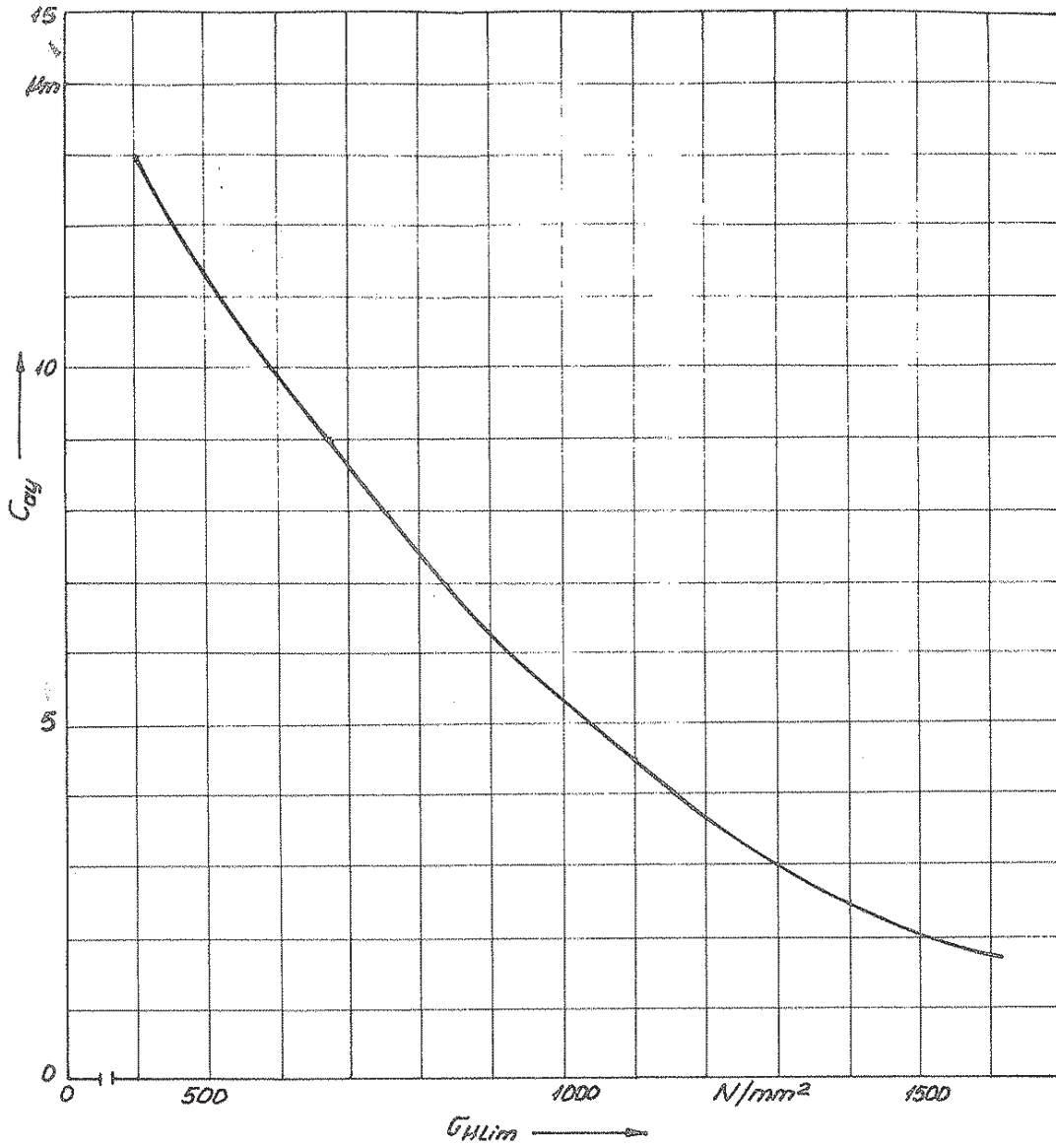
- Diş başı daraltılması C_{α} nin değeri sadece dişli çarklardaki dişli kalitesinin 6 (DIN 3961'e göre) veya daha hassas olması halinde yerine konulabilir.
- Dişli çarklarda dişli kalitesinin 7 (DIN 3961'e göre) veya daha kaba olması halinde $B_k = 1$ alınır.

b) Kritik altı bölgede ($N \leq 0,85$) K_v için yardımcı diyagram (Dinamik faktörün, DIN 3990 Teil 1 metot C [L.35] ye göre grafik yoluyla elde edilmesi); Bazı ilave kabuller ile K_v , bir diyagramda (Şekil B.9) gösterilebilir (kısaltılmış hesap metodu):

(1) Dolu gövdeli çarklar, buna bağlı olarak Eşitlik 8/24 de: $F_c = 1$, c' ve c_y için aşağıya bakınız. (Eğer $h_R / d_2 > 0,05$ ise, disk gövdeli ve dişli çemberli dişli çarklar içinde bu diyagram kullanılabilir).

h_R - Kalınlık (Şekil E3.15c).

(2) DIN 867 ye göre referans profili -20° , $f_{pe} = f_p \cdot \cos 20^\circ$



Sekil 8.3c - Profil düzeltmesi (diş başı daraltılması) C_{ay} nin alıştırmaz dolayısıyla elde edilmiş değeri (hesaplanması için Cetvel 8.2a daki eşitliğe bakınız). Pinyon (1) ve Çark (2) malzemelerinin farklı olması halinde $C_{ay} = 0,5(C_{ay1} + C_{ay2})$ bağıntısı geçerlidir [L.35 Teil 1].

(3) Tekil - yaylanma rijitliği :

- $c' = 14 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$ düz dişliler için,
- $c' = 13 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$ helisel dişliler ($\beta = 20^\circ$) için.

(4) Kavrama - yaylanma rijitliği :

- $c_Y = 20 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$ düz dişliler için,
- $c_Y = 18,7 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$ helisel dişliler ($\beta = 20^\circ$) için.

(5) Cizgisel yük $F_t/b \cdot K_A = 350 \text{ N}/\text{mm}$; f_F - Yük düzeltme faktörü (aşağıya bakınız).

(6) Diş başı daraltılması $C_{\alpha} = 0$.

(7) DIN - kalitelere karşılık gelen f_{pe} ve y_{α} için kabuller ($Z_2 = 100$):

	DIN - Kalite										
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Kavrama taksimat hatası f_{pe} μm	2	5	9	15	24	40	60	100	145	220	
Alışma miktarı y_{α} μm	0,8	0,7	1,5	2,5	4	8	15	30	45	60	
$f_{pe} - y_{\alpha}$ μm	1,8	4,3	7,5	12,5	20	32	45	70	100	160	
İşleme yönü	Sertleştirilmiş Tavlama										
	İstah edilmiş Frezelemiş										

• $1 < E_{\gamma} < 2$ olan düz dişliler ve $E_{\beta} > 1$, $E_{\gamma} = 2,5$ olan helisel dişliler için yardımcı diyagram ile ilgili temel bilgiler:

Düz dişliler için:

$$N = 0,00084 \cdot Z_1 \cdot v_t [U^2 / (1 + U^2)]^{1/2} \quad (8/27)$$

Helisel dişliler için:

$$N = 0,00087 \cdot Z_1 \cdot v_t [U^2 / (1 + U^2)]^{1/2} \quad (8/28)$$

Rezonans halinde ($N = 1$);

Düz dişliler için:

$$0,01 \cdot Z_1 \cdot v_t [U^2 / (1 + U^2)]^{1/2} = 11,9 \quad (8/29)$$

Helisel dişliler için:

$$0,01 \cdot Z_1 \cdot v_t [U^2 / (1 + U^2)]^{1/2} = 11,5 \quad (8/30)$$

$N = 0,85 \dots 1,15$ rezonans bölgesinde (Eşitlik 8/33 e göre);

Düz dişliler için:

$$K = 0,66 \cdot 14 (f_{pe} - y_{\alpha}) / (K_A \cdot F_t / b) + 0,23 \quad (8/31)$$

Helisel dişliler için:

$$K = 0,60 \cdot 13 (f_{pe} - y_{\alpha}) / (K_A \cdot F_t / b) + 0,10 \quad (8/32)$$

Verilmiş bir çizgisel yük için K_V , $N = 0,01 \cdot Z_1 \cdot v_t [U^2 / (1 + U^2)]^{1/2}$ nin lineer fonksiyonu olarak gösterilebilir (Metot C, DIN 3990)

• Yüklenmenin etkisini göz önüne alan bir yük düzeltme faktörü ile bir çizgisel yük (350 N/mm) değerinde: $K_V = f_F \cdot K_{350} \cdot N + 1$ yazılabilir. f_F yük düzeltme faktörü Şekil 8.9 daki sayısal cetveldən, $K_{350} \cdot N$ değeri ise dişli kalitesine bağlı olarak Şekil 8.9 dan alınabilir.

Sınır şartı: $K_A \cdot F_t / b \geq 100$ N/mm dolayısıyla küçük çizgisel yüklerde c için kısım 8.6b deki not. 2 ye bakınız.

• Adım kavrama oranı $E_{\beta} \geq 1$ olan helisel dişlilerde ($E_{\beta} > 0,9$ için de yaklaşık olarak); f_F ve $K_{350} \cdot N$ değerleri Şekil 8.9a dan, düz dişlilerde ise Şekil 8.9b den alınır.

- Adım kavrama oranı $\epsilon_\beta < 1$ olan helisel dişlilerde; düz ve helisel dişliler için diyogram değerleri arasında lineer interpolasyon yapılır:

$$K_{V\beta} = K_{V\alpha} - \epsilon_\beta (K_{V\alpha} - K_{V\beta}); K_{V\alpha} - \text{Düz dişliler için } K_V \text{ nin değeri (Şekil 8.9b)}$$

$$K_{V\beta} - \text{Helisel dişliler için } K_V \text{ nin değeri (Şekil 8.9a)}.$$

- $K_A \cdot F_t / b < 50 \text{ N/mm}$ olması halinde, eğer $K_{350} \cdot N > 0,25$ ise daha hassas titreşim analizi yapılmalıdır.

c) Kritik altı bölgede ($N \leq 0,85$) dinamik faktörün, DIN 3990 Teil 1 Metot C [L.35] ye göre hesap yoluyla elde edilmesi;

• Düz dişliler ve adım kavrama oranı $\epsilon_\beta \geq 1$ olan helisel dişlilerde ($\epsilon_\beta > 0,9$ için de yaklaşık olarak) dinamik faktör:

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \cdot \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \cdot \frac{Z_1 \cdot U_t}{100} \sqrt{\frac{U^2}{1+U^2}} \quad (8/32a)$$

bağıntısı ile verilir:

K_1 ve K_2 için sayısal değerler Cetvel 8.2b de verilmiştir. $K_A \cdot F_t / b$, 100 N/mm den daha küçük ise bu değer yerine 100 N/mm konur.

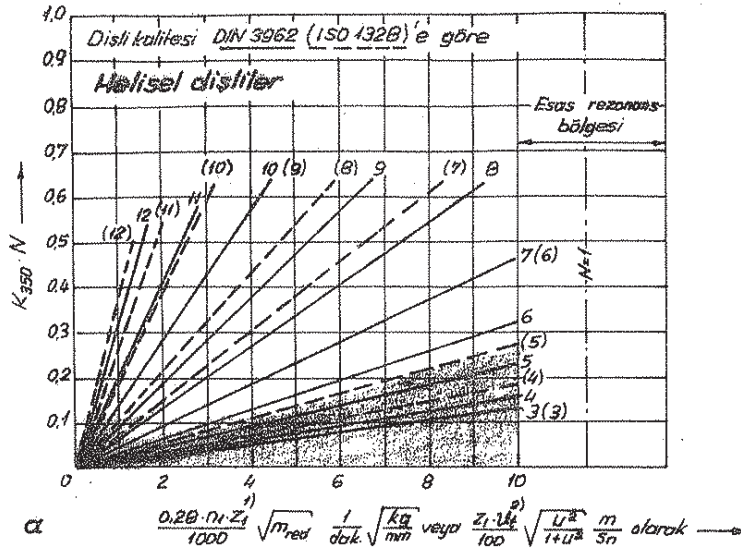
- Adım kavrama oranı $\epsilon_\beta < 1$ olan helisel dişlilerde dinamik faktör:

K_V ; düz dişliler için $K_{V\alpha}$, helisel dişliler için $K_{V\beta}$ değerleri (Eşitlik 8/32a ya göre) arasında lineer interpolasyon yapılarak aşağıdaki formülle hesaplanır:

$$K_V = K_{V\alpha} - \epsilon_\beta (K_{V\alpha} - K_{V\beta}) \quad (8/32b)$$

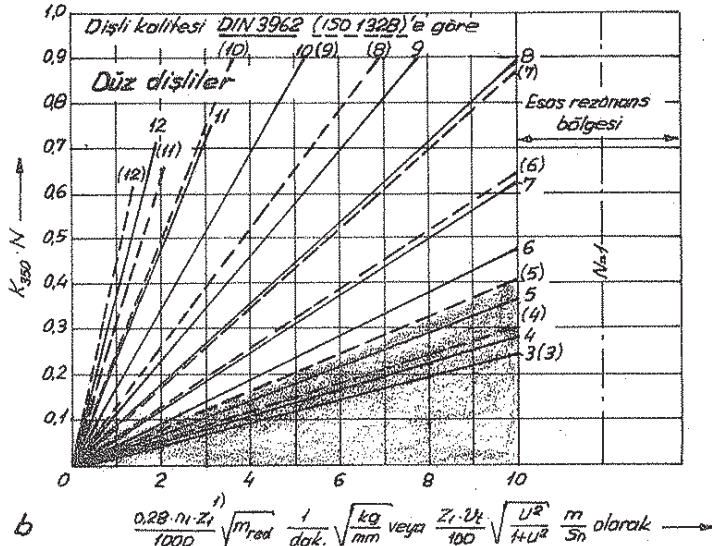
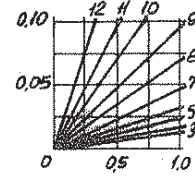
		K_1										K_2
		Dişli kalitesi DIN 3962 (Teil 1...Teil 3) ve ISO 1328'e göre										
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	Bütün dişli kaliteleri
DIN	Düz dişliler	2,1	3,3	5,7	9,6	15,3	24,5	34,5	53,6	76,6	122,5	0,0193
	Helisel dişliler	1,9	2,9	5,1	8,5	13,6	21,8	30,7	47,7	68,2	109,1	0,0087
ISO	Düz dişliler	2,1	3,9	7,5	14,9	26,8	39,1	52,8	76,6	102,6	146,3	0,0193
	Helisel dişliler	1,9	3,5	6,7	13,3	23,9	34,8	47,0	68,2	91,4	130,3	0,0087

Cetvel 8.2b - K_V nin C metoduna göre (Eşitlik 8/32a) hesabı için gerekli K_1 ve K_2 faktörlerinin değerleri [L.35 Teil 1].



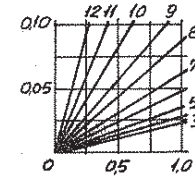
Yük düzeltme faktörü f_F (Helisel dişliler için)

DIN- Kalite	Ciğisel yük $K_A \cdot F_t / b$	100	200	350	500	800	1200	1500	2000
3	1,95	1,00	1,00	1,00	0,78	0,73	0,70	0,68	0,66
4	2,07	1,00	1,00	1,00	0,78	0,73	0,70	0,68	0,66
5	2,24	1,00	1,00	1,00	0,78	0,73	0,70	0,68	0,66
6	2,82	1,65	1,0	0,78	0,59	0,48	0,44	0,39	
7	3,03	1,61	1,0	0,76	0,54	0,42	0,37	0,33	
8	3,19	1,66	1,0	0,74	0,51	0,38	0,33	0,28	
9	3,27	1,68	1,0	0,73	0,49	0,36	0,30	0,25	
10	3,35	1,70	1,0	0,72	0,47	0,33	0,28	0,22	
11	3,39	1,72	1,0	0,71	0,46	0,32	0,27	0,21	
12	3,43	1,73	1,0	0,71	0,45	0,31	0,25	0,20	



Yük düzeltme faktörü f_F (Düz dişliler için)

DIN- Kalite	Ciğisel yük $K_A \cdot F_t / b$	100	200	350	500	800	1200	1500	2000
3	1,81	1,00	1,00	1,00	0,82	0,77	0,74	0,72	0,70
4	1,84	1,00	1,00	1,00	0,82	0,77	0,74	0,72	0,70
5	1,88	1,00	1,00	1,00	0,82	0,77	0,74	0,72	0,70
6	2,45	1,43	1,0	0,83	0,67	0,59	0,55	0,51	
7	2,73	1,52	1,0	0,79	0,61	0,51	0,47	0,43	
8	2,95	1,59	1,0	0,77	0,56	0,45	0,40	0,35	
9	3,09	1,63	1,0	0,75	0,53	0,44	0,36	0,31	
10	3,22	1,67	1,0	0,73	0,50	0,37	0,32	0,27	
11	3,30	1,69	1,0	0,72	0,48	0,35	0,30	0,24	
12	3,37	1,71	1,0	0,72	0,47	0,33	0,27	0,22	



Sekil 8-9 - Kritik altı bölgede DIN 3990 Teil 1 metot C [L.35] ye göre dinamik faktörün elde edilmesi için yardımcı diyagram (Dolu gövdeli çarklar ve $h_R / d_2 > 0,05$ olan disk gövdeli çarklar için kısaltılmış hesap metodu. h_R - Kalınlık Şekil E3.15c).

1) Genel olarak, 2) Sadece bir tek çark çifti için. $K_V = f_F \cdot K_{350} \cdot N + 1$.
 f_F - Yük düzeltme faktörü (Ara değerler için lineer interpolasyon yapılır).

a) Adım kavrama oranı $E_\beta \geq 1$ olan helisel dişliler için;

b) Düz dişliler için;

c) $E_\beta < 1$ olan helisel dişliler için: $K_V = K_{V\alpha} - E_\beta (K_{V\alpha} - K_{V\beta})$

$K_{V\beta}$ Şekil a ya
 $K_{V\alpha}$ Şekil b ye } göre hesaplanır

Daha ziyade DIN-Kalite ≥ 6 için uygundur.

d) Esas rezonans bölgesinde dinamik faktör ($0,85 < N < 1,15$);

Profil düzeltmesiz düz dişliler veya kaba kalitedeki helisel dişlilerin bu bölgede çalışması istenmez (dinamik kuvvetler çok büyük değerler alabilir). Bununla beraber, burada da bilhassa $E_f > 2$ olan hassas helisel alın dişli çarklar ile memnuniyet verici çalışmalar yapılabilir. K_V için:

$$K_V = \frac{C_{V12} \cdot c' (f_{pe2} - y_{\alpha})}{K_A \cdot F_t / b} + C_{V4} + 1 \quad (8/33)$$

$$K_V = C_{V12} \cdot c' \cdot G + C_{V4} + 1 = K_{VR}$$

bağıntıları geçerlidir. Burada; C_{V12} ve C_{V4} Cetvel 8.2 den, f_{pe2} ve y_{α} Kısım 8.9a dan tesbit edilebilir.

Diğer taraftan, DIN 3990 Teil 1 - Aralık 1987 [L.35]'e göre K_V :

$$K_V = C_{V1} \cdot B_p + C_{V2} \cdot B_f + C_{V4} \cdot B_k + 1 \quad (8/33a)$$

formülü ile verilmiştir. Burada; C_{V1} , C_{V2} ve C_{V4} katsayıları Şekil 8.8b veya Cetvel 8.2a dan; B_p , B_f ve B_k parametreleri de (8/26 b, c, d) eşitliklerinden tayin edilebilir.

Not. Dinamik faktörün gerçek değeri, Eşitlik 8/33a ya göre hesaplanan değer in % 40'ına kadar bir sapma gösterebilir.

e) Kritik üstü bölgede dinamik faktör ($N \geq 1,5$);

Türbo mekanizmalar ve diğer yüksek hızlı, yüksek değerli (kaliteli) mekanizmalar ekseriya bu bölgede çalışır. K_V için:

$$K_V = \frac{C_{V56} \cdot c' (f_{pe2} - y_{\alpha})}{K_A \cdot F_t / b} + C_{V7} \quad (8/34)$$

$$K_V = C_{V56} \cdot c' \cdot G + C_{V7} = K_{VU}$$

formüllerinden biri ile hesap yapılabilir. C_{V56} , C_{V7} - Cetvel 8.2 de; f_{pe2} , y_{α} - Kısım 8.9 a da verilmiştir.

$K_A \cdot F_t / b \leq 50 N/mm$ olması halinde, eğer $K_V > 1,7$ (Eşitlik 8/34'e göre) ise daha hassas titreşim analizi yapılmalıdır.

Ayrıca, DIN 3990 Teil 1 - Aralık 1987 [L.35] K_V değerini:

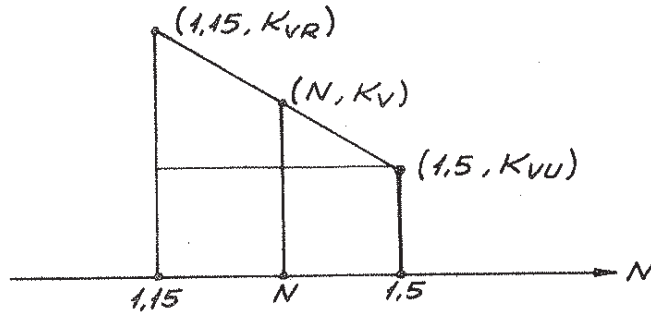
$$K_V = C_{V5} \cdot B_p + C_{V6} \cdot B_f + C_{V7} \quad (8/34a)$$

şeklinde vermiştir. C_{V5} , C_{V6} ve C_{V7} Şekil 8.8b veya Cetvel 8.2a dan; B_p ve B_f de (8/26 b, c) eşitliklerinden kolaylıkla elde edilir.

f) Ara bölgede dinamik faktör ($1,15 < N < 1,5$);

Bu bölgede dinamik faktör lineer interpolasyonla bulunur; Şöyle ki, önce $N=1,15$ için eşitlik 8/33'e göre K_{VR} daha sonra $N=1,5$ için eşitlik 8/34'e

göre K_{VU} değerleri hesaplanır ve bu iki değer arasında lineer interpolasyon yapılırarak K_V :



$$\frac{K_{VR} - K_{VU}}{1.5 - 1.15} = \frac{K_V - K_{VU}}{1.5 - N}$$

$$K_V = K_{VU} + (K_{VR} - K_{VU})(1.5 - N)/0.35 \quad (8/35)$$

şeklinde elde edilir.

Eğer, eşitlik 8/33a da $N=1.15$ için $K_V(N=1.15)$ ve eşitlik 8/34a da $N=1.5$ için $K_V(N=1.5)$ değerleri hesaplanırsa lineer interpolasyon ile:

$$K_V = K_V(N=1.5) + \frac{K_V(N=1.15) - K_V(N=1.5)}{0.35} \cdot (1.5 - N) \quad (8/35a)$$

DIN 3990 Teil 1 - Aralık 1987 [L.35] 'e göre elde edilmiş olur.

g) Dinamik faktörün Karl-Heinz Decker [L.10] 'a göre hesabı (Cetvel 8.2c):

Örnek, Bir helisel alın dişli çark mekanizmasında verilmiş olan; $d_2 = 358$ mm, $m_n = 4$ mm, dişli kalitesi 6, $\epsilon_\beta = 1$, $w = F_t / b = 74.4$ N/mm, $K_A = 1.3$ ve $v_t = 11.2$ m/sn değerleri ile dinamik faktörün hesabı istensin.

$$\left. \begin{array}{l} d_2 = 358 \text{ mm.} \\ m_n = 4 \text{ mm.} \\ \text{Dişli kalitesi 6} \end{array} \right\} \underline{\underline{f_{pe} = 10 \mu\text{m}}} \text{ (Cetvel E2.2)}$$

$$\left. \begin{array}{l} w \cdot K_A = 74.4 \cdot 1.3 \cong 97 \text{ N/mm} \\ v_t \cong 11 \text{ m/sn.} \end{array} \right\} \underline{\underline{C_V = 0.0245}} \text{ (Cetvel 8.2c)}$$

$$\epsilon_\beta = 1 \longrightarrow C_\beta = 0.7 \text{ (Cetvel 8.2c)}$$

$$St/St \longrightarrow k_e = 4 \mu\text{m}^{-1} \text{ (Cetvel 8.2c)}$$

$$K_V \cong 1 + \left(1 + \frac{k_e \cdot f_{pe}}{w \cdot K_A} \cdot 0.65 \text{ N/mm}\right) \cdot C_V \cdot C_\beta \cdot v_t$$

$$K_V \cong 1 + \left(1 + \frac{4 \cdot 10}{97} \cdot 0.65\right) 0.0245 \cdot 0.7 \cdot 11.2$$

$$\underline{\underline{K_V \cong 1.24}}$$

bulunur.

$$\text{Dinamik faktör} \quad K_v \cong 1 + \left(1 + \frac{k_e \cdot f_{pe}}{W \cdot K_A} 0,65 \text{ N/mm} \right) C_v \cdot C_B \cdot U_t$$

k_e μm^{-1} Malzeme çifti faktörü (Aşağıda)

f_{pe} μm Çark 2 için müsaade edilen kavrama taksimat hatası (Cetvel E2.2)

W N/mm Spesifik nominal-çevre kuvveti = F_t / b

K_A - İşletme faktörü (Kısım B.8)

C_v sn/m Yük faktörü (Aşağıda)

C_B - Helisel dişli katsayısı (Açım kavrama oranı ϵ_B ya bağlı olarak, aşağıda)

U_t m/sn Taksimat dairesindeki çevre hızı

$W \cdot K_A$ N/mm	$C_v, \text{sn/m}$										
	$U_t, \text{m/sn}$										
	1	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
25	0,057	0,056	0,056	0,046	0,034	0,029	0,026	0,024	0,021	0,019	0,017
50	0,050	0,049	0,048	0,041	0,034	0,028	0,025	0,023	0,021	0,019	0,017
100	0,038	0,037	0,032	0,030	0,027	0,025	0,024	0,023	0,021	0,019	0,017
200	0,033	0,030	0,025	0,024	0,023	0,023	0,023	0,022	0,021	0,019	0,017
300	0,031	0,029	0,025	0,023	0,023	0,023	0,023	0,022	0,021	0,019	0,017
400	0,030	0,029	0,025	0,023	0,023	0,023	0,023	0,022	0,021	0,019	0,017
500	0,030	0,029	0,024	0,023	0,023	0,023	0,023	0,022	0,021	0,019	0,017
1000	0,029	0,028	0,024	0,023	0,023	0,023	0,023	0,022	0,021	0,019	0,017
2000	0,028	0,028	0,024	0,023	0,023	0,023	0,023	0,022	0,021	0,019	0,017
ϵ_B	$\leq 0,4$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	≥ 1				
C_B	1	0,95	0,9	0,85	0,8	0,75	0,7				
	$k_e, \mu\text{m}^{-1}$										
St/St	St/GG	GG/GG	St/GGG	GG/GGG	St/Hgw						
4	2,3	1,8	3,2	1,3	0,2						

Cetvel B.2c - Dişli çark çiftinin K_v dinamik faktörü için kullanılacak değerleri [$L \cdot 10$].

h) Dinamik faktörün Prof. M. Akkurt [$L \cdot 4$]’e göre hesabı :

K_v Pratikte, dişli çarkın kalitesine (işleme doğruluğuna) ve çevre hızlarına göre verilmektedir (Şekil B.9 A ve Cetvel B.2 d)

Bu açıklamalardan sonra dinamik faktör K_v yi hesaplayalım.

Referans devir sayısı $N = 0,099 < 0,85$, dolayısıyla hesaplar kritik altı bölgede yapılacaktır.

a) Kısaltılmış hesap metodu :

Bu metod ile K_v süratli bir şekilde, Şekil B.9 daki diyagramdan tayin edilebilir.

$$K_v = f_f \cdot K_{350} \cdot N + 1 \quad (\text{Şekil B.9})$$

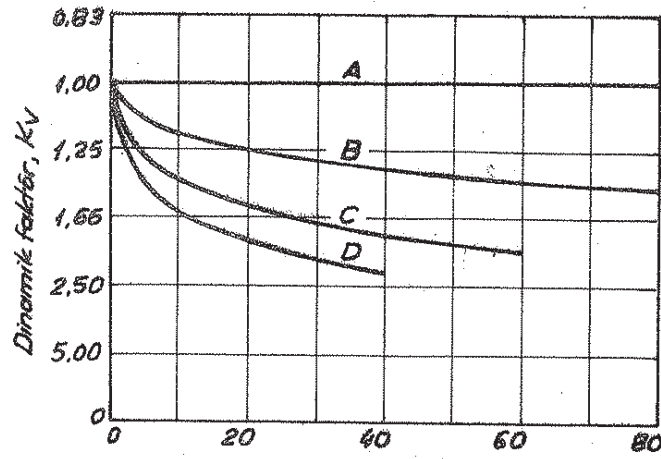
• $K_{350} \cdot N$ değeri ;

Dişli kalitesi : 6 (DIN 3961 ... 63’e göre)

$$\text{Karakteristik hız} : \frac{Z_1 \cdot U_t}{100} \sqrt{\frac{U^2}{1+U^2}} = 1,2 \text{ m/sn.}$$

• Yük düzeltme faktörü f_f ;

$$\left. \begin{array}{l} \text{Dişli kalitesi} : 6 \text{ (DIN 3961 ... 63'e göre)} \\ \text{Karakteristik hız} : \frac{Z_1 \cdot U_t}{100} \sqrt{\frac{U^2}{1+U^2}} = 1,2 \text{ m/sn.} \end{array} \right\} \parallel K_{350} \cdot N = 0,06 \text{ (Şekil B.9 a)}$$



Taksimat dairesindeki çevrehızı U_t , m/sn.

- A: Yüksek hassasiyetle taşlanmış veya taşlanmamış, önemli yük gelmeyen dişlilerde
 B: Yüksek hassasiyetle taşlanmış veya taşlanmamış, az dinamik yüke maruz dişlilerde
 C: Orta dinamik yüklerde
 D: Azdırma freza veya Felows yöntemi ile açılmış dişlilerde

Sekil B.9 A - Dinamik faktör K_v nin elde edilmesi [L.4].

Kalite	Yüzey sertliği HB	Çevre hızı U_t , m/sn.				
		L 3	3...8	8...12	12...18	18...25
6	≤ 350	-	1	1,1	1,2	1,4
	> 350	-	1	1	1,1	1,2
7	≤ 350	1	1	1,2	1,3	1,5
	> 350	1	1	1,1	1,2	1,3
8	≤ 350	1,1	1,3	1,4	-	-
	> 350	1,1	1,2	1,3	-	-
9	≤ 350	1,2	1,4	-	-	-
	> 350	1,2	1,3	-	-	-

Cetvel B.2d - K_v dinamik faktörü için yol gösterici değerler [L.4].

Çizgisel yük: $K_A \cdot F_t / b = 1,25 \cdot 585 = 731,25 \text{ N/mm}$, bu değer Şekil B.9a'daki sayısal cetvele göre ara değerdir onun için f_F , lineer interpolasyon yapılarak bulunur.

$$\left. \begin{array}{l} K_A \cdot F_t / b = 500 \\ \text{DIN-Kalite 6} \end{array} \right\} f_F = 0,78 \text{ (Şekil B.9a)}$$

$$\left. \begin{array}{l} K_A \cdot F_t / b = 800 \\ \text{DIN-Kalite 6} \end{array} \right\} f_F = 0,59 \text{ (Şekil B.9a)}$$

$$\frac{800 - 731,25}{800 - 500} = \frac{f_F - 0,59}{0,78 - 0,59}$$

$$\| f_F = 0,63$$

$$K_V = 0,63 \cdot 0,06 + 1$$

$$\| K_V = 1,03$$

b) Direkt hesap metodu :

$$b_1) K_V = N(C_{V12} \cdot c' \cdot G + C_{V3}) + 1 \quad (\text{Eşitlik B/26})$$

• Faktör G ;

$$G = \frac{f_{pe2} - y_4}{K_A \cdot F_t / b} \quad (\text{Eşitlik B/25})$$

$$G = \frac{12 - 2,2}{1,25 \cdot 585}$$

$$\| G = 0,013$$

• Tesir faktörleri C_{V12} , C_{V3} ;

$E_y = 2,77$ olan helisel dişliler için,

$$\left. \begin{array}{l} \| C_{V12} = 0,58 \\ \| C_{V3} = 0,09 \end{array} \right\} \quad (\text{Çetvel B.2})$$

$$K_V = 0,099 (0,58 \cdot 14,3 \cdot 0,013 + 0,09) + 1$$

$$\| K_V = 1,02$$

$$b_2) K_V = N \cdot K + 1 \quad (\text{Eşitlik B/23})$$

$$K = C_{V1} \cdot B_p + C_{V2} \cdot B_f \cdot C_{V3} \cdot B_k \quad (\text{Eşitlik B/26 a})$$

• C_V faktörleri ;

$$\| C_{V1} = 0,32 \quad (\text{Şekil B.8 b}, \text{Çetvel B.2 a})$$

$$E_y = 2,77 \rightarrow \| C_{V2} = 0,24 \quad (\text{Şekil B.8 b})$$

$$C_{V2} = \frac{0,57}{E_y - 0,3} \quad (\text{Çetvel B.2 a})$$

$$C_{V2} = \frac{0,57}{2,77 - 0,3}$$

$$\| C_{V2} = 0,23$$

$$E_y = 2,77 \rightarrow C_{V3} = 0,08 \quad (\text{Şekil B.8 b})$$

$$C_{V3} = \frac{0,096}{E_y - 1,56} \quad (\text{Çetvel B.2 a})$$

$$C_{V3} = \frac{0,096}{2,77 - 1,56}$$

$$\| C_{V3} = 0,0793$$

• Parametreler B_p , B_f ve B_k ;

$$B_p = \frac{c' \cdot f_{pe} \cdot \text{eff}}{F_t / b \cdot K_A} = \frac{c' (f_{pe} - y_4)}{F_t / b \cdot K_A} \quad (\text{Eşitlik B/26 b})$$

$$B_p = \frac{14,3(12-2,2)}{1,25 \cdot 585}$$

$$\| \underline{B_p = 0,19}$$

$$B_f = \frac{c' \cdot f_f \text{ eff}}{F_t/b \cdot K_A} = \frac{c' \cdot (f_f - y_\alpha)}{F_t/b \cdot K_A} \quad (\text{Eşitlik 8/26c})$$

$$\left. \begin{array}{l} m_n = 16 \text{ mm} \\ \text{Dişli kalitesi: 6} \end{array} \right\} \| \underline{f_f = 22 \mu\text{m}} \quad (\text{Cetvel E2.1})$$

$$B_f = \frac{14,3(22-2,2)}{1,25 \cdot 585}$$

$$\| \underline{B_f = 0,387}$$

$$B_k = \left| 1 - \frac{c' \cdot C_\alpha}{F_t/b \cdot K_A} \right| \quad (\text{Eşitlik 8/26d})$$

$$\| \underline{B_k = 1} \quad (C_\alpha = 0)$$

$$K = 0,32 \cdot 0,19 + 0,23 \cdot 0,387$$

$$\| \underline{K = 0,1498}$$

$$K_v = 0,098 \cdot 0,1498 + 1$$

$$\| \underline{K_v = 1,015}$$

$$b_3) \quad K_v = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \cdot F_t/b} + K_2 \right) \cdot \frac{Z_1 \cdot v_t}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \quad (\text{Eşitlik 8/32a})$$

DIN-Dişli kalitesi 6 olan helisel dişliler için ,

$$\left. \begin{array}{l} \| \underline{K_1 = 8,5} \\ \| \underline{K_2 = 0,0087} \end{array} \right\} \quad (\text{Cetvel 8.2b})$$

$$K_v = 1 + \left(\frac{8,5}{1,25 \cdot 585} + 0,0087 \right) \cdot 1,2$$

$$\| \underline{K_v = 1,02}$$

$$b_4) \quad K_v \cong 1 + \left(1 + \frac{k_e \cdot f_{pe}}{w \cdot K_A} \cdot 0,65 \right) C_v \cdot C_B \cdot v_t \quad (\text{Cetvel 8.2c})$$

Cetvel 8.2c den faydalanarak :

• Yük faktörü C_v ;

$$w \cdot K_A = F_t/b \cdot K_A = 1,25 \cdot 585 = 731,25 \text{ N/mm.}$$

$$w \cdot K_A = 731,25 \text{ N/mm.}$$

$$v_t = 5,34 \text{ m/sn.}$$

$$\left. \begin{array}{l} w \cdot K_A = 731,25 \text{ N/mm.} \\ v_t = 5,34 \text{ m/sn.} \end{array} \right\} \| \underline{C_v = 0,0235}$$

• Helisel dişli katsayısı C_B ;

$$\epsilon_B = 1,16 > 1 \longrightarrow \| \underline{C_B = 0,7}$$

• Malzeme çifti faktörü k_e ;

$$St / St \longrightarrow \| k_e = 4 \mu m^{-1}$$

$$K_V = 1 + \left(1 + \frac{4 \cdot 12}{731,25} \cdot 0,65\right) \cdot 0,0235 \cdot 0,7 \cdot 5,34$$

$$\| K_V = 1,09$$

elde edilir

Kabül edilen : $\| K_V = 1,02$

8.10 - Genişlik faktörleri $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$

Çalışan bir dişli çifti işletme yükü altında diş genişliği boyunca az veya çok değişken bir yük dağılışı arzeder. Birbiri ile çalışan iki diş yüzeyi önceden işlenip bunlar birbirine bastırılırsa elde edilen izlerden yük dağılımının değişik olduğu anlaşılır. Dişli çark mekanizmasını taşıyan millerin deformasyonlarından ve dişlerin işleme doğruluğundan dolayı, diş genişliği boyunca düzgün olmayan yük dağılımının etkisi « genişlik faktörleri » ile göz önüne alınır. Bu faktörler: Yüzey basıncı için $K_{H\beta}$, diş taban zorlanması için $K_{F\beta}$ ve yenme zorlanması için $K_{B\beta}$ dir.

a) Diş yüzeyi doğrultusundaki imalât hatası f_{ma} ;

* imalât hatalarının toplamına bağlı olarak dişlilerin imalâtından doğan diş yüzeyi doğrultu hatası » şeklinde tarif edilebilir.

• Diş yüzey doğrultusu düzeltilmemiş veya alıştırmaya önlemleri alınmamış çark çifti için :

$$f_{ma} = f_{H\beta} \quad (8/36)$$

• Alıştırma önlemleri (Lepleme veya daha az yükte alıştırmaya, ayarlanabilir yatak veya uygun diş yüzey doğrultusu - yön düzeltmesi) alınmış çark çifti hem de maksada uygun seçilmiş genişlik boyutunda bombeli çark çifti için :

$$f_{ma} = 0,5 f_{H\beta} \quad (8/37)$$

• Maksada uygun seçilmiş uç daraltmalı çark çifti için :

$$f_{ma} = 0,7 f_{H\beta} \quad (8/38)$$

bağıntıları geçerlidir.

$f_{H\beta}$ - Yüzey doğrusu - yön hatası (Diş yüzey doğrusunun yön hatası. Kısım E2.3 ve Şekil 5.1)

$f_{H\beta}$ için, pinyon veya çarkın daha büyük olan değeri alınır; diğer taraftan dişli toleransları ISO 1328 - 1975 'e göre uygulandığında $f_{H\beta}$ yerine F_{β} konulabilir (F_{β} - Diş yüzey doğrusunun toplam hatası, Cetvel E2.3).

Ayrıca, $f_{H\beta}$ aşağıdaki bağıntı ile yaklaşık olarak hesaplanabilir.

$$f_{HB} = H_{\psi} \cdot 4,16 \cdot b^{0,14}$$

DIN-Kalite	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
H _ψ -Faktörü	0,57	0,76	1	1,32	1,85	2,59	4,01	6,22	9,63	14,9

Cetvel 8.3 - H_ψ - Faktörü [L. 15].

Hatırlanacağı gibi, Cetvel 5.1 den DIN-Kalite 5'e göre $f_{HB} = 10 \mu\text{m}$ seçilmişti. Eşitlik B/39 kullanılacak olursa;

$$\left. \begin{array}{l} H_{\psi} = 1 \text{ (Cetvel 8.3)} \\ b = 480 \text{ mm} \end{array} \right\} f_{HB} = 1 \cdot 4,16 \cdot (480)^{0,14} = 9,87 \mu\text{m}$$

$f_{HB} \approx 10 \mu\text{m}$ elde edilir.

b) Şekil değiştirme (deformasyon) hatası f_{sh} ;

"Pinyon ve pinyon milinin eğilmesi ve burulmasından doğan şekil değişimine (deformasyona) bağlı diş yüzeyi doğrultu hatası" şeklinde tarif edilebilir.

f_{sh} in tesbiti için yaklaşık hesap metodu:

Yatakların hem de mekanizma kutusunun deformasyonu ve boşluğu, çark mili ve çark gövdesinin deformasyonu burada ihmal edilmiştir.

f_{sh} için tecrübi değerler diş genişliğine göre Cetvel B.4 den alınabilir.

Diş genişliği b , mm	20'ye kadar	20 den 40'a kadar	40 dan 100'e kadar	100 den 200'e kadar	200 den 315'e kadar	315 den 560'a kadar	560 dan sonra
1) Çok rijit çarklar ve mekanizmalar (meselâ, stasyonær türbin mekanizması) ve/veya düşük çizgisel yük (meselâ, $F_t/b < 200 \text{ N/mm}$).	5	6,5	7	8	10	12	16
2) Orta rijitlik ve/veya çizgisel yük $F_t/b \approx 200 \dots 1000 \text{ N/mm}$ (ekseriya endüstri mekanizmaları)	6	7	8	11	14	18	24
3) Fleksibl (eğilebilir) çarklar ve mekanizmalar ^a veya yüksek çizgisel yük (mesela, $F_t/b > 1000 \text{ N/mm}$).	10	13	18	25	30	38	50

Cetvel 8.4 - Deformasyona bağlı olarak yüzey doğrultu hatası f_{sh} [μm] için kabul edilebilir değerler (Mekanizmadaki çark çifti için).

^a Mesela; küçük helis açılarında kaynaklı tek diskli çarklar, göbek çapı küçük, göbek genişliği küçük olan çarklar. Kontrol, yük altında taşıma şeklinin incelenmesine bağlı olarak yapılır. - Dişin yaylanma rijitliği dolu gövdeli çarklara göre daha az önemlidir. - Sayısal değerler milin deformasyonlarına karşılık gelir. Düşük diş yaylanma rijitliğinden dolayı hesap için 2. sıranın f_{sh} değerleri kullanılır.

b₁) Genişlik boyutunda bombesiz veya uç daraltmasız alın dişli çarklar için f_{sh} in yaklaşık olarak hesabı;

Burulma için diş genişliği boyunca kuvvet dağılımı üniform, eğilme için yükleme noktası diş genişliğinin ortasında, kabülleri dolu mil üzerindeki pinyon için yapılırsa, burulma ve eğilme deformasyonları ile

$$f_{sh} = |f_{sh,t} + f_{sh,b}| \quad (B/40)$$

bağıntısı yazılabilir.

$f_{sh,t}$ - Burulma deformasyonu

Kontrol formülü ;

$$\varphi = \frac{T_1 \cdot L}{G \cdot I_p} \quad (B/41)$$

φ - Burulma açısı

T_1 - Burulma momenti

L - Burulma deformasyonuna maruz uzunluk

G - Kayma modülü

I_p - Kesitin kutupsal eylemsizlik momenti

Dairesel kesit (dolu mil) için,

$$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad (B/42)$$

Şekil 7.1 ve B.10 göz önüne alınarak Eşitlik B/41 ile

$$\varphi = \frac{F_m \cdot d_1/2 \cdot b/2}{G \cdot \pi d_1^4/32} = \frac{8 F_m \cdot b}{G \cdot \pi \cdot d_1^3} \text{ rad.}$$

bulunur. φ açısına karşılık gelen ve merkezden $d_1/2$ mesafesindeki bir lifin (el-yafın) maruz kaldığı kayma (burulma) $d_1/2 \cdot \varphi$ olduğuna göre burulma deformasyonu da:

$$f_{sh,t} = \frac{8 F_m \cdot b}{G \cdot \pi \cdot d_1^3} \cdot \frac{d_1}{2}$$

$$f_{sh,t} = \frac{4}{G \cdot \pi} \cdot \frac{F_m}{b} \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \quad (B/43)$$

denklemden hesaplanabilir.

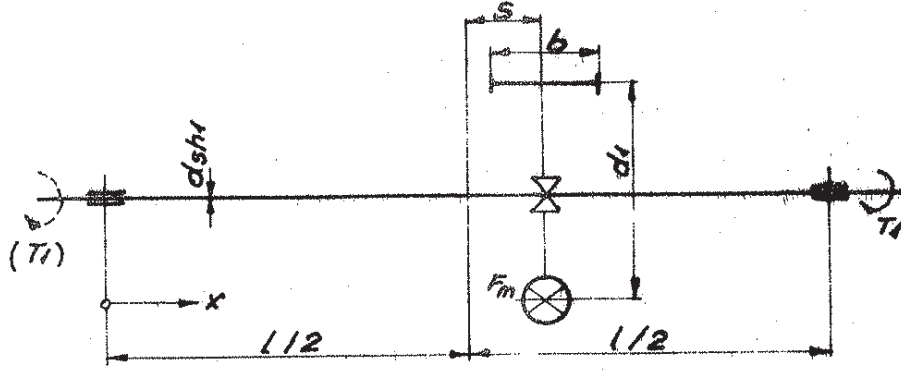
F_m - Taksimat dairesindeki ortalama çevre kuvveti

$$F_m = F_t \cdot K_A \cdot K_V \quad (B/44)$$

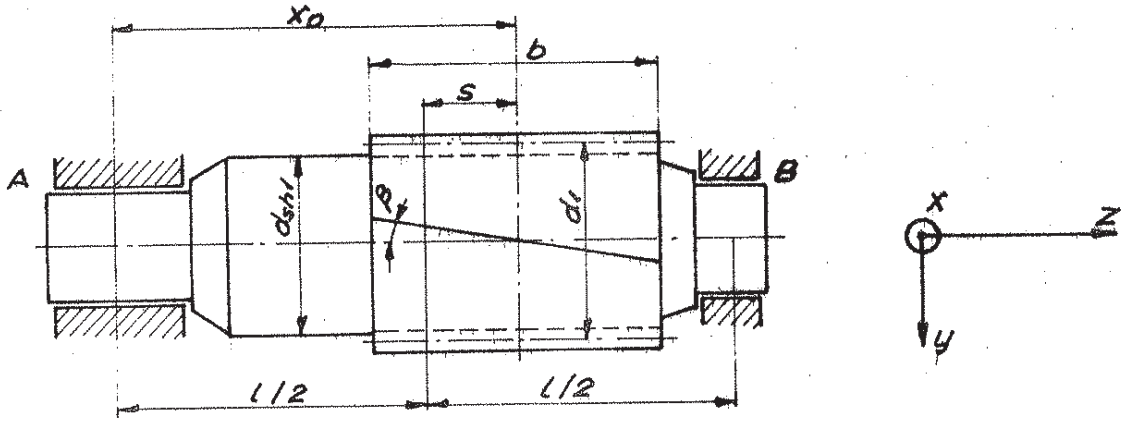
$f_{sh,b}$ - Eğilme deformasyonu

Eğilme deformasyonu $f_{sh,b}$ yaklaşık olarak, pinyon genişliğinin ortasını te-kabül eden milin elastik eğrisinden elde edilir. $f_{sh,b}$ için hesaplar, Şekil B.10'daki semboller ile Şekil 7.1 den, pinyon milinin şematik olarak çizilmiş (Şekil B.11) şekli-

ne göre yapılmıştır

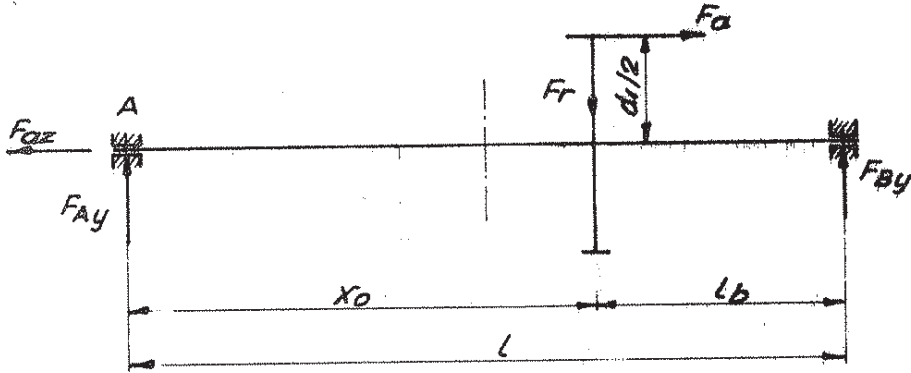


Şekil 8-10 - Yaklaşık deformasyon hesabı için ölçülendirilmiş pinyon mili.



Şekil 8-11 - Pinyon mili (şematik)

y-z düzleminde (düşey düzlemde) ;



Mesnet kuvvetleri :

$$\sum M_A = 0 \quad F_{By} \cdot L - F_r \cdot x_0 + F_a \cdot \frac{d_1}{2} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_{Ay} + F_{By} = F_r$$

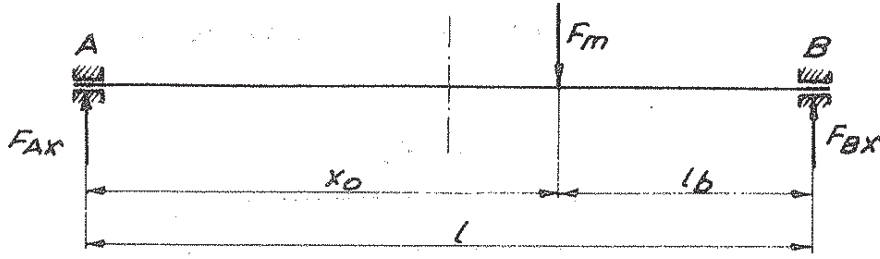
$$\sum F_z = 0 \quad F_{Az} = F_a$$

$$F_{By} = F_r \cdot \frac{x_0}{L} - F_a \cdot \frac{d_1}{2L}$$

$$F_{Ay} = F_r \cdot \frac{L - x_0}{L} + F_a \cdot \frac{d_1}{2L}$$

$$F_{Az} = F_a$$

x-z düzleminde (yatay düzlemde);



Mesnet kuvvetleri:

$$\sum M_A = 0 \quad F_{Bx} \cdot L = F_m \cdot x_0$$

$$\sum F_x = 0 \quad F_{Ax} + F_{Bx} = F_m$$

$$F_{Ax} = F_m \cdot \frac{l_b}{L}$$

$$F_{Bx} = F_m \cdot \frac{x_0}{L}$$

Yeri gelmişken hemen belirtelim, A ve B yataklarındaki mesnet kuvvetleri;

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} \quad (B/45)$$

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} \quad \text{olup} \quad (B/46)$$

ayrıca B yatağı aksenal olarak F_a kuvveti ile yüklenir (Daha ayrıntılı bilgi için kısım 12 ye bakınız).

Elâstik eğrinin hesabını geçmeden önce onun ile ilgili bazı hatırlatmalar yapalım (Karışıklığa meydan vermemek için alışagelmiş olan klasik eksen takımı kullanılmıştır)

$y(x)$ = Elâstik eğri, çökmeler

$\phi = y'(x)$ = Eğimler, kesitlerin dönme miktarı

almak üzere elâstik eğrinin diferansiyel denklemi;

$$-EI_x y''(x) = (M_e)_x, \quad \text{Eğilme momenti}$$

$$-EI_x y'''(x) = F_k, \quad \text{Kesme kuvveti}$$

$$EI_x y^{IV}(x) = q_y, \quad \text{Yayıllı yükün şiddeti}$$

şeklinde dir.

Sınır şartları:



Basit mesnet $y_A = 0, M_A = 0 = y''$



Ankastre mesnet $y_A = 0, y'_A = 0$



Mafsal $M_A = 0, (y_I)_A = (y_{II})_A$



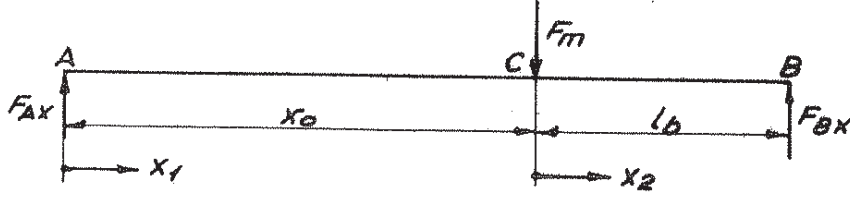
Ara mesnet $(y_I)_A = (y_{II})_A, (y_I)'_A = (y_{II})'_A$

İntegrasyon yöntemi :

a) Elâstik eğrinin diferansiyel denklemini integre edilir.

b) İntegrasyon sabitleri sınır şartları yardımıyla belirlenir.

Artık elâstik eğrinin diferansiyel denklemini yazılabilir :



Moment değişimleri :

$$(M_e)_I = F_{Ax} \cdot x_1$$

$$(M_e)_{II} = F_{Ax} (x_0 + x_2) - F_m \cdot x_2$$

Elâstik eğrinin diferansiyel denklemini :

$$EI y_1''(x_1) = - (M_e)_I = - F_{Ax} \cdot x_1$$

$$EI y_2''(x_2) = - (M_e)_{II} = - F_{Ax} (x_0 + x_2) + F_m \cdot x_2$$

Elâstik eğrinin denklemini :

$$EI y_1'(x_1) = - F_{Ax} \cdot \frac{x_1^2}{2} + A_1$$

$$EI y_1(x_1) = - F_{Ax} \cdot \frac{x_1^3}{6} + A_1 \cdot x_1 + B_1$$

$$EI y_2'(x_2) = - F_{Ax} \cdot (x_0 \cdot x_2 + \frac{x_2^2}{2}) + F_m \cdot \frac{x_2^2}{2} + A_2$$

$$EI y_2(x_2) = - F_{Ax} \cdot (x_0 \cdot \frac{x_2^2}{2} + \frac{x_2^3}{6}) + F_m \cdot \frac{x_2^3}{6} + A_2 \cdot x_2 + B_2$$

Sınır şartları :

$$1^\circ [y_1(x_1=0)]_A = 0$$

$$\underline{B_1 = 0}$$

$$2^\circ [y_2(x_2=l_b)]_B = 0$$

$$- F_{Ax} (x_0 \cdot \frac{l_b^2}{2} + \frac{l_b^3}{6}) + F_m \cdot \frac{l_b^3}{6} + A_2 \cdot l_b + B_2 = 0$$

$$3^\circ [y_1'(x_1=x_0)]_C = [y_2'(x_2=0)]_C$$

$$- F_{Ax} \cdot \frac{x_0^2}{2} + A_1 = A_2$$

$$4^\circ [y_1(x_1=x_0)]_C = [y_2(x_2=0)]_C$$

$$- F_{Ax} \cdot \frac{x_0^3}{6} + A_1 \cdot x_0 = B_2$$

$$A_2 \cdot l_b + B_2 = F_{AX} \left(x_0 \cdot \frac{l_b^2}{2} + \frac{l_b^3}{6} \right) - F_m \cdot \frac{l_b^3}{6}$$

$$A_1 - A_2 = F_{AX} \cdot \frac{x_0^2}{2}$$

$$A_1 \cdot x_0 - B_2 = F_{AX} \cdot \frac{x_0^3}{6}$$

Bu üç denklemden gerekli olan A_1 integrasyon sabiti;

$$(A_1 - A_2) \cdot l_b = F_{AX} \cdot \frac{x_0^2}{2} \cdot l_b$$

$$A_1 \cdot x_0 - B_2 = F_{AX} \cdot \frac{x_0^3}{6}$$

$$A_1(l_b + x_0) - (A_2 \cdot l_b + B_2) = F_{AX} \left(\frac{x_0^2}{2} \cdot l_b + \frac{x_0^3}{6} \right)$$

$$A_1 \cdot l = F_{AX} \left(\frac{x_0^2}{2} l_b + \frac{x_0^3}{6} + x_0 \frac{l_b^2}{2} + \frac{l_b^3}{6} \right) - F_m \cdot \frac{l_b^3}{6}$$

$$A_1 \cdot l = F_{AX} \left[\frac{x_0^3 + l_b^3}{6} + \frac{x_0 \cdot l_b}{2} (x_0 + l_b) \right] - F_m \cdot \frac{l_b^3}{6}$$

$$A_1 \cdot l = F_{AX} \left[\frac{(x_0 + l_b)(x_0^2 - x_0 \cdot l_b + l_b^2)}{6} + \frac{x_0 \cdot l_b \cdot l}{2} \right] - F_m \cdot \frac{l_b^3}{6}$$

$$A_1 \cdot l = F_{AX} \cdot \frac{l}{6} (x_0^2 + 2x_0 \cdot l_b + l_b^2) - F_m \cdot \frac{l_b^3}{6}$$

$$A_1 \cdot l = F_m \cdot \frac{l_b}{l} \cdot \frac{l}{6} \cdot l^2 - F_m \cdot \frac{l_b^3}{6}$$

$$A_1 = \frac{F_m \cdot l_b}{6l} (l^2 - l_b^2) = \frac{F_m \cdot l_b}{6 \cdot l} (l + l_b)(l - l_b)$$

$$\| A_1 = \frac{F_m \cdot l_b \cdot x_0 \cdot (2l - x_0)}{6 \cdot l}$$

değerini alır.

$$EI y_1'(x_1) = -F_m \cdot \frac{l_b}{l} \cdot \frac{x_1^2}{2} + \frac{F_m \cdot l_b \cdot x_0 (2l - x_0)}{6l}$$

$x_1 = x_0$ için

$$EI y_1'(x_0) = \frac{F_m \cdot l_b \cdot x_0}{2l} \left(-x_0 + \frac{2l - x_0}{3} \right)$$

$$EI y_1'(x_0) = \frac{F_m \cdot x_0 \cdot (l - x_0)}{3 \cdot l} (l - 2x_0)$$

$$EI y_1'(x_0) = \frac{F_m \cdot x_0}{3 \cdot l} \cdot l^2 \left(1 - \frac{x_0}{l} \right) \left(1 - 2 \frac{x_0}{l} \right)$$

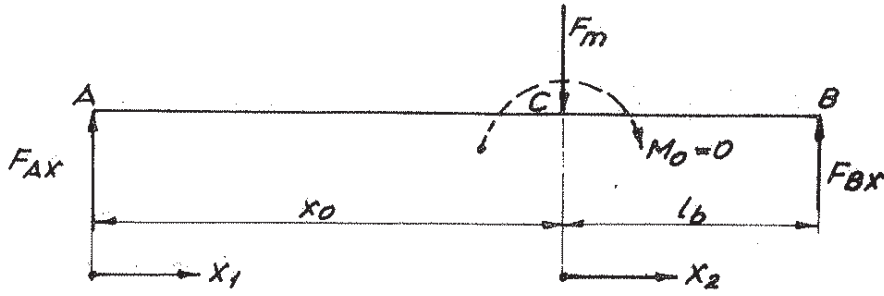
elde edilir. Bu denklem b genişliği boyunca düşünülür ve genelleştirilirse,

$$f_{sh,b} = b \cdot y'(x) = \pm b \cdot F_m \frac{1}{3EI} l^2 \frac{x}{l} \left(1 - \frac{x}{l} \right) \left(1 - 2 \frac{x}{l} \right) \quad (8/47)$$

şeklinde yazılabilir.

Konu yeterince uzadı, ancak yukarıdaki ifadeyi belki faydalı olur düşüncesiyle "Castigliano" (Kastilyano okunur) yöntemini kullanarak da hesap-

lamak istiyoruz.



C kesitine değeri sıfır olan ($M_0=0$) tasarlanmış bir moment ilâve edelim. Bu dış momentin döndürme yönündeki eğimi (dönme miktarı),

$$\phi_C = y'_C(x) = \frac{1}{EI} \int_0^l \left[M_{eI} \cdot \frac{\partial M_{eI}}{\partial M_0} \right]_{M_0=0} dx \text{ dir.}$$

Mesnet kuvvetlerini yeniden hesaplayalım (M_0 momentini ilave edince mesnet kuvvetlerinde de buna uygun olarak bir değişme meydana gelecektir).

$$\sum M_A = 0 \quad F_{BX} \cdot l - M_0 - F_m \cdot x_0 = 0$$

$$\sum F_x = 0 \quad F_{AX} + F_{BX} = F_m$$

$$F_{AX} = F_m \frac{l_b}{l} - \frac{M_0}{l}$$

$$F_{BX} = F_m \frac{x_0}{l} + \frac{M_0}{l}$$

$$M_{eI} = F_{AX} \cdot x_1 = \left(F_m \frac{l_b}{l} - \frac{M_0}{l} \right) x_1$$

$$\frac{\partial M_{eI}}{\partial M_0} = - \frac{x_1}{l}$$

$$M_{eII} = M_0 - F_m \cdot x_2 + F_{AX} (x_0 + x_2)$$

$$M_{eII} = M_0 - F_m \cdot x_2 + \left(F_m \frac{l_b}{l} - \frac{M_0}{l} \right) (x_0 + x_2)$$

$$M_{eII} = M_0 \frac{l_b - x_2}{l} + \frac{F_m \cdot x_0}{l} (l_b - x_2)$$

$$\frac{\partial M_{eII}}{\partial M_0} = \frac{l_b - x_2}{l}$$

$$\phi_C = \frac{1}{EI} \int_0^{x_0} \left[M_{eI} \cdot \frac{\partial M_{eI}}{\partial M_0} \right]_{M_0=0} dx_1 + \frac{1}{EI} \int_0^{l_b} \left[M_{eII} \cdot \frac{\partial M_{eII}}{\partial M_0} \right]_{M_0=0} dx_2$$

$$\phi_C = \frac{1}{EI} \int_0^{x_0} F_m \frac{l_b}{l} x_1 \left(- \frac{x_1}{l} \right) dx_1 + \frac{1}{EI} \int_0^{l_b} \frac{F_m \cdot x_0}{l} (l_b - x_2) \left(\frac{l_b - x_2}{l} \right) dx_2$$

$$\phi_C = - \frac{1}{EI} F_m \frac{l_b}{l^2} \cdot \frac{x_0^3}{3} + \frac{1}{EI} \cdot \frac{F_m \cdot x_0}{l^2} \int_0^{l_b} (l_b - x_2)^2 dx_2$$

$$\phi_C = -\frac{1}{EI} F_m \frac{lb}{l^2} \cdot \frac{x_0^3}{3} + \frac{1}{EI} \cdot \frac{x_0}{l^2} \cdot \frac{lb^3}{3}$$

$$\phi_C = \frac{F_m \cdot lb \cdot x_0}{3EI l^2} (lb^2 - x_0^2) = \frac{F_m \cdot lb \cdot x_0}{3EI l} (lb - x_0)$$

$$\phi_C = \frac{F_m \cdot lb \cdot x_0}{3EI l} (1 - 2x_0)$$

$$\phi_C = F_m \frac{1}{3EI} l^2 \frac{x_0}{l} \left(1 - \frac{x_0}{l}\right) \cdot \left(1 - 2 \frac{x_0}{l}\right)$$

Görüldüğü gibi sonuç aynıdır.

Eşitlik 8/47 yi tekrar ele alalım. Pratiği ilgilendiren aralık $0 \leq s/l \leq 0.3$ için, $(x/l) \cdot [1 - (x/l)] \cdot [1 - (2x/l)]$ terimi yerine yeter doğrulukta 0,38 s/l e değeri konabilir ($x = x_0 = l/2 + s$ ile).

0 halde;

$$f_{sh,b} = \pm b \cdot F_m \frac{1}{3 \cdot E \cdot \frac{\pi d_{sh}^4}{64}} \cdot l^2 \cdot 0,38 \cdot \frac{s}{l}$$

$$f_{sh,b} = \pm \frac{F_m}{b} \cdot \frac{64 \cdot 0,38}{3 \cdot \pi \cdot E} \cdot \left(\frac{b \cdot l}{d_{sh}^2}\right)^2 \cdot \frac{s}{l} \quad (8/48)$$

Eldedilir. Burada, eğer döndürme momenti T_1 sağdan sola doğru iletilecek ise (Şekil 8-10 daki gibi) üstteki işaret, eğer döndürme momenti soldan sağa doğru iletilecek ise alttaki işaret kullanılır.

Eşitlik 8/43 ile 8/48, Eşitlik 8/40 da çelik için G ve E değerleri ile yerine konursa;

$$f_{sh} = \frac{F_m}{b} \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 \left[\frac{4}{G \cdot \pi} + \frac{64 \cdot 0,38}{3 \cdot \pi \cdot E} \left(\frac{d_1}{d_{sh1}}\right)^4 \cdot \frac{l \cdot s}{d_1^2} \right]$$

$$G = 81000 \text{ N/mm}^2, E = 206000 \text{ N/mm}^2$$

$$f_{sh} = A^* \frac{F_m}{b} \left[1 \pm 0,8 \frac{l \cdot s}{d_1^2} \left(\frac{d_1}{d_{sh1}}\right)^4 \right] \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 \quad (8/49)$$

bağıntısı bulunur.

$A^* = 0,0155 \text{ mm} \mu\text{m}/\text{N}$ dir. Nümerik değerler ile yapılan karşılaştırmalar, burulma ve eğilme dolayısı ile deformasyona uğruyan (lineer olmayan) parçaların, lineer kabul edilentelerle aynı miktarda kompanze edilmediğini göstermiştir. Bu durum f_{sh} değerinin (Eşitlik 8/49) 1,5 ile çarpılması sonucu (Eşitlik 8/50 ve 8/51 deki A faktörü) bertaraf edilebilir. - d_{sh} ise ideal bir eşdeğer mil çapıdır. Bu mil sabit çaplı kabul edilir ve gerçek mil ile aynı eğilme etkisini gösterir. Deneme hesapları ile d_{sh} çapı için daha emniyetli değerler (kabullenmeler) elde edilebilir. - Bu eşitlikler $(d_{sh1}/d_{sh0}) \approx 0,5$ olan içi boş millerde de yeteri hassasiyette geçer.

liliğe sahiptir.

Her iki deformasyonun birbirini yok etmemeleri için ilave bir düzeltmeye daha ihtiyaç vardır (Eşitlik 8/50 ve 8/51 deki 0,3 sabitesi). Aksi halde bu durum gerçeği yansıtmaz (lineer olmayan şekillendirmeden dolayı) Pinyon, mil ile tek parçadan (yekpare) müteşekkil ve $d_1/d_{sh} \geq 1,15$ ise, bunun haricinde ilave olarak destekleme sisteminin (yataklama durumunun) f_{sh} üzerindeki etkisinde dikkate alınmak gerekir. Bundan dolayı eğilme payı %40'a kadar azalabilmektedir. Eşitlik 8/50 ve 8/51 de bu durum K' faktörü ile göz önüne alınmıştır. Normal sıkı geçme yataklarda yataklama durumunun f_{sh} üzerindeki etkisi yoktur veya dikkate alınmayacak kadar azdır.

• Düz ve tek helisel (basit helisel) dişliler için :

$$f_{sh} = \frac{F_m}{b} \cdot A \left[\left| B^* + K' \frac{l \cdot s}{d_1^2} \left(\frac{d_1}{d_{sh}} \right)^4 - 0,3 \right| + 0,3 \right] \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \quad (8/50)$$

Burada, $A \approx 1,5 A^*$; $A = 0,023 \text{ mm } \mu\text{m}/\text{N}$ ve $B^* = 1$. Hadde mekanizmalarında (Şekil E3.3b) ise döndürme momentinin sadece %k sı dişli tarafından iletildiğinden $B^* = 1 + 2(100 - k)/k$ dir.

• Çift helisel dişliler için (çevre kuvveti her iki helisel dişliye üniform olarak dağılmış) :

$$f_{sh} = \frac{F_m}{b} \cdot A \left[\left| B^* + K' \frac{l \cdot s}{d_1^2} \left(\frac{d_1}{d_{sh}} \right)^4 - 0,3 \right| + 0,3 \right] \left(\frac{b_B}{d_1} \right)^2 \quad (8/51)$$

Burada, $A = 0,046 \text{ mm } \mu\text{m}/\text{N}$; F_m/b , ortalama çizgisel yük için esas olan değer ($b = 2b_B$, b_B - Her iki tek helisel dişliye ait diş genişliği. Şekil 5.3) ve $B^* = 1,5$. Hadde mekanizmalarında ise $B^* = [1 + 2(200 - k)/k]/2$ dir.

b₂) Genişlik boyutunda bombeli alın dişli çarklar için ;

Eşitlik 8/50 ve 8/51 de kullanılan A sabiti :

$A = 0,012 \text{ mm } \mu\text{m}/\text{N}$ (Düz ve tek helisel dişlilerde)

$A = 0,024 \text{ mm } \mu\text{m}/\text{N}$ (Çift helisel dişlilerde)

b₃) Diş sonu daraltmalı alın dişli çarklar için ;

Eşitlik 8/50 ve 8/51 de kullanılan A sabiti :

$A = 0,016 \text{ mm } \mu\text{m}/\text{N}$ (Düz ve tek helisel dişlilerde)

$A = 0,032 \text{ mm } \mu\text{m}/\text{N}$ (Çift helisel dişlilerde)

Not. K' faktörü ile ilgili sayısal değerler, pinyonun yataklama durumu göz önüne alınarak Şekil 8.12 de, A ve B^* sabitleri ise özet olarak Cetvel 8.5 de verilmiştir.

Tertip şekilleri	s/l	K'	
		Destekleme sisteminin (yataklama durumu) etkisi	
		a) Var	b) Yok
	$< 0,3$	0,48	0,8
	$< 0,3$	-0,48	-0,8
	$< 0,5$	1,33	1,33
	$< 0,3$	-0,36	-0,6
	$< 0,3$	-0,6	-1,0

Sekil B-12 - Pinyon ve pinyon milinin deformasyonuna bağlı olarak meydana gelen dış yüzeyi doğrulttu hatasının (f_{sh}) bulunması için gerekli olan K' faktörü. T^* - Giriş veya çıkış döndürme momenti. Diğer tertip şekilleri ve belirtilen sınırların dışındaki s/l değerleri hem de ilaveten millerin yüklenmeleri (Kayış - Kasnak, zincir mekanizmaları gibi) hassas hesaplar için bilinmelidir.

- a) Eğer $d_1/d_{sh1} \geq 1,15$ yanısıra pinyon ile mil tek parçadan (yekpare) müteşekkil ise, destekleme sisteminin (yataklama durumunun) f_{sh} üzerinde etkisi vardır.
- b) Eğer $d_1/d_{sh1} < 1,15$ yanısıra pinyon ile mil tek parçadan (yekpare) müteşekkil, bundan başka pinyon mile paralel kama (feder) ile bağlanmış ise, destekleme sisteminin (yataklama durumunun) f_{sh} üzerinde etkisi yoktur. (normal sıkı geçme yataklarda da bu etki dikkate alınmaz).

Çift helisel dişlilerde ise (kesik çizgili olarak gösterilmiş olup burada dişlinin yarısı alınmamıştır) daha az şekil değişimi (deformasyon) meydana gelecektir.

	Diş yüzey doğrultusu düzeltilmemiş		Genişlik boyutunda bombeli		Diş sonu daratmalı	
	Düz ve basit (tek) helisel dişliler	Çift helisel dişliler	Düz ve basit (tek) helisel dişliler	Çift helisel dişliler	Düz ve basit (tek) helisel dişliler	Çift helisel dişliler
Faktör A	0,023	0,046	0,012	0,024	0,016	0,032
	Düz veya helisel alın dişli çarklar			Çift taraflı helisel alın dişli çarklar		
	Normal ^a	Hodde mekanizmaları ^b (dişli merdaneler)		Normal ^a	Hodde mekanizmaları ^b (dişli merdaneler)	
Faktör B*	1	$1 + 2(100 - k) / k$		1,5	$0,5 + (200 - k) / k^c$	

Cetvel B.5 - Alın dişli çark çiftleri için f_{sh} in elde edilmesinde kullanılan A ve B* faktörleri.

^a Döndürme momentinin % 100 ü dişli tarafından iletilir.

^b Döndürme momentinin % k sı dişli, % (100-k) sı da pinyon tarafından iletilir (Şekil E3-3b ile mukayese ediniz).

^c Eşitlik 8/51'deki b_B , ok dişlide bir tarafın diş genişliğidir. F_t toplam çevre kuvveti dolayısıyla döndürme momenti, ok dişlinin her iki yarısı tarafından eşit olarak paylaşılarak iletilir.

Artık, deformasyon hatası (f_{sh}) hesaplanabilir:

• Tecrübi (deneysel) değerler metodu:

$$b = 480 \text{ mm,}$$

$$F_t / b = 585 \text{ N/mm. ve endüstri mekanizmaları için,}$$

$$\| f_{sh} = 18 \mu\text{m. (Cetvel B.4)}$$

• Kısaltılmış hesap metodu (endüstri mekanizmaları için yaklaşık hesap metodu):

$$f_{sh} = \frac{F_m}{b} A \left[|B^* + K' \frac{L \cdot s}{d_t^2} \left(\frac{d_t}{d_{sh}} \right)^4 - 0,3| + 0,3 \right] C^* \text{ (Eşitlik 8/50)}$$

- F_m / b (ortalama çizgisel yük) değeri;

$$F_m = F_t \cdot K_A \cdot K_V \text{ (Eşitlik 8/44)}$$

$$F_m / b = \frac{280764}{480} \cdot 1,25 \cdot 1,02$$

$$\| F_m / b = 746 \text{ N/mm.}$$

- A ve B* sabitleri;

Diş yüzey doğrultusu düzeltilmemiş düz ve basit helisel dişliler için,

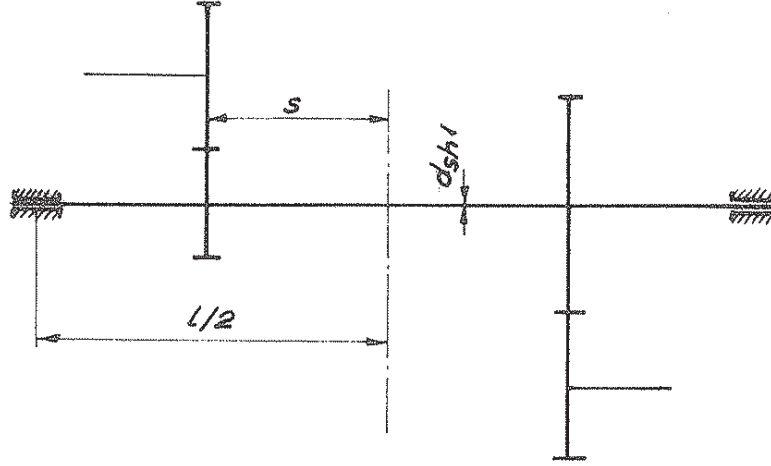
$$\| A = 0,023 \text{ (Cetvel B.5)}$$

Düz veya helisel alın dişli çarklar için,

$$\| \underline{B^*} = 1 \text{ (Cetvel B.5)} \|$$

- K' sabiti;

Mekanizmanın tertip şekli :



$$\frac{s}{L} = \frac{170}{1125} = 0,15 < 0,3$$

Yataklama durumunun da etkisi olmadığına göre (pinyon ile mil tek parça ve $d_1/d_{sh1} \cong 1 < 1,15$),

$$\| \underline{K'} = -1 \text{ (Şekil B.12)} \|$$

- C^* faktörü;

Düz ve basit helisel dişliler için,

$$C^* = (b/d_1)^2 = \left(\frac{480}{370,76} \right)^2$$

$$\| \underline{C^*} = 1,68 \|$$

$$f_{sh} = 746 \cdot 0,023 \left[\left| 1 - 1 - \frac{1125 \cdot 170}{(370,76)^2} \left(\frac{370,76}{370} \right)^4 - 0,3 \right| + 0,3 \right] 1,68$$

$$f_{sh} = 28,8254 \left[\left| 1 - 1,4028 - 0,3 \right| + 0,3 \right]$$

$$f_{sh} = 28,8254 \left[\left| -0,7028 \right| + 0,3 \right] = 28,8254 \left[0,7028 + 0,3 \right]$$

$$\| \underline{f_{sh}} = 28,9 \mu m \|$$

C) Esas alınan etkili dış yüzeyi doğrultu hatası (alışmadan önce) $F_{\beta x}$;

“Pinyon ve pinyon milinin deformasyonu ile imalat hatasından meydana gelen toplamın mutlak değeridir” şeklinde tarif edilebilir.

• Temas taşıma şeklinin büyüklüğü ve konumu Cetvel 8.6 ve Şekil 8.13'e göre belirtilmemiş çark çifti için :

$$F_{\beta x} = f_{ma} + 1,33 \cdot f_{sh} ; F_{\beta x} \geq F_{\beta x \min.} \quad (8/52)$$

• Temas taşıma şeklinin konumu Şekil 8.13'e göre belirtilmiş çark çifti için :

$$F_{\beta x} = |-f_{H\beta 5} + 1,33 \cdot f_{sh}| ; F_{\beta x} \geq F_{\beta x \min.} \quad (8/53)$$

$f_{H\beta 5}$ - DIN 3962 Teil 2 ye göre dişli kalitesi 5 için $f_{H\beta}$ değeri (Cetvel 5.1'e bakınız).

Eşitlik 8/53 ile alıştırmaya önlemleri (Lepleme veya daha az yükte alıştırmaya) alınmış çark çiftlerinde de hesap yapılabilir, istenen taşıma şekilleri elde edildiği taktirde; keza maksata uygun seçilmiş genişlik boyutunda bombeli veya dış sonu daraltmalı çark çiftleri için yine bu eşitlik kullanılabilir. (Temas taşıma şeklinin ağırlık merkezi, bombe eğrisinin ortasına göre uygun kaçıklıkta olmalı).

• Yük taşıma şekli en uygun olan çark çifti (Çift helisel dişlilerde ok dişlinin her iki yarısında) için :

$$F_{\beta x} = F_{\beta x \min.} \quad (8/54)$$

• $F_{\beta x}$ için en küçük değerler:

$$F_{\beta x \min.} = \max \left\{ (0,005 \text{ mm } \mu\text{m}/N) \cdot F_m / b \text{ veya } 0,5 f_{H\beta} \right\} \quad (8/55)$$

$F_{\beta x}$ in hesabı :

Taşıma şekli Cetvel 8.6 ya göre ve $F_{\beta x}$ i düzeltici yöndeki etki durumu Şekil 8.13'e göre tarif edilmiş çark çifti için :

$$F_{\beta x} = |-f_{H\beta 5} + 1,33 \cdot f_{sh}| \quad (\text{Eşitlik 8/53})$$

bağıntısı geçerlidir, dolayısıyla

$$F_{\beta x} = |-10 + 1,33 \cdot 28,9|$$

$$\| F_{\beta x} = 28,4 \mu\text{m}$$

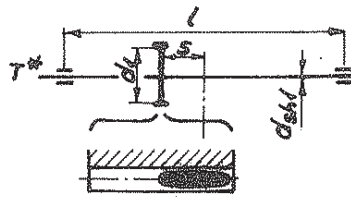
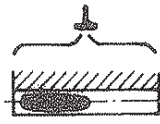
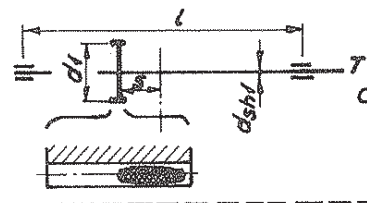
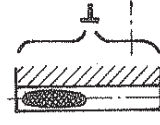
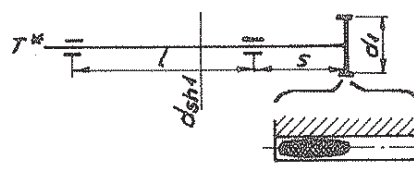
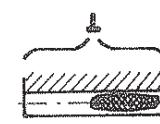
bulunur.

Yük taşıma şekli en uygun olan çark çiftinde, $F_{\beta x}$ için en küçük değer:

$$F_{\beta x \min.} = \max \left\{ (0,005 \text{ mm } \mu\text{m}/N) \cdot F_m / b \text{ veya } 0,5 f_{H\beta} \right\} \quad (\text{Eşitlik 8/55})$$

$$F_{\beta x \min.} = 0,5 \cdot 10$$

$$\| F_{\beta x \min.} = 5 \mu\text{m}$$

Temas taşıma şeklinin konumu	$F_{\beta x}$ in tesbit edilmesi
<p>Taşıma şekli milin ortasına doğru</p>  <p>a</p>	<p>Eşitlik 8/53'e göre (düzeltici etki)</p>
<p>Taşıma şekli milin ortasından uzaklaşmış (veya belirsiz konum)</p>  <p>b</p>	<p>Eşitlik 8/52 ye göre (artırıcı etki)</p>
<p>Taşıma şekli milin ortasına doğru</p>  <p>c</p>	<p>c1 Eşitlik 8/52 ye göre, eğer $K' \cdot l \cdot s / d_1^2 \cdot (d_1 / d_{sh1})^4 < B^*$ ise (artırıcı etki)</p> <p>c2 Eşitlik 8/53'e göre, eğer $K' \cdot l \cdot s / d_1^2 \cdot (d_1 / d_{sh1})^4 > B^*$ ise (düzeltici etki)</p>
<p>Taşıma şekli milin ortasından uzaklaşmış</p>  <p>d</p>	<p>d1 Eşitlik 8/52 ye göre, eğer $K' \cdot l \cdot s / d_1^2 \cdot (d_1 / d_{sh1})^4 \geq B^* - 0,3$ ise (artırıcı etki)</p> <p>d2 Eşitlik 8/53'e göre, eğer $K' \cdot l \cdot s / d_1^2 \cdot (d_1 / d_{sh1})^4 < B^* - 0,3$ ise (düzeltici etki)</p>
<p>Taşıma şekli yatak tarafına yönelmiş (veya belirsiz konum)</p>  <p>e</p>	<p>Eşitlik 8/52 ye göre (artırıcı etki)</p>
<p>Taşıma şekli yatak tarafından uzaklaşmış</p>  <p>f</p>	<p>Eşitlik 8/53'e göre (düzeltici etki)</p>

Sekil 8-13 – Mekanizmada temas taşıma şeklinin konumuna ve bu konumun $F_{\beta x}$ üzerindeki düzeltici veya artırıcı etkisine göre $F_{\beta x}$ in tespit edilmesi.
 T^* – Giriş veya çıkış döndürme momenti. Taşıma şekli büyüklüğü için Cetvel 8-6 ya bakınız.

a) Mekanizma kutusunda diş yüzey doğrultusu^{c,d} düzeltilmemiş alın dişli çarklar için temas taşıma şekli^{a,b} (L).

BS - Derecesi (=ISO - Kalitesi ^g)	Taşıma şekli - Kalite (tavsiye)	(Taşıma şekli genişliği b_c diş genişliği b nin %'si) x (Taşıma şekli yüksekliği h_c müstarek diş yüksekliği h nin %'si)	
		Helisel dişliler ^{d,e} $(b_c) \times (h_c) + (b_c) \times (h_c)$	Düz dişliler ^f $(b_c) \times (h_c) + (b_c) \times (h_c)$
3 } 4 } 5 } 6 } 7 } 8 } 9 } 10 } 11 } 12 }	3/4 L	$(50) \times (50) + (40) \times (40)$	$(50) \times (70) + (40) \times (50)$
	5/6 L	$(45) \times (40) + (35) \times (20)$	$(45) \times (50) + (35) \times (30)$
	7/8 L	$(35) \times (40) + (35) \times (20)$	$(35) \times (50) + (35) \times (30)$
	9/12 L	$(25) \times (40) + (25) \times (20)$	$(25) \times (50) + (25) \times (30)$

Dikkat : Temas taşıma şeklinin ağırlık merkezi bir tarafa öyle kaymalıdır ki, yük altında imalattan ve deformasyondan meydana gelen hatalar dengelenebilsin.

b) İşletme şartlarında (yüklenme, devir sayısı, sıcaklık) gemi ve hız büyütücü mekanizmalar için yük taşıma şekli (B).

BS - Derecesi	Taşıma şekli - Kalite	Helisel dişliler ^d $(b_c) \times (h_c) + (b_c) \times (h_c)$	Düz dişliler $(b_c) \times (h_c) + (b_c) \times (h_c)$
3 } 4 } 5 } 6 }	3/4 B	$(60) \times (70) + (30) \times (50)$	$(60) \times (85) + (30) \times (70)$
	5/6 B	$(60) \times (60) + (30) \times (40)$	$(60) \times (75) + (30) \times (60)$

Cetvel B.6 - Endüstri, gemi ve hız büyütücü rijit^h mekanizmalar için BS 436 ve BS 1B07^a ye göre temas taşıma şekilleri (en küçük değerler)

^a Planet mekanizmalarında genel olarak bir veya iki eleman serbest ayarlanmıştır. Bu nedenle ortalama bir taşıma şekli ortaya çıkabilir.

^b Bu taşıma şekli daha kısa olabilir (belki zorunludur).

^c Diş genişliğinin bombeli yapılması halinde taşıma şekli genişliği cetvel değerlerinin yaklaşık %60...80'i alınır ki buna uygun bir seçim olur.

^d Helisel ve çift helisel dişlilerde (diş yüzey doğrultusu düzeltilmiş) taşıma şeklinin h_c yüksekliği büyük olur.

^e Çift helisel dişlilerde ok dişlinin her yarısı ayrı incelenir.

^f Düz dişlilerde taşıma şekli daha yüksek olmak zorundadır, çünkü taksimat hataları tekil kavrama bölgesinde taşıma şekli üzerine tesir etmez.

^g F_p ile ilgili ISO - Kalitesi = DIN - Kalitesidir.

^h Rijit mekanizmalar ile ilgili, işletme yükü altında pinyon deformasyonuna bağlı olarak değerlerin büyüklük sırası Cetvel B-4 de dir.

ⁱ Taşıma şekli her biri $(b_c) \times (h_c)$ olmak üzere iki kısımda düşünülmüştür.

d) Alışma miktarı y_{β} ve alıştırma faktörü x_{β} (diş yüzey doğrultusu için);

Alışma miktarı y_{β} , esas alınan etkili diş yüzeyi doğrultu hatasını alıştırmaya bağlı olarak işletme başlangıcından itibaren azaltır; alıştırma faktörü x_{β} ise, alışmadan sonra geri kalan etkili diş yüzeyi doğrultu hatasının belirlenmesini sağlar.

y_{β} ve x_{β} değerleri Şekil 8.5, 8.5c ve 8.5d den alınabilir veya aşağıdaki eşitliklerden hesaplanabilir:

• imalât çeliği, ıslah çeliği ve perlitik veya beyritik küresel grafitli dökme demir için;

$$y_{\beta} = \frac{320}{\sigma_{HLim}} \cdot F_{\beta x} \quad ; \quad x_{\beta} = 1 - \frac{320}{\sigma_{HLim}} \quad (8/55 a)$$

ve $y_{\beta} \leq F_{\beta x}$; $x_{\beta} \geq 0$.

$v \leq 5 \text{ m/sn.}$: Sınırsız	} (8/55 b)
$5 \text{ m/sn.} < v \leq 10 \text{ m/sn.}$: max. $y_{\beta} = 25600 / \sigma_{HLim}$ $F_{\beta x} = 80 \mu\text{m.}$	
$v > 10 \text{ m/sn.}$: max. $y_{\beta} = 12800 / \sigma_{HLim}$ $F_{\beta x} = 40 \mu\text{m.}$	} (8/55 c)

σ_{HLim} - Pitting - sürekli mukavemeti (yüzey basıncı için sürekli mukavemet değeri). Şekil E1.2, E1.3; Cetvel E1.2, E1.6.

• Dökme demir ve ferritik küresel grafitli dökme demir için;

$$y_{\beta} = 0,55 \cdot F_{\beta x} \quad ; \quad x_{\beta} = 0,45 \quad (8/55 d)$$

$v \leq 5 \text{ m/sn.}$: Sınırsız	} (8/55 e)
$5 \text{ m/sn.} < v \leq 10 \text{ m/sn.}$: max. $y_{\beta} = 45 \mu\text{m.}$ $F_{\beta x} = 80 \mu\text{m.}$	
$v > 10 \text{ m/sn.}$: max. $y_{\beta} = 22 \mu\text{m.}$ $F_{\beta x} = 40 \mu\text{m.}$	} (8/55 f)

• Sementasyonla sertleştirilmiş, yüzey sertleştirilmesi ile sertleştirilmiş, nitrirlenmiş veya nitrokarbürize edilmiş çelik hem de yüzey sertleştirilmesi ile sertleştirilmiş küresel grafitli dökme demir için;

$$y_{\beta} = 0,15 \cdot F_{\beta x} \quad ; \quad x_{\beta} = 0,85 \quad (8/55 g)$$

Bütün hızlar da sınırlı :

$$\left. \begin{array}{l} \text{max. } y_{\beta} = 6 \mu\text{m.} \\ F_{\beta x} = 40 \mu\text{m.} \end{array} \right\} (8/55 h)$$

Farklı malzeme çiftlerinde ; $y_{\beta 1}$, $x_{\beta 1}$ pinyon malzemesi ; $y_{\beta 2}$, $x_{\beta 2}$ çark malzemesi için tespit edilir ve ,

$$y_{\beta} = (y_{\beta 1} + y_{\beta 2}) / 2 ; x_{\beta} = (x_{\beta 1} + x_{\beta 2}) / 2 \quad (8/55 i)$$

ortalama değerleri kullanılır.

y_{β} ve x_{β} faktörünün hesabı :

Pinyon (çelik - sementasyonla sertleştirilmiş) için :

$$y_{\beta 1} = 0,15 \cdot F_{\beta x} ; x_{\beta 1} = 0,85 \quad (\text{Eşitlik } 8/55 g)$$

$$y_{\beta 1} = 0,15 \cdot 28,4$$

$$\| y_{\beta 1} = 4,26 \mu m.$$

$$\| x_{\beta 1} = 0,85$$

Çark (çelik - ıslah edilmiş) için :

$$y_{\beta 2} = \frac{320}{\sigma_{HLim.}} \cdot F_{\beta x} ; x_{\beta 2} = 1 - \frac{320}{\sigma_{HLim.}} \quad (\text{Eşitlik } 8/55 a)$$

$$y_{\beta 2} = \frac{320}{740} \cdot 28,4$$

$$\| y_{\beta 2} = 12,28 \mu m.$$

$$x_{\beta 2} = 1 - \frac{320}{740}$$

$$\| x_{\beta 2} = 0,57$$

$$y_{\beta} = (y_{\beta 1} + y_{\beta 2}) / 2 ; x_{\beta} = (x_{\beta 1} + x_{\beta 2}) / 2 \quad (\text{Eşitlik } 8/55 i)$$

$$y_{\beta} = (4,26 + 12,28) / 2$$

$$\| y_{\beta} = 8,3 \mu m.$$

$$x_{\beta} = (0,85 + 0,57) / 2$$

$$\| x_{\beta} = 0,71$$

e) Etkili diş yüzeyi doğrultu hatası (alışmadan sonra) $F_{\beta y}$;
Normal mekanizma konstrüksiyonları için :

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_{\beta} = F_{\beta x} \cdot x_{\beta} \quad (8/55 k)$$

bağıntısı kullanılabilir. Buna göre ;

$$F_{\beta y} = 28,4 - 8,3$$

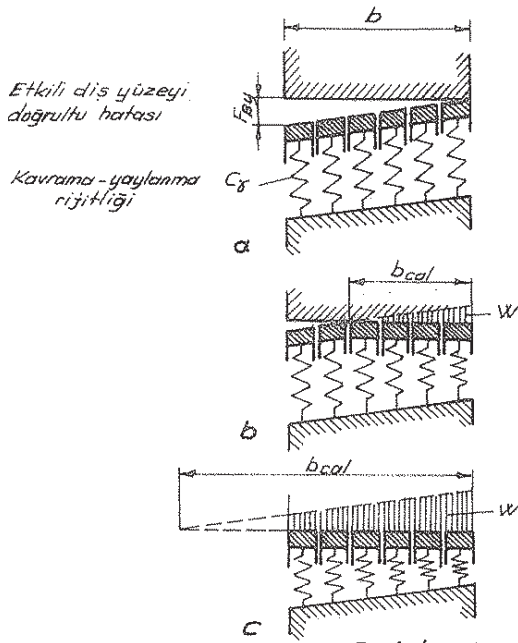
$$\| F_{\beta y} = 20,1 \mu m$$

bulunur.

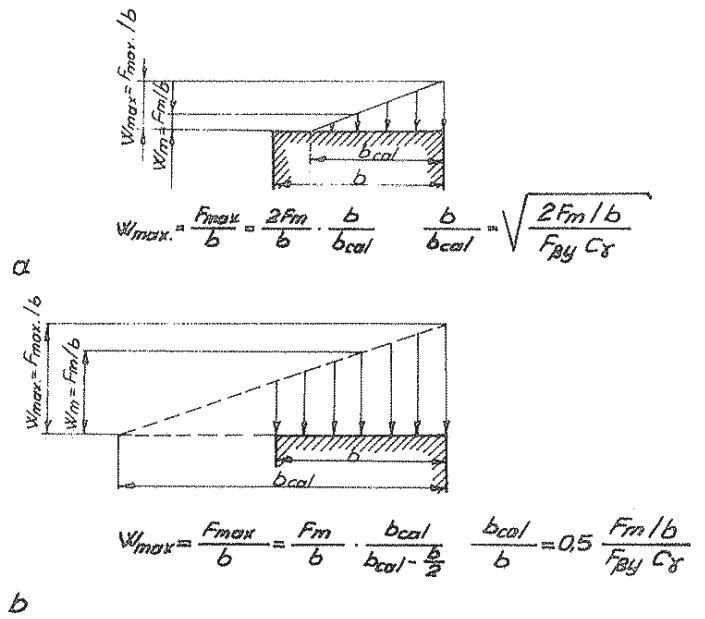
$K_{H\beta}$ nin tespiti için metotlar;

1- Genişlik faktörü $K_{H\beta}$ nin DIN 3990 Teil 1 metot C2 ye göre hesap yoluyla elde edilmesi [L.35] :

Bu basitleştirilmiş hesap metodunda, etkili dış yüzeyi doğrultu hatasının dış genişliği boyunca lineer bir dağılım gösterdiği kabul edilir. Ayrıca Şekil B.14 deki modele göre dış kuvvetinin lineer bir dağılışı da meydana gelir ve çizgisel yükün maksimum değeri (N/mm olarak dış genişliğinin her mm sine düşen) yük taşıma kabiliyeti için önem taşır (Şekil B.15).



Şekil B.14



Şekil B.15

Şekil B.14 - Dış yüzeyi doğrultu hatasının lineer olması halinde dış genişliği boyunca kuvvet dağılışı (prensip şeması).

a) Yüksüz

b) Az zorlanma ve/veya büyük dış yüzeyi doğrultu hatası ($F_{\beta y}$ nin daha büyük değeri)

c) Aşırı zorlanma ve/veya küçük dış yüzeyi doğrultu hatası ($F_{\beta y}$ nin daha küçük değeri)

Şekil B.15 - Dış genişliği boyunca kuvvet dağılışının lineer olması halinde maksimum çizgisel yükün $(F/b)_{max}$ hesabı.

a) Az zorlanma ve/veya $F_{\beta y}$ nin daha büyük değeri, $(b_{ca1}/b) < 1$

b) Aşırı zorlanma ve/veya $F_{\beta y}$ nin daha küçük değeri, $(b_{ca1}/b) > 1$

F_m - Ortalama çevre kuvveti

W_m - Ortalama çizgisel yük

W_{max} - Maksimum çizgisel yük

b_{ca1} - Hesaplanan dış genişliği

• Dişli, toplam diş genişliği boyunca zorlanmıyor (böyle bir durumdan kaçınılmalıdır) (Şekil 8.15a):

$$\frac{b_{cal}}{b} \leq 1 \text{ dolayısıyla,}$$

$$\frac{b_{cal}}{b} = \sqrt{\frac{2F_m/b}{F_{\beta y} \cdot c_x}} \leq 1 \text{ ve } \frac{F_m/b}{F_{\beta y} \cdot c_x} \leq 0,5$$

bağıntıları yazılabilir:

$$K_{HB} = \frac{\text{Diş genişliğinin her mm sine etki eden max. çevre kuvveti}}{\text{Diş genişliğinin her mm sine etki eden ortalama çevre kuvveti}}$$

$$K_{HB} = \frac{W_{max.}}{W_m} = \frac{(F/b)_{max.}}{F_m/b}$$

$$K_{HB} = \frac{W_{max.}}{W_m} = \left(\frac{2F_m}{b} \cdot \frac{b}{b_{cal}} \right) / (F_m/b) = \frac{2b}{b_{cal}}$$

$$K_{HB} = \frac{2}{b_{cal}/b} \geq 2 \quad (b_{cal}/b \leq 1 \text{ olduğu için})$$

$$K_{HB} = \sqrt{\frac{2 \cdot F_{\beta y} \cdot c_x}{F_m/b}} \geq 2 \quad (8/56)$$

• Dişli, toplam diş genişliği boyunca zorlanıyor (Şekil 8.15b):

$$\frac{b_{cal}}{b} > 1$$

$$\frac{b_{cal}}{b} = 0,5 + \frac{F_m/b}{F_{\beta y} \cdot c_x} > 1 \quad \frac{F_m/b}{F_{\beta y} \cdot c_x} > 0,5$$

$$K_{HB} = \frac{W_{max.}}{W_m} = \left(\frac{F_m}{b} \cdot \frac{b_{cal}}{b_{cal} - b/2} \right) / (F_m/b) = \frac{b_{cal}}{b_{cal} - b/2}$$

$$K_{HB} = \frac{2b_{cal}/b}{2b_{cal}/b - 1} = \frac{2(0,5 + \frac{F_m/b}{F_{\beta y} \cdot c_x})}{2(0,5 + \frac{F_m/b}{F_{\beta y} \cdot c_x}) - 1}$$

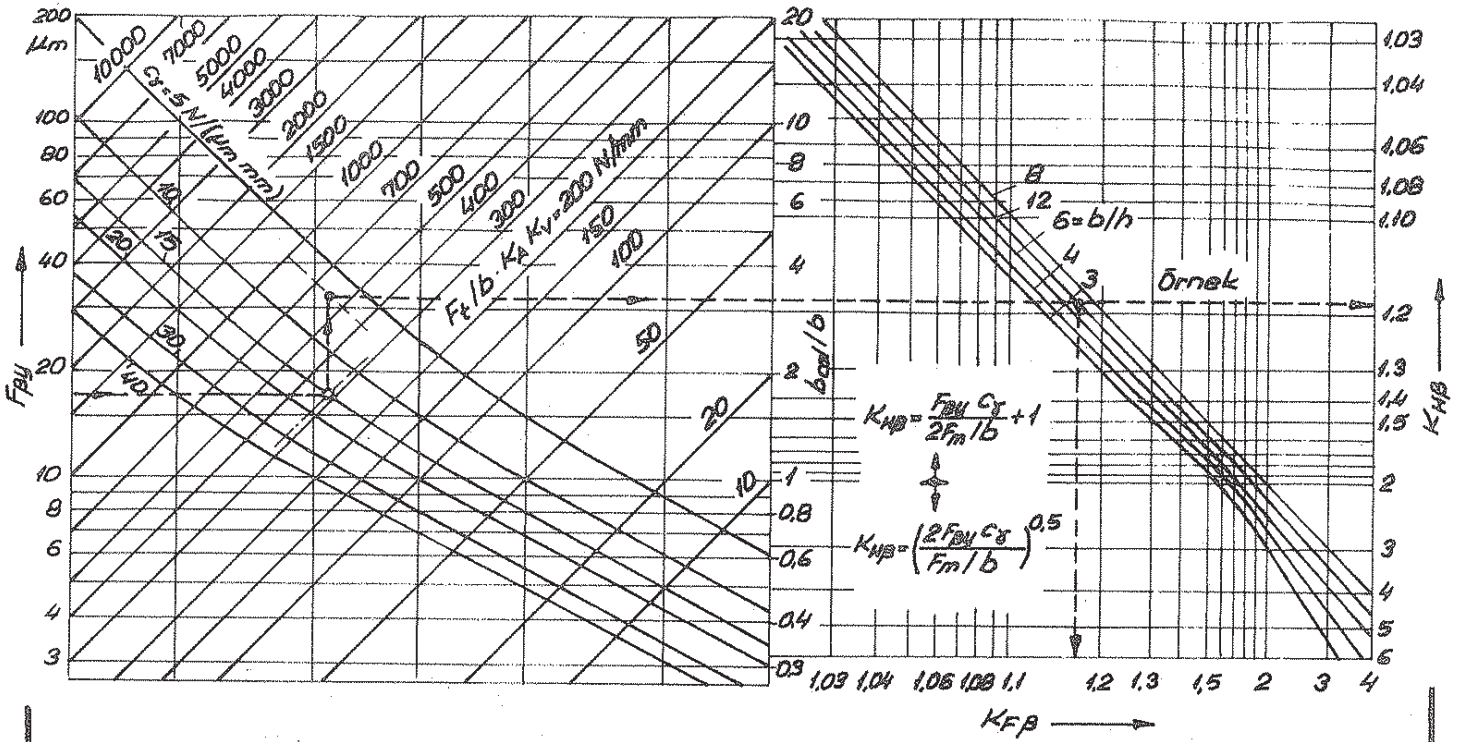
$$K_{HB} = \frac{1 + 2 \frac{F_m/b}{F_{\beta y} \cdot c_x}}{2 \frac{F_m/b}{F_{\beta y} \cdot c_x}}$$

$$K_{HB} = 1 + \frac{F_{\beta y} \cdot c_x}{2 \cdot F_m/b} \quad (8/57)$$

elde edilir.

2° - Genişlik faktörü K_{HB} nin DIN 3990 Teil 1 metot C2 ye göre grafik yoluyla elde edilmesi [L.35]:

K_{HB} , süratli bir şekilde $F_{\beta y}$, F_m/b ve c_x değerlerinin yardımı ile Şekil 8.16 daki diyagramdan okunabilir.



Sekil 8-16- (8/56) veya (8/57) ve (8/58) eşitliklerine göre, genişlik faktörü (diş yüzeyi için) $K_{H\beta}$ ve genişlik faktörü (diş tabanı için) $K_{F\beta}$. (Diş genişliği boyunca kuvvet dağılımını göz önüne alan faktörler).

3°- Genişlik faktörü $K_{H\beta}$ nın DIN 3990 Teil 1 metot C1'e göre hesap yoluyla hassas olarak elde edilmesi [L.35]:

Bu metot, özellikleri aşağıda belirtilen mekanizmalar için uygundur ve $K_{H\beta}$, Cetvel 8-7 de bir arada verilen eşitliklerden direkt olarak hesaplanabilir:

- Pinyon, dolu mil veya $d_{\text{shi}}/d_{\text{sha}} < 0,5$ olan içi boş milde simetrik olarak yataklanmış ($s/l \approx 0$, Şekil 8-12 ile mukayese ediniz)
- Pinyon çapı \approx mil çapı
- Rijit çark ve mekanizma kutusu, rijit çark mili, rijit yatak
- Yük taşıma şekli diş genişliği boyunca yeterli
- Pinyon miline dış ilâve kuvvetlerin etkisi yok (meselâ, mil kaplininden gelen)
- Aşınma miktarı $y_{\beta} \leq \max. y_{\beta}$ (Kısım 8-10 d ye göre). Hesap yoluyla $F_{\beta x}$ in tekrar kontrolü için,

$$F_{\beta x} = \frac{K_{H\beta} - 1}{x_{\beta} \left(\frac{c_{\beta} / 2}{F_m / b} \right)}$$

denklemini kullanılabılır

Nr	Düz ve basit helisel dişliler
1	Diş yüzey doğrultusu düzeltilmemiş : $K_{H\beta} = 1 + \frac{4000}{3\pi} \cdot x_{\beta} \frac{c_{\gamma}}{E} \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 \left[\underbrace{5,12}_{\text{Burulmadan}} + \underbrace{\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 \left(\frac{L}{b} - \frac{7}{12}\right)}_{\text{Eğilmeden}} \right] + \frac{x_{\beta} \cdot c_{\gamma} \cdot f_{ma}}{2 F_m / b}$
2	Diş yüzey doğrultusu kısmen düzeltilmiş (sadece burulma deformasyonu dengelenmiş): $K_{H\beta} = 1 + \frac{4000}{3\pi} \cdot x_{\beta} \frac{c_{\gamma}}{E} \left(\frac{b}{d_1}\right)^4 \left(\frac{L}{b} - \frac{7}{12}\right) + \frac{x_{\beta} \cdot c_{\gamma} \cdot f_{ma}}{2 F_m / b}$
3	Diş yüzey doğrultusu tam düzeltilmiş (burulma-ve eğilme deformasyonu dengelenmiş): $K_{H\beta} = 1 + \frac{x_{\beta} \cdot c_{\gamma} \cdot f_{ma}}{2 F_m / b} \text{ ve } K_{H\beta} \geq 1,05$
	<u>Çift helisel dişliler</u>
4	Diş yüzey doğrultusu düzeltilmemiş: $K_{H\beta} = 1 + \frac{4000}{3\pi} x_{\beta} \frac{c_{\gamma}}{E} \left[3,2 \left(\frac{2b_{\beta}}{d_1}\right)^2 + \left(\frac{B}{d_1}\right)^4 \left(\frac{L}{B} - \frac{7}{12}\right) \right] + \frac{x_{\beta} \cdot c_{\gamma} \cdot f_{ma}}{F_m / b_{\beta}}$
5	Diş yüzey doğrultusu tam düzeltilmiş (burulma-ve eğilme deformasyonu dengelenmiş): $K_{H\beta} = 1 + \frac{x_{\beta} \cdot c_{\gamma} \cdot f_{ma}}{F_m / b_{\beta}} \text{ ve } K_{H\beta} \geq 1,05$
	Hadde mekanizmaları (Dişli merdonelerde -U=1 ve güç dağıtımı yapılmış olan çark çifti - döndürme momentinin % k sı dişli % (100-k) sı da pinyon tarafından iletilir)
6	Düz ve basit helisel dişliler (diş yüzey doğrultusu düzeltilmemiş): $K_{H\beta} = 1 + \frac{4000}{3\pi} x_{\beta} \frac{c_{\gamma}}{E} \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 \left[\underbrace{5,12}_{\text{Dişlinin iletişi burulmadan}} + \underbrace{7,68 \frac{100-k}{k}}_{\text{Pinyondan geçerek iletilen burulmadan}} + \underbrace{\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 \left(\frac{L}{b} - \frac{7}{12}\right)}_{\text{Eğilmeden}} \right] + \frac{x_{\beta} \cdot c_{\gamma} \cdot f_{ma}}{2 F_m / b}$
7	Düz ve basit helisel dişliler (diş yüzey doğrultusu tam düzeltilmiş): $K_{H\beta} = 1 + \frac{x_{\beta} \cdot c_{\gamma} \cdot f_{ma}}{2 F_m / b} \text{ ve } K_{H\beta} \geq 1,05$
8	Çift helisel dişliler (diş yüzey doğrultusu düzeltilmemiş): $K_{H\beta} = 1 + \frac{4000}{3\pi} \cdot x_{\beta} \cdot \frac{c_{\gamma}}{E} \left[\left(\frac{2b_{\beta}}{d_1}\right)^2 \cdot \left(1,28 + 1,92 \frac{100-k/2}{k/2}\right) + \left(\frac{B}{d_1}\right)^4 \left(\frac{L}{B} - \frac{7}{12}\right) \right] + \frac{x_{\beta} \cdot c_{\gamma} \cdot f_{ma}}{F_m / b_{\beta}}$
9	Çift helisel dişliler (diş yüzey doğrultusu tam düzeltilmiş): $K_{H\beta} = 1 + \frac{x_{\beta} \cdot c_{\gamma} \cdot f_{ma}}{F_m / b_{\beta}} \text{ ve } K_{H\beta} \geq 1,05$

Cetvel 9.7 - DIN 3990 Teil 1 [L.35]' e göre simetrik yataklanmış pinyon^a (şekil 9.17) için $K_{H\beta}$ genişlik faktörü.

^aEğer pinyon iki yatak arasında simetrik yataklanmamış ise inceleme yapılmalıdır, acaba ilâve eğilme deformasyonu $f_{sh,b}$ ye dikkat edilmiş midir.

K_{FB} nin tespiti için metotlar;

1°- Genişlik faktörü K_{FB} nin DIN 3990 Teil 1'e göre hesap yoluyla elde edilmesi [L. 35]:

Diş taban zorlanması için, diş genişliği boyunca kuvvet dağılımının etkisini göz önüne alan bu faktör;

$$\left. \begin{aligned} K_{FB} &= (K_{HB})^{N_F} \\ N_F &= \frac{(b/h)^2}{1+(b/h)+(b/h)^2} = \frac{1}{1+(h/b)+(h/b)^2} \end{aligned} \right\} \quad (8/58)$$

denklemlerden hesaplanabilir.

N_F - Üst sayısı

h - Diş yüksekliği

b/h için, b_1/h_1 veya b_2/h_2 değerlerinden daha küçük olanı alınır.

Sınır şartı: $b/h < 3$ için $b/h = 3$ alınır. Çift helisel dişlilerde b yerine b_B konur.

2°- Genişlik faktörü K_{FB} nin DIN 3990 Teil 1'e göre grafik yoluyla elde edilmesi [L. 35]:

K_{FB} ; F_{By} , F_m/b , c_γ ve b/h (veya K_{HB} ve b/h) değerlerinin yardımı ile Şekil 8.16'daki diyagramdan okunabilir.

Diyagramda:

$3 < b/h < 12$ alanınının ortalama bir değeri yaklaşık bir çözüm için

f_{ma} - Diş yüzeyi doğrultusundaki imalat hatası (Kısım 8.10a)

x_B - Alıştırma faktörü (Kısım 8.10d)

c_γ - Kavrama yaylanma rijitliği (Kısım 8.6); çelikten alın dişli çarklar için ortalama değer olarak $c_\gamma = 20 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$ alınır.

$K_A \cdot F_t / b < 100 \text{ N}/\text{mm}$ olması halinde c_γ yerine $(c_\gamma \cdot F_t / b \cdot K_A) / (100 \text{ N}/\text{mm})$ konur.

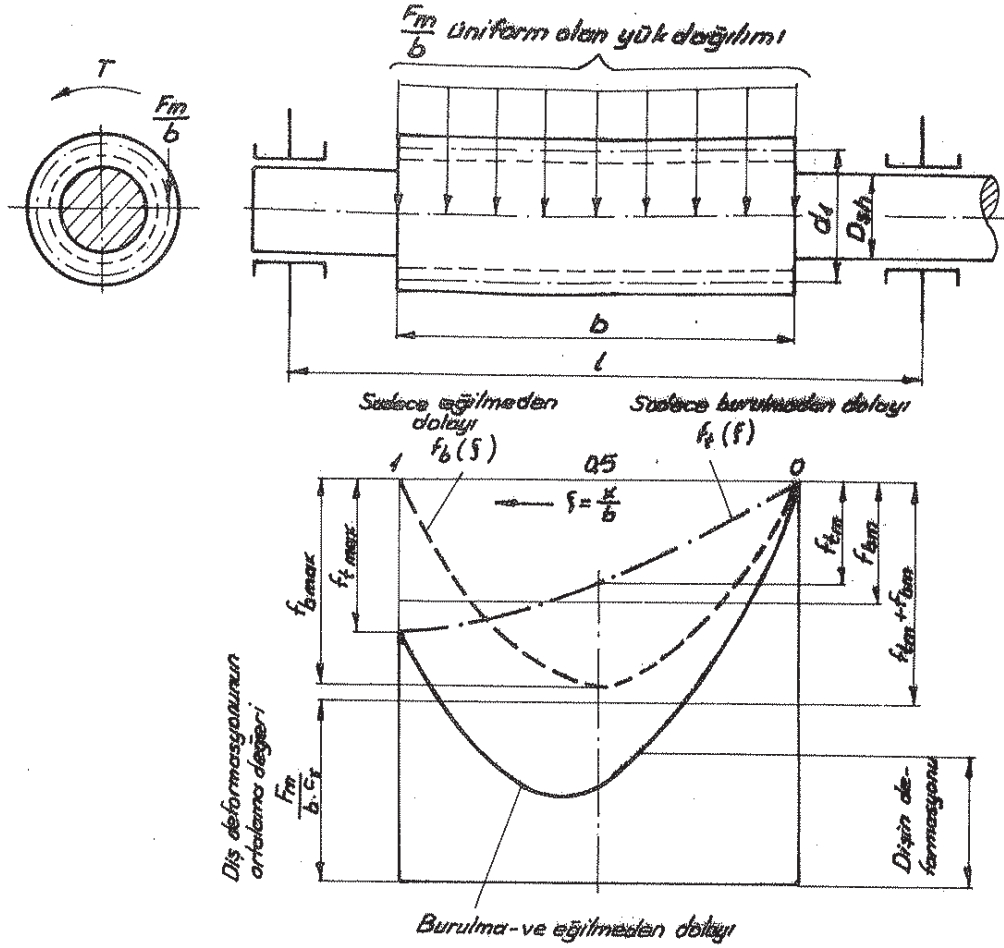
d_1, b, ℓ - Pinyon ve pinyon mili ölçüleri, mm olarak (Şekil 8.17)

B - Çift helisel dişlide toplam diş genişliği (aralık genişliği dahil, Şekil 5.3)

b_B - Dk dişlide, her iki tek helisel dişliye ait diş genişliği (Şekil 5.3)

E - Elâstisite modülü, çelik için: $E \cong 2,1 \cdot 10^5 \text{ N}/\text{mm}^2$

F_m - Ortalama çevre kuvveti (Eşitlik 8/44)



Şekil 8.17- Simetrik yataklamada, pinyon mili ve pinyon dişlerinin deformasyonu [L. 35 Teil 1]

- Diş genişliği boyunca uniform olan yük dağılımında, pinyonun burulma deformasyonu:

$$f_t(\xi) = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{F_m/b}{0,39 \cdot E} \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 \cdot \xi \left(1 - \frac{\xi}{2}\right)$$

$\xi = 1$ de f_t maksimum;

$$f_{tmax} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_m/b}{0,39 \cdot E} \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$$

Ortalama değer:

$$f_{tm} = \int_0^1 f_t(\xi) \cdot d\xi = \frac{2}{3} \cdot f_{tmax}$$

- Diş genişliği boyunca uniform olan yük dağılımında, pinyonun eğilme deformasyonu:

$$f_b = \frac{8}{3\pi} \cdot \frac{F_m/b}{E} \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^4 \cdot \left[\xi^4 - 2\xi^3 + 3 \cdot \left(1 - \frac{l}{b}\right) \cdot \xi^2 + 2 \cdot \left(\frac{3}{2} \cdot \frac{l}{b} - 1\right) \cdot \xi\right]$$

$\xi = 1/2$ de f_b maksimum;

$$f_{bmax} = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{F_m/b}{E} \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^4 \cdot \left(\frac{l}{b} - \frac{7}{12}\right)$$

Ortalama değer:

$$f_{bm} = \frac{4}{3\pi} \cdot \frac{F_m/b}{E} \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^4 \cdot \left(\frac{l}{b} - \frac{3}{5}\right) \approx \frac{2}{3} \cdot f_{bmax}$$

Toplam dış yüzey doğrultu hatası:

$$\frac{1}{2} f_{\Sigma x} = f_{bm} + f_{tm} = \frac{2}{3} (f_{bmax} + f_{tmax})$$

f_{tm} - Burulma deformasyonunun ortalama değeri

f_{bm} - Eğilme deformasyonunun ortalama değeri

f_{tmax} - Pinyonun maksimum burulma deformasyonu

f_{bmax} - Pinyonun maksimum eğilme deformasyonu

alınabilir.

• $b/h > 12$ olması halinde ise $K_{FB} = K_{HB}$ değerini alır.

Not. Yenme zorlanması için, diş genişliği boyunca kuvvet dağılımının etkisini göz önüne alan K_{FB} faktörü, $K_{FB} = K_{HB}$ eşitliği ile tayin edilebilir.

Şimdi K_{HB} ve K_{FB} faktörlerini hesaplayalım.

• Grafik metot ile :

- Toplam diş yüksekliği h ;

$$2h = d_{a1} - d_{f1}$$

$$2h = 412,77 - 340,776$$

$$\| h = 36 \text{ mm.}$$

- Diş genişliği / diş yüksekliği (b/h) oranı ;

$$\frac{b}{h} = \frac{480}{36}$$

$$\| b/h \approx 13,4$$

Şekil 8/16'daki diyagramdan :

$$F_{By} = 20,1 \mu\text{m.}$$

$$c_y = 20,9 \text{ N}/(\text{mm } \mu\text{m})$$

$$\frac{F_m}{b} = \frac{F_t}{b} \cdot K_A \cdot K_V = 746 \text{ N}/\text{mm}$$

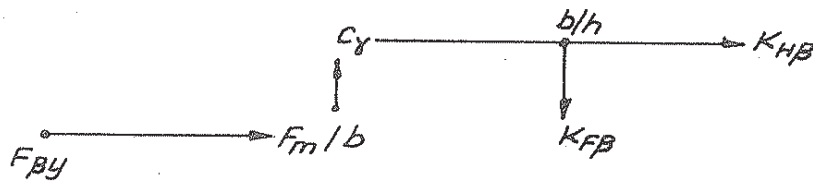
$$\frac{b}{h} = 13,4$$

$$\left. \begin{array}{l} F_{By} = 20,1 \mu\text{m.} \\ c_y = 20,9 \text{ N}/(\text{mm } \mu\text{m}) \\ \frac{F_m}{b} = \frac{F_t}{b} \cdot K_A \cdot K_V = 746 \text{ N}/\text{mm} \end{array} \right\} \| K_{HB} = 1,27$$

$$\left. \begin{array}{l} \frac{b}{h} = 13,4 \end{array} \right\} \| K_{FB} = 1,25$$

okunur.

Diyagramın kullanım şeması



• Hesap metodu ile :

$$K_{HB} = \frac{F_{By} \cdot c_y}{2 \cdot F_m/b} + 1 \quad (\text{Eşitlik 8/57})$$

$$K_{HB} = \frac{20,1 \cdot 20,9}{2 \cdot 746} + 1$$

$$\| K_{HB} = 1,28$$

$$K_{FB} = (K_{HB})^{N_F}, \quad N_F = \frac{(b/h)^2}{1 + (b/h) + (b/h)^2} \quad (\text{Eşitlik 8/58})$$

$$N_F = \frac{(13,4)^2}{1 + (13,4) + (13,4)^2}$$

$$\| N_F = 0,92$$

$$K_{FB} = (1,28)^{0,92}$$

$$\| K_{FB} = 1,25$$

8.11 - Alın faktörleri (kuvvet faktörleri) $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$, $K_{B\alpha}$

Aynı zamanda kavrama durumunda bulunan birçok diş çifti üzerindeki üniform olmayan kuvvet dağılışının (çevresel yöndeki) etkisi; yüzey basıncı için $K_{H\alpha}$, yenme zorlanması için $K_{B\alpha}$ ve diş taban zorlanması için $K_{F\alpha}$ faktörleri ile göz önüne alınır (yine bu faktörler etkili dişli hatalarının pitting-, diş taban- ve yenme mukavemeti üzerindeki etkisini de dikkate alır).

$K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ ve $K_{B\alpha}$ nin tespiti için metotlar;

1° Alın faktörleri $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ ve $K_{B\alpha}$ nin DIN 3990 Teil 1 metot B ye göre elde edilmesi [L. 35]:

• Hesap yoluyla;

- Toplam kavrama oranı $E_Y \leq 2$ olan dişliler için :

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = K_{B\alpha} = \frac{E_Y}{2} \left[0,9 + 0,4 \frac{C_Y(f_{pe} - Y_{\alpha})}{F_{tH} / b} \right] \quad (8/59)$$

- Toplam kavrama oranı $E_Y > 2$ olan dişliler için :

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = K_{B\alpha} = 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2(E_Y - 1)}{E_Y} \cdot \frac{C_Y(f_{pe} - Y_{\alpha})}{F_{tH} / b}} \quad (8/60)$$

F_{tH} - Alın kesitinde esas alınan çevre kuvveti

F_{tH}/b - Esas alınan çizgisel yük (en yüksek yerel çizgisel yük)

$$F_{tH}/b = F_t/b \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{HB} \quad (8/61)$$

• Grafik yoluyla (direkt hesap metodu) ;

$K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ ve $K_{B\alpha}$ faktörleri yardımcı büyüklük q_{α} ya bağlı olarak Şekil 8-18a daki diyagramdan okunabilir.

$K_{H\alpha}$ ve $K_{B\alpha}$ için sınır şartları :

$$K_{H\alpha} = K_{B\alpha} > \frac{E_Y}{E_{\alpha} \cdot Z_E^2} \text{ olması halinde,}$$

$$K_{H\alpha} = K_{B\alpha} = \frac{E_Y}{E_{\alpha} \cdot Z_E^2} \quad (8/62)$$

ve

$$K_{H\alpha} < 1,0 \text{ için,}$$

$$K_{H\alpha} = 1,0 \quad (8/62a)$$

alınır.

$K_{F\alpha}$ için sınır şartları :

$$K_{F\alpha} > \frac{E_Y}{E_{\alpha} \cdot Y_E} \text{ olması halinde,}$$

$$K_{F\alpha} = \frac{E_{\alpha}}{E_{\gamma} \cdot Y_E}$$

(8/63)

ve

$$K_{F\alpha} < 1,0 \text{ için,}$$

$$K_{F\alpha} = 1,0$$

(8/63 a)

alınır:

Z_E - Kavrama oranı faktörü (diş yüzeyi için; kısım 9.1)

Y_E - Kavrama oranı faktörü (diş tabanı için; kısım 10.1)

Tavsiye . Helisel dişlilerde; $K_{H\alpha}$, $K_{B\alpha}$ ve $K_{F\alpha}$ nin E_{α} n den daha büyük olması için dişli kalitesi hassas seçilmelidir.

2° - Alın faktörleri $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ ve $K_{B\alpha}$ nin DIN 3990 Teil 1 metot C ye göre elde edilmesi (kısaltılmış hesap metodu) [L. 35]:

Bu metot (Şekil 8.18b) için ilâve basitleştirilmiş kabûller:

a) Kavrama açısı $\alpha_t = 20^\circ$, kavrama taksimat hatası $f_{pe} = f_p \cdot \cos 20^\circ$

b) Helis açısı $\beta = 20^\circ$ (helisel dişliler için)

c) Kavrama oranı :

$E_{\alpha} = 1,6$ düz dişliler için,

$E_{\alpha} = 1,4$, $E_{\gamma} = 2,5$ helisel dişliler için

d) Dişin yaylanma rijitliği :

$c_{\gamma} = 20 \text{ N}/(\text{mm } \mu\text{m})$ düz dişliler için,

$c_{\gamma} = 18,7 \text{ N}/(\text{mm } \mu\text{m})$ helisel dişliler için ($\beta = 20^\circ$)

e) f_{pe} ve Y_{α} DIN - Dişli kalitelerine göre $Z_2 = 100$ için düzenlenmiştir

f) Esas alınan çizgisel yük $F_{tH} / b = 350 \text{ N}/\text{mm}$

Not: Eğer $F_{tH} / b < 350 \text{ N}/\text{mm}$ ise, gerçek emniyet faktörü hesaplanandan küçük, burada $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ ve $K_{B\alpha}$ Şekil 8.18b ye göre verilen değerlerden daha büyüktür.

Eğer $F_{tH} / b \geq 350 \text{ N}/\text{mm}$ ise, güvenilir tarafta hesap yapılır.

$K_{H\alpha}$ ve $K_{F\alpha}$ faktörlerinin hesabı:

a) Kısaltılmış hesap metodu :

$$K_A \cdot F_t / b = 731,25 \text{ N}/\text{mm} > 100 \text{ N}/\text{mm},$$

Dişli kalitesi = DIN - Kalite 6 ve helisel dişliler için ;

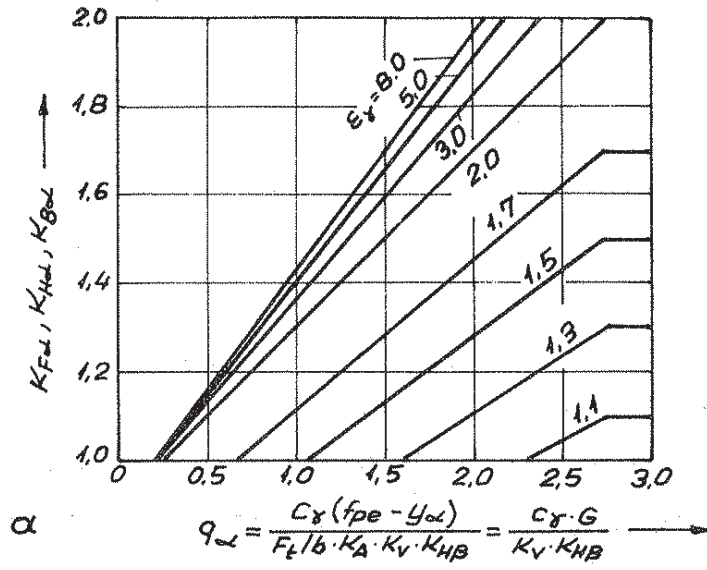
$$\parallel K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1,0 \text{ (Şekil 8.18 b)}$$

b) Direkt hesap metodu :

$$q_{\alpha} = \frac{c_{\gamma} (f_{pe} - Y_{\alpha})}{F_t / b \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta}} = \frac{c_{\gamma} \cdot G}{K_V \cdot K_{H\beta}} \text{ (Şekil 8.18 a)}$$

$$q_{\alpha} = \frac{20,9 \cdot 0,013}{1,02 \cdot 1,28} = 0,21$$

$$\left. \begin{array}{l} q_{\alpha} = 0,21 \\ E_{\alpha} = 2,77 \end{array} \right\} \parallel K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1,0 \text{ (Şekil 8-18a)}$$



Çizgisel yük $F_t / b \cdot K_A$	> 100 N/mm							≤ 100 N/mm		
	6(5)	7(6)	8(7)	9(8)	10(9)	11(10)	12(11-12)	6(5) ve daha kabak		
Dişli kalitesi DIN 3961'e göre (ISO 1328'e göre)										
	Sementasyon veya yüzey sertleştirilmesi ile sertleştirilmiş, nitritlenmiş veya nitrokarbürize edilmiş	Düz dişliler	$K_{H\alpha}$	1,0	1,1	1,2	$1/Z_E^2 \geq 1,2$			3
			$K_{F\alpha}$				$1/\gamma_E \geq 1,2$			4
		Helisel dişliler	$K_{H\alpha}$	1,0	1,1	1,2	1,4	$E_{\alpha n} \geq 1,4$		2
		$K_{F\alpha}$								
Sertleştirilmemiş, nitritlenmemiş veya nitrokarbürize edil- memiş	Düz dişliler	$K_{H\alpha}$	1,0		1,1	1,2	$1/Z_E^2 \geq 1,2$		3	
		$K_{F\alpha}$					$1/\gamma_E \geq 1,2$		4	
	Helisel dişliler	$K_{H\alpha}$	1,0	1,1	1,2	1,4	$E_{\alpha n} \geq 1,4$			2
		$K_{F\alpha}$								

b

Şekil 8-18 - Alın faktörleri [L. 35 Teil 1].

a) Metot B ye göre $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ ve $K_{B\alpha}$ (direkt hesap metodu). G - Eşitlik 8/25; ilâve sınır şartları için kısım 8-11'e bakınız.

b) Metot C ye göre $K_{H\alpha}$ ve $K_{F\alpha}$ ($= K_{B\alpha}$) (kısaltılmış hesap metodu). Basitleştirilmiş kabuller için kısım 8-11'e bakınız.

¹ Yükte alıştırmış profil düzeltmede $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} (= K_{B\alpha}) = 1,0$ alınabilir

² $E_{\alpha n} = E_{\alpha} / \cos^2 \beta_b$ (kısım 8-11'deki tavsiyeye bakınız)

³ Z_E - Şekil 9-6

⁴ γ_E - Şekil 10-5

Faktörler hesaplamada bulunabilir;

$E_y = 2,77 > 2$ olduğu için,

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2(E_y - 1)}{E_y}} \frac{c_y(f_{pe} - y_{\alpha})}{F_{tH}/b} \quad (\text{Eşitlik 8/60})$$

$$F_{tH}/b = F_t/b \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{HB} \quad (\text{Eşitlik 8/61})$$

$$F_{tH}/b = 585 \cdot 1,25 \cdot 1,02 \cdot 1,28$$

$$\| F_{tH}/b = 954,72 \text{ N/mm.}$$

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2(2,77 - 1)}{2,77}} \frac{20,9(12 - 2,2)}{954,72}$$

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 0,997$$

$$\| K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1,0$$

Hatırlatma:

Şekil 8-18a ya göre $K_{H\alpha} > E_{\alpha n}$ elde edilirse, dişli kalitesi yeniden kontrol edilir.

8-12 - Kayıp Güç (dolayısıyla verim) için ortalama diş sürtünme katsayısı μ_m
(Pitting - ve taban taşıma kabiliyeti için gerekli değildir). Kayıp güç, verim ve ısınma ile ilgili ayrıntılı bilgiler EK-4 de verilmiştir.

$$\mu_m = 0,045 \left(\frac{K_A \cdot F_{bt}/b}{v_{\Sigma m} \cdot \rho_{mn}} \right)^{0,2} \eta_v^{-0,05} \cdot x_R \leq 0,2 \quad (\text{Eşitlik E4/6})$$

$v_{\Sigma m}$ - Ortalama toplam hız

Yuvarlanma noktasında,

$$v_{\Sigma m} \approx v_{\Sigma c} = 2 v_t \cdot \sin \alpha_{wt} \quad (\text{Kısım E4-2b})$$

$$v_{\Sigma m} = 2 \cdot 5,34 \cdot \sin 20,68$$

$$\| v_{\Sigma m} = 3,8 \text{ m/sn.}$$

ρ_{mn} - Ortalama eşdeğer eğrilik yarıçapı (normal kesitte)

Yuvarlanma noktasında

$$\rho_{mn} \approx \rho_c / \cos \beta_b \quad (\text{Kısım E4-2b})$$

$$\rho_{mn} = \frac{54,6}{\cos 6,6}$$

$$\| \rho_{mn} = 55 \text{ mm.}$$

x_R - Pürüzlülük faktörü

$$x_R = 3,8 (Ra/d_{w1})^{1/4} \quad (\text{Eşitlik E4/7})$$

R_a - Aritmetik ortalama pürüz değeri ($\cong R_z/6$)

$$R_a = 0,5 (R_{a1} + R_{a2}) = 0,5 \left(\frac{R_{z1}}{6} + \frac{R_{z2}}{6} \right)$$

$$R_a = 0,5 \left(\frac{6}{6} + \frac{12}{6} \right)$$

$$\| R_a = 1,5 \mu m.$$

$$X_R = 3,8 (1,5/372,06)^{0,25}$$

$$\| X_R = 0,96$$

η_v - Yağın dinamik viskozitesi (işletme sıcaklığında)

$$\eta_v \cong \eta_{40} (40^\circ C / \nu_{yağ})^{2,85} = \rho \cdot \nu_{40} (40^\circ C / \nu_{yağ})^{2,85} \quad (\text{Kısım E4.2b})$$

η_v	ρ	$\nu_{yağ}$	ν_{40}
mPas	kg/dm ³	°C	mm ² /s

$$\eta_v = 0,9 \cdot 220 (40/80)^{2,85}$$

$$\| \eta_v = 27,5 \text{ mPas}$$

F_{bt} - Nominal çevre kuvveti (temel silindirinde)

$$F_{bt} = F_t / \cos \alpha_t$$

$$F_{bt} = \frac{280764}{\cos 20,14}$$

$$\| F_{bt} = 299050 \text{ N}$$

Bulunan değerler ile,

$$\mu_m = 0,045 \left(\frac{1,25 \cdot 299050 / 480}{3,8 \cdot 55} \right)^{0,2} \cdot (27,5)^{-0,05} \cdot 0,96$$

$$\| \mu_m = 0,048$$

elde edilir.

8.13 - Diş kayıp gücü (yüklenmiş dişte) P_{vz}

(Sadece aşınma kabiliyeti ve verim hesapları için gereklidir).

$$P_{vz} \cong P_a \cdot \mu_m \cdot H_v \quad (\text{Eşitlik E4/3})$$

H_v - Diş kayıp faktörü

$$H_v = \pi \frac{U+1}{Z_1 \cdot U \cdot \cos \beta_b} (1 - \epsilon_\alpha + \epsilon_1^2 + \epsilon_2^2) \quad (\text{Eşitlik E4/4})$$

$$H_V = \pi \frac{4,91+1}{23 \cdot 4,91 \cdot \cos 6,6} \left[1 - 1,61 + (0,95)^2 + (0,66)^2 \right]$$

$$\| H_V = 0,12$$

$$P_{VZ} = 1500 \cdot 0,048 \cdot 0,12$$

$$\| P_{VZ} = 8,64 \text{ kW}$$

8.14 - Malzeme kalitesi ve Mukavemet değerleri

Bu değerleri daha önce belirtmemize rağmen (Kısım 5.3) tekrar hatırlatmada fayda görüyoruz.

a) Malzeme kalitesi :

Şekil E1.2 den faydalanarak

Pinyon için ; MQ } Malzeme kalitesi seçilmiştir.
Çark için ; MQ }

b) Mukavemet değerleri :

Pinyon : 20MnCr5 (MQ) Sementasyonla sertleştirilmiş, yüzey sertliği
720 HV

$$\left. \begin{array}{l} \| \underline{\sigma_{Hlim}} = 1500 \text{ N/mm}^2 \\ \| \underline{\sigma_{FE}} = 860 \text{ N/mm}^2 \end{array} \right\} (\text{Şekil E1.2d veya E1.3g, E1.3h})$$

Çark : 42CrMo4 (MQ) Islâh edilmiş, yüzey setliği 280 HV

$$\left. \begin{array}{l} \| \underline{\sigma_{Hlim}} = 740 \text{ N/mm}^2 \\ \| \underline{\sigma_{FE}} = 590 \text{ N/mm}^2 \end{array} \right\} (\text{Şekil E1.2c veya E1.3e, E1.3f})$$

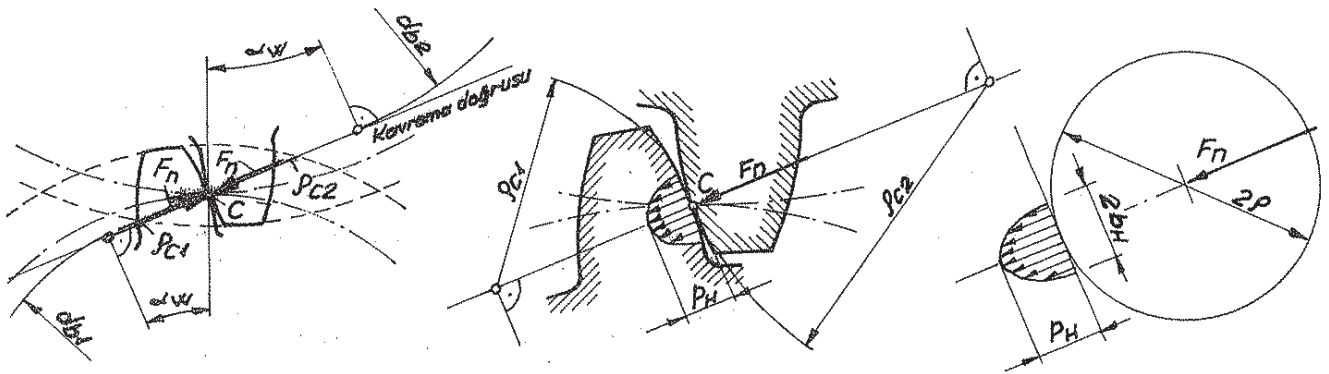
(Mukavemet değerleri için Cetvel E1.2 veya E1.6 dan da faydalanılabilir).

9- Diş yüzeyinin yük taşıma kabiliyeti (Pitting mukavemeti)

Diş yüzeylerinin yük taşıma kabiliyeti, müsaade edilen diş yüzey basıncı ile belirlenir. Taşınabilecek basıncın aşılması halinde, özellikle sertleştirilmiş yüzeylerde ve tekil kavrama noktaları (tek dişin kavrama noktaları) civarında, malzeme parçacıklarının kopması sonucu ufak çukurcuklar şeklinde hasar (kepeklenme - Pitting) meydana gelir. Pitting teşekkülü yalnız yağlayıcı madde olduğu zaman görülür ve ayrıca yağlama basıncı, yüzey kalitesi ve izafi kayma hızı da pitting teşekkülüne etki eder.

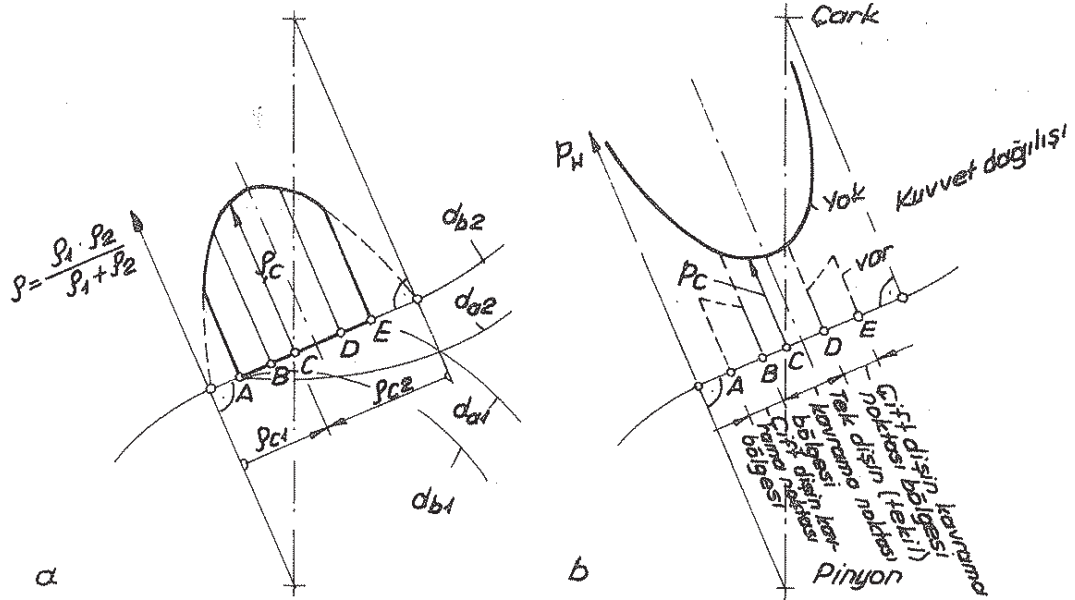
9.1 - Ortaya çıkan yüzey basıncı P_H

Taşıma kabiliyeti hesabında; kavrama noktasında, diş normal kuvveti dolayısı ile diş yüzeylerinde ortaya çıkan basınç esas alınır. Gerilme hali, bir normal kuvvetle birbirine bastırılan bombeli iki elâstik cisim durumuna uyduğundan, Hertz denklemleri ile hesap yapılabilir. Bu gerilme durumunun sonucu basma gerilmesi olarak elde edilen basınç, Hertz basıncı P_H (Şekil 9-1) olarak isimlendirilir.



Şekil 9-1- Hertz basıncı P_H (Yuvarlanma noktasında = P_C)

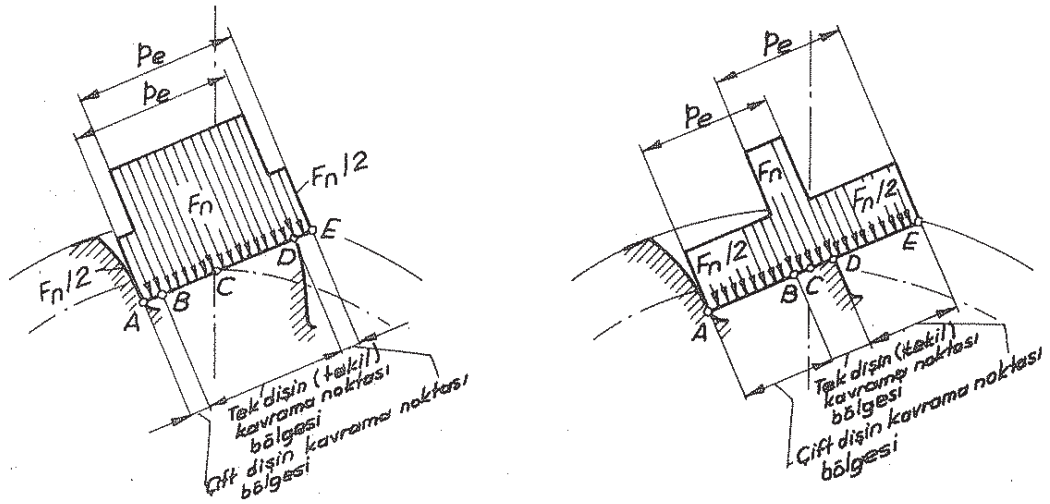
Kavrama süresince mümkün olan tekil kavrama noktalarında (tek dişin kavrama noktalarında) farklı basınçlar hesaplanır. Pitting teşekkülü pinyonda en çok diş tabanında (A- taban kavrama noktası- ile C- yuvarlanma noktası- arasında negatif kayma bölgesi) ve en kötü durumda, genellikle pinyonun B (helisel dişlide normal kesitteki eşdeğer dişli için) iç tekil kavrama noktası konumunda iken (Şekil 9-2b, 9-3) elde edilir. Hesap işlemlerinin basitleştirilmesi için ilkin Hertz basıncı P_C (C yuvarlanma noktasında) hesaplanır. Uygun olmayan durumlarda (küçük diş sayıları, küçük çevrim oranları, özel diş profilleri), diğer kavrama noktalarında, özellikle tekil kavrama noktalarında kontrol hesabı yapılmalıdır. Tek dişin (tekil) ve çift dişin kavrama noktalarına ait bölgeler Şekil 9-3 de gösterilmiştir.



Şekil 9.2 - Kavrama boyu üzerinde (düz dişliler için);

a) Eşdeğer eğrilik yarıçapı, b) Hertz basıncı.

(Tekil kavrama noktası bölgesinde, helisel dişliler hariç, yük daima bir çift diş yüzeyi tarafından taşınır).



Şekil 9.3 - Profil kavrama oranları farklı olan iki dişlide, kavrama süresi boyunca bir diş yüzeyinin nominal yükü.

(İki dişin aynı anda kavrama yaptığı bölgede F_n diş kuvveti, birbirlerine P_e uzaklığındaki iki yüzeyin kavrama noktasına eşit olarak bölünmektedir. Bunun için diş kuvveti her kavrama noktası için $0,5 F_n$ alınmıştır).

ρ_1 ve ρ_2 eğrilik yarıçaplarında, elastiklik modülleri E_1 ve E_2 olan malzemelerden yapılmış, l uzunluğunda, birbirlerine F_n normal kuvveti ile bastırılan iki silindirde, temas doğrusu boyunca meydana gelen max. basma gerilmesi P_H , Hertz'in genel hal için verdiği formüle göre,

$$P_H = \sqrt{\frac{F_n}{l} \cdot \frac{1}{\rho} \frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (9/1)$$

hesaplanır. Burada;

ρ - Eşdeğer eğrilik yarıçapı

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} ; \rho = \rho_1 \cdot \rho_2 / (\rho_1 + \rho_2) \quad (9/2)$$

C yuvarlanma noktasındaki eşdeğer eğrilik yarıçapı ρ_C , eşitlik 9/2 ye göre ve $d_{w1} = d_1 \cos \alpha_t / \cos \alpha_{wt}$ ile düz ve helisel dişliler için aşağıda verilmiştir.

	Düz dişli için (Şekiller 9.1, 2, 4)	Helisel dişli için (Şekil 9.5)
ρ_{C1}	$0.5 d_{w1} \sin \alpha_w$	$0.5 d_{w1} \sin \alpha_{wt} / \cos \beta_b$
ρ_{C2}	$0.5 d_{w2} \sin \alpha_w = u \cdot \rho_{C1}$	$0.5 d_{w2} \sin \alpha_{wt} / \cos \beta_b = u \cdot \rho_{C1}$
$\frac{1}{\rho_C}$	$\frac{(u+1)}{u} \cdot \frac{2}{d_1} \cdot \frac{\cos \alpha_w}{\sin \alpha_w \cos \alpha}$	$\frac{(u+1)}{u} \cdot \frac{2}{d_1} \cdot \frac{\cos \beta_b \cdot \cos \alpha_{wt}}{\sin \alpha_{wt} \cdot \cos \alpha_t}$

F_n - Yuvarlanma noktasındaki normal diş kuvveti

F_t - Taksimat dairesindeki çevre kuvveti

	Düz dişli için (Şekiller 9.1, 2, 4)	Helisel dişli için (Şekil 9.5)
F_n	$F_t / \cos \alpha = F_{wt} / \cos \alpha_w$	$F_t / (\cos \beta_b \cdot \cos \alpha_t) = F_{wt} / (\cos \beta_b \cdot \cos \alpha_{wt})$

l - Temas doğrusunun uzunluğu

Ortalama değer olarak;

• Düz dişliler için;

$$l_m = b_{eff} = b \cdot 3 / (4 - \epsilon_\alpha) \quad (9/3)$$

b_{eff} - Efektif diş genişliği

$$\epsilon_\alpha = 1 \text{ ise } b_{eff} = b$$

$$\epsilon_\alpha = 2 \text{ ise } b_{eff} = 1.5 b$$

elde edilir.

• Helisel dişliler için ,

$$l_m = b_{eff} / \cos \beta_b = b \cdot E_d / \cos \beta_b \quad (9/4)$$

veya genel olarak :

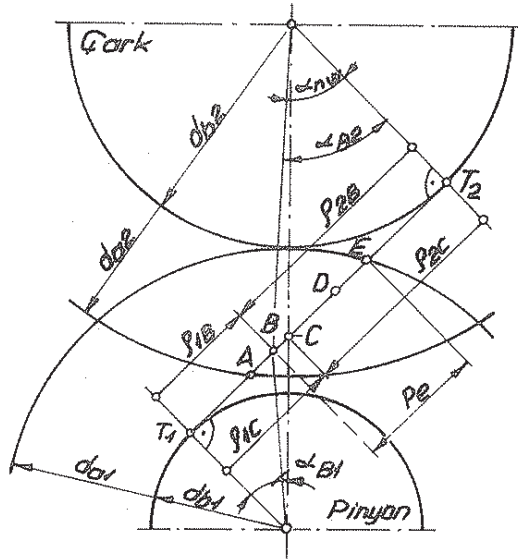
$$b_{eff} = b / Z_E^2 \quad (9/5)$$

Z_E - Kavrama oranı faktörü (Şekil 9.6)

$E_\beta < 1$ için ,

$$Z_E = \sqrt{\frac{(4 - E_d)}{3} (1 - E_\beta) + \frac{E_\beta}{E_d}} \quad (9/6)$$

Eğer $E_\beta > 1$ ise , yukarıdaki eşitlikte E_β yerine daima $E_\beta = 1$ konur.



Şekil 9.4 - Yuvarlanma noktası C de ve pinyonun iç tekil kavrama noktası B deki eğrilik yarıçapları (normal kesitte).

ν - Poisson katsayısı

Çelik , dökme demir ve hafif metaller için ,

$$\nu = 0,3$$

E_1, E_2 - Malzemelerin elastiklik modülleri (Çelvel 9.1)

Bu genel bilgilerden sonra , helisel dişliler için yüzey basıncı hesabına geçilebilir :

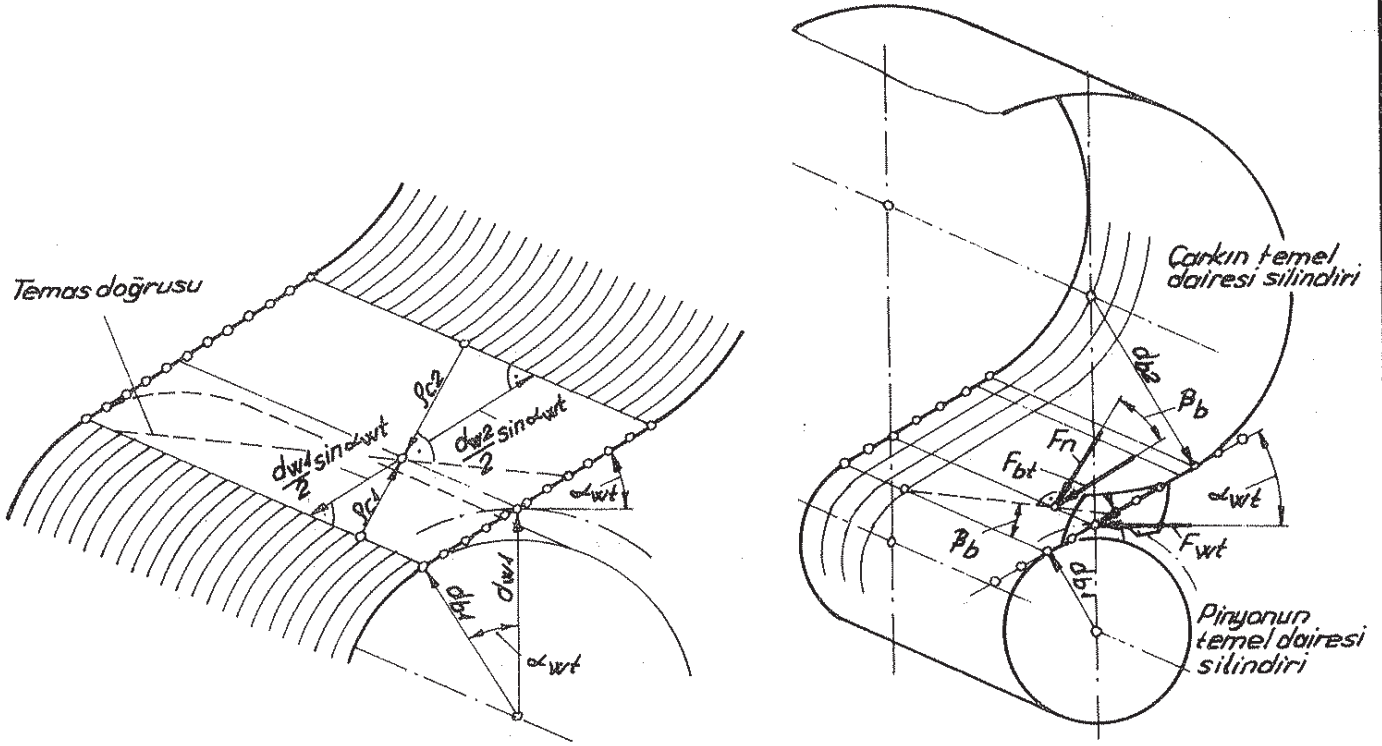
1° - C yuvarlanma noktasındaki Hertz basıncı P_c ;

Eşitlik 9/4 'e göre bilinen değerler ile

$$P_c = \sqrt{\frac{F_t}{\cos \beta_b \cdot \cos^2 \alpha} \cdot \frac{1}{b / \cos \beta_b} \cdot \frac{(U+1)}{U} \cdot \frac{2}{d_1} \cdot \frac{\cos \beta_b \cdot \cos^2 \alpha \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha}{\sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha} \cdot \frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}}$$

$$P_c = \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{(U+1)}{U}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b \cdot \cos^2 \alpha \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha}{\sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}}$$

elde edilir.



Şekil 9.5 - Helisel dişli de, temas doğrusu, eğrilik yarıçapı ve normal diş kuvveti.

Z_H - Yuvarlanma noktası faktörü (Şekil 9.7, 9.7a, 9.7b)

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b \cdot \cos \alpha_{wt}}{\cos^2 \alpha_t \cdot \sin \alpha_{wt}}} \quad (9/7)$$

Z_E - Elâstisite faktörü (Cetvel 9.1)

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right]}} \quad (9/8)$$

$E_1 = E_2 = E$ ve $\nu_1 = \nu_2 = \nu$ için:

$$Z_E = \sqrt{\frac{E}{2 \cdot \pi (1-\nu^2)}} \quad (9/8a)$$

Çelik ve hafif metal ($\nu=0,3$) için:

$$Z_E = \sqrt{0,175 E} \quad (9/8b)$$

bağıntıları yazılabilir:

Elâstisite modülleri farklı (E_1 ve E_2) olan malzemelerden oluşan çark çiftlerinde ise eşdeğer elâstiklik modülü

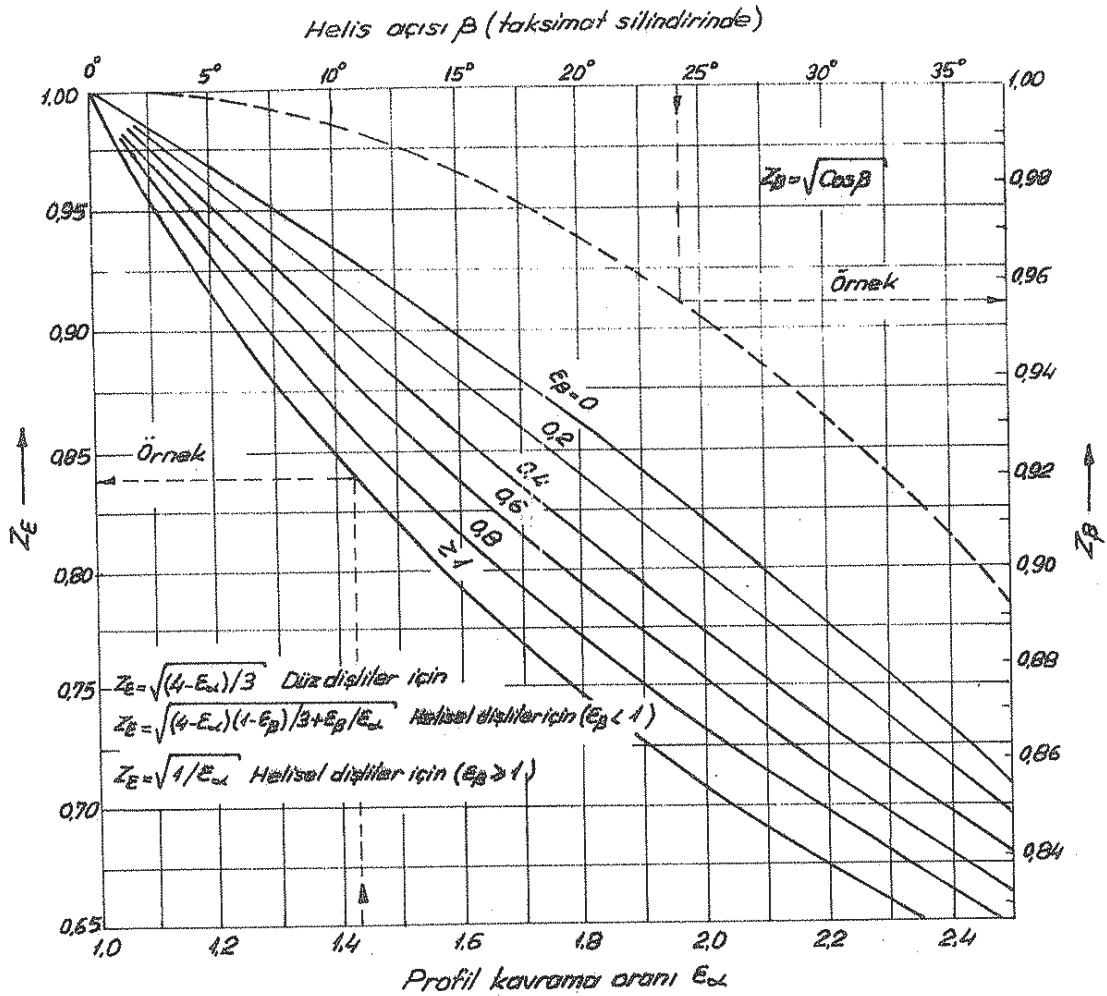
$$E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \quad (9/8c)$$

formülü ile hesaplanır.

Z faktörleri kullanılırsa

$$P_C = Z_H \cdot Z_E \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{(U+1)}{U}} \quad (9/9)$$

olur. (Taşıma miktarının ve dişli hassasiyetinin göz önüne alınması amacıyla diğer faktörlere benzer olarak Z_E faktörü de kullanılabilir).



Şekil 9.6 - Kavrama oranı faktörü Z_E ve Helisel dişli faktörü Z_B .

($Z_E \cdot Z_B$ - Taşıma faktörü)

2°- Yüzey basıncının esas olan değeri σ_{H0} (nominal çevre kuvveti için hesaplanan pitting zorlanması);

Efektif taşıma şekli genişliğinin göz önüne alınması ile Z_E faktörünün, gerçek değme olayının göz önüne alınması ile Z_B faktörünün ve yuvarlanma noktasındaki basıncın diğer kavrama noktalarına (tekil kavrama noktalarına) uygulanmasının göz önüne alınması ile Z_B faktörünün 9/9 eşitliğinde kullanılmaları uygun olur. Bu takdirde, yüzey basıncının esas olan değeri (yüzey basıncının nominal değeri),

$$\sigma_{H0} = P_C \cdot Z_B \cdot Z_E \cdot Z_\beta = Z_H \cdot Z_E \sqrt{\frac{F_t}{d_t \cdot b} \cdot \frac{(u+1)}{u}} \cdot Z_B \cdot Z_E \cdot Z_\beta \quad (9/10)$$

denklemlerinden hesaplanabilir.

Z_β - Helisel dişli faktörü (Şekil 9.6)

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} \quad (9/11)$$

Z_B - B tekil kavrama noktası faktörü

Çark 1		Çark 2		Z_E $\sqrt{N/mm^2}$
Malzeme	Elastisite modülü $E_1 [N/mm^2]$	Malzeme	Elastisite modülü $E_2 [N/mm^2]$	
Çelik	206000	Çelik	206000	189,8
		Çelik döküm	202000	188,9
		Küresel grafitli dökme demir	173000	181,4
		Döküm - kalay bronz	103000	155,0
		Dövme - kalay bronz	113000	159,8
		Lâmel grafitli dökme demir (pik veya kır döküm)	126000...118000	165,4...162,0
Çelik döküm	202000	Çelik döküm	202000	188,0
		Küresel grafitli dökme demir	173000	180,5
		Lâmel grafitli dökme demir (pik veya kır döküm)	118000	161,4
Küresel grafitli dökme demir	173000	Küresel grafitli dökme demir	173000	173,9
		Lâmel grafitli dökme demir (pik veya kır döküm)	118000	156,6
Lâmel grafitli dökme demir (pik veya kır döküm)	126000...118000	Lâmel grafitli dökme demir (pik veya kır döküm)	118000	146,0...143,7

Cetvel 9.1 - Dişli çarklarda çeşitli malzeme çiftleri için Z_E elastisite faktörleri.

Şekil 9.2 ve 9.4 den faydalanarak, pinyonun iç tekil kavrama noktası B deki eşdeğer eğrilik yarıçapı :

$$P_B = P_{1B} \cdot P_{2B} / (P_{1B} + P_{2B}) \quad (\text{Eşitlik 9/2})$$

$$P_{1B} + P_{2B} = P_{1C} + P_{2C} \quad (\text{Şekil 9.4})$$

$$P_B = \frac{P_{1B} \cdot P_{2B}}{P_{1C} + P_{2C}} = \frac{P_{1B} \cdot P_{2B}}{P_{1C} + P_{2C}} \cdot \frac{P_{1C} \cdot P_{2C}}{P_{1C} \cdot P_{2C}}$$

$$P_B = P_C \frac{P_{1B} \cdot P_{2B}}{P_{1C} \cdot P_{2C}} = P_C \cdot \frac{1}{Z_B^2} \quad (9/12)$$

olarak bulunur ve dolayısıyla,

$$Z_B = \sqrt{\frac{P_{1C} \cdot P_{2C}}{P_{1B} \cdot P_{2B}}} \quad (9/13)$$

şeklinde ifade edilir.

• Düz dişliler için,

$$\left. \begin{aligned} P_{1B} &= \frac{1}{2} d_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{B1} \\ P_{2B} &= \frac{1}{2} d_{b2} \operatorname{tg} \alpha_{B2} = \frac{1}{2} u \cdot d_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{B2} \end{aligned} \right\} \text{(Şekil 9.4)}$$

$$Z_B^2 = \frac{\frac{1}{4} u d_{w1}^2 \cdot \sin^2 \alpha_w}{\frac{1}{4} u d_{b1}^2 \operatorname{tg} \alpha_{B1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{B2}} = \frac{d_{w1}^2 \sin^2 \alpha_w}{(d_{w1} \cdot \cos \alpha_w)^2 \operatorname{tg} \alpha_{B1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{B2}}$$

$$Z_B = \operatorname{tg} \alpha_w / (\operatorname{tg} \alpha_{B1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{B2})^{1/2} \quad (9/14)$$

ve,

$$\operatorname{tg} \alpha_{B1} = 2 \frac{\overline{T_1 B}}{d_{b1}} = 2 \frac{\overline{T_1 E} - P_e}{d_{b1}} \quad (\text{Şekil 9.4})$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{B1} = 2 \frac{\left(\frac{d_{a1}^2}{4} - \frac{d_{b1}^2}{4}\right)^{1/2} - P_e}{d_{b1}}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{B1} = \left[(d_{a1}^2 - d_{b1}^2)^{1/2} - 2 P_e \right] / d_{b1} \quad (9/15)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{B2} = 2 \frac{\overline{T_2 B}}{d_{b2}} = 2 \frac{\overline{T_2 C} + \overline{CB}}{d_{b2}} = 2 \frac{P_{2C} + P_{1C} - P_{1B}}{d_{b2}} \quad (\text{Şekil 9.4})$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{B2} = 2 \frac{0.5(u+1)d_{w1} \sin \alpha_w - 0.5 d_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{B1}}{u \cdot d_{b1}}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{B2} = \frac{(u+1)}{u} \operatorname{tg} \alpha_w - \frac{1}{u} \operatorname{tg} \alpha_{B1} \quad (9/16)$$

bağıntıları kullanılabilir.

• Helisel dişliler için,

$$Z_B = \operatorname{tg} \alpha_{wt} \cdot \cos \beta / (\operatorname{tg} \alpha_{B1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{B2})^{1/2} \geq 1 \quad (9/17)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{B1} = \left[(d_{a1}^2 - d_{b1}^2)^{1/2} - 2 P_e \right] / d_{b1}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{B2} = \frac{(u+1)}{u} \operatorname{tg} \alpha_{wt} \cdot \cos \beta - \frac{1}{u} \operatorname{tg} \alpha_{B1}$$

(9/18)

denklemleri ile hesap yapılabilir.

Eğer pinyon diş sayısı Z_1 (helisel dişlilerde Z_{n1}) > 20 ise, $Z_B = 1$ alınabilir.

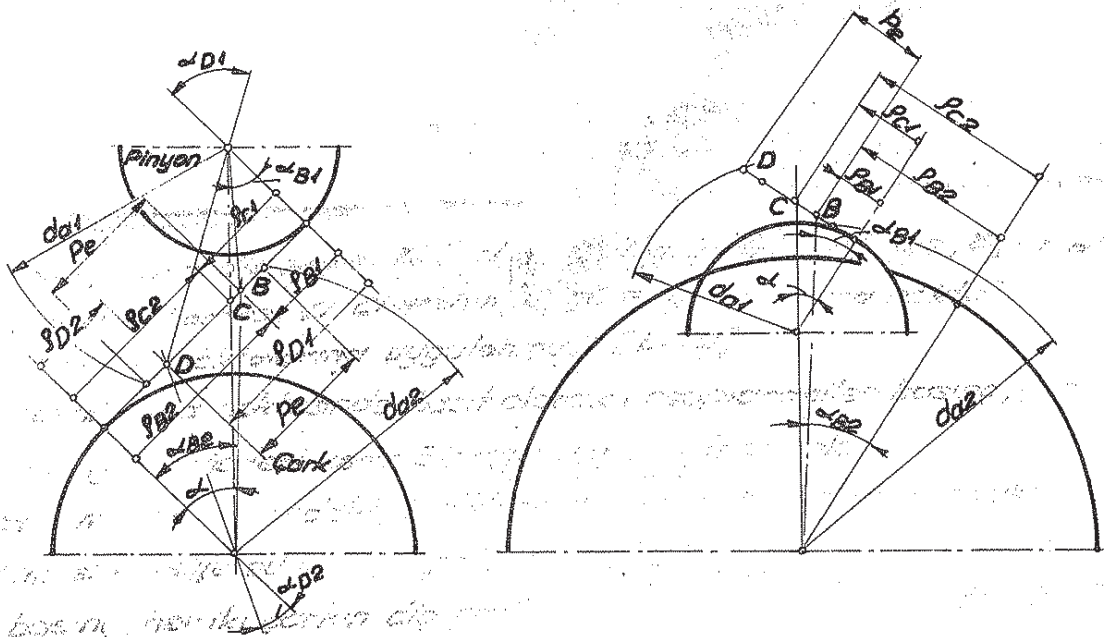
- A.K. Thomas/W. Charchut'a göre, yuvarlanma noktasındaki basıncın diğer kavrama noktalarına uygulanması [L. 20]:

Yuvarlanma noktasında basit olarak hesaplanabilen basınç, çark ve karşı çark için aynı değerleri verir. Şimdiye kadarki tecrübelerle göre kritik hallerde diğer kavrama noktalarındaki, özellikle tekil kavrama noktalarındaki basıncın kontrol edilmesi tavsiye edilir. Bilhassa, küçük diş sayılarında ve büyük çevrim oranlarında basınç, her iki çarkın diş profillerinin farklı eğriliklerinden ötürü farklı olmaktadır.

Tekil kavrama noktasına dönüştürmede, pinyonun içteki tekil kavrama noktası B için Z_B ve benzer şekilde dıştaki tekil kavrama noktası D için Z_D dönüşüm faktörünün kullanılması uygun olur (Şekil 9.2, 9.4).

- DIN 3990'a göre $\epsilon_\alpha \leq 2$ için tekil kavrama noktası faktörleri Z_B ve Z_D [L. 35 Teil 2]:

Pinyonun B iç (çarkın dış) ve D dış (çarkın iç) tekil kavrama noktalarında (Şekil 9.6a);



Şekil 9.6a - Düz dişliler (sadece dış dişlilerde) için, pinyon-iç tekil kavrama noktası faktörü Z_B (eşitlik 9/18a) hem de çark-iç tekil kavrama noktası faktörü Z_D nin (eşitlik 9/18b) elde edilmesinde kullanılan C yuvarlanma noktasında ve pinyonun B (aynı zamanda çarkın D) iç tekil kavrama noktasındaki eğrilik yarıçapları [L. 35].

Şekil 9.6a - Düz dişliler (sadece dış dişlilerde) için, pinyon-iç tekil kavrama noktası faktörü Z_B (eşitlik 9/18a) hem de çark-iç tekil kavrama noktası faktörü Z_D nin (eşitlik 9/18b) elde edilmesinde kullanılan C yuvarlanma noktasında ve pinyonun B (aynı zamanda çarkın D) iç tekil kavrama noktasındaki eğrilik yarıçapları [L. 35].

Z_B - B tekil kavrama noktası için dönüşüm faktörü,
 Z_D - D tekil kavrama noktası için dönüşüm faktörü,
 olsun, buna göre M_1, M_2 yardımcı büyüklüklerinin,

$$M_1 = \sqrt{\frac{P_{c1} \cdot P_{c2}}{P_{B1} \cdot P_{B2}}} = \frac{tg \alpha_w t}{\sqrt{\left[\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - \frac{2\pi}{Z_1} \right] \left[\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - (\epsilon_\alpha - 1) \cdot \frac{2\pi}{Z_2} \right]}} \quad (9/18a)$$

$$M_2 = \sqrt{\frac{P_{c1} \cdot P_{c2}}{P_{D1} \cdot P_{D2}}} = \frac{tg \alpha_w t}{\sqrt{\left[\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - \frac{2\pi}{Z_2} \right] \left[\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - (\epsilon_\alpha - 1) \cdot \frac{2\pi}{Z_1} \right]}} \quad (9/18b)$$

tarifi ile :

• Düz dişlilerde ;

$$M_1 \leq 1 \text{ ise } Z_B = 1 \quad ; \quad M_2 \leq 1 \text{ ise } Z_D = 1 \quad (9/18c)$$

$$M_1 > 1 \text{ ise } Z_B = M_1 \quad ; \quad M_2 > 1 \text{ ise } Z_D = M_2 \quad (9/18d)$$

• Helisel dişlilerde ($\epsilon_B \geq 1$) ;

$$Z_B = Z_D = 1 \quad (9/18e)$$

• Helisel dişlilerde ($\epsilon_B < 1$) ;

Z_B, Z_D ; düz ve $\epsilon_B \geq 1$ olan helisel dişliler için hesaplanan değerler arasında lineer interpolasyon yapılarak bulunur.

$$Z_B = M_1 - \epsilon_B (M_1 - 1) \text{ ve } Z_B \geq 1 \quad (9/18f)$$

$$Z_D = M_2 - \epsilon_B (M_2 - 1) \text{ ve } Z_D \geq 1 \quad (9/18g)$$

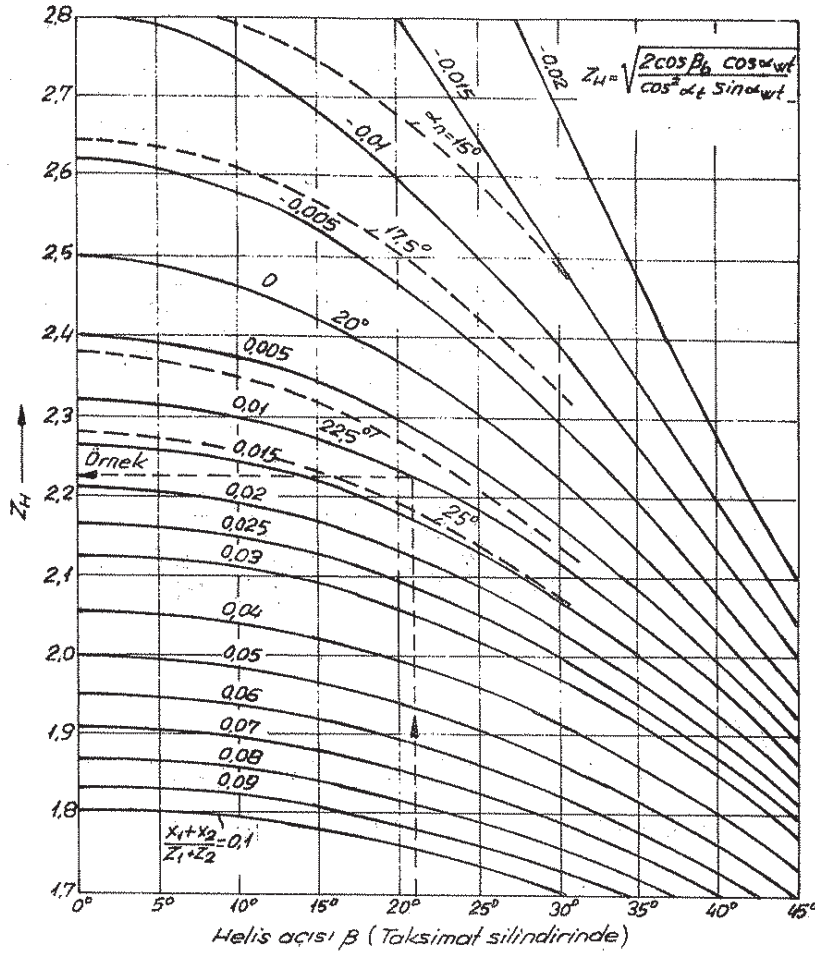
- DIN 3990'a göre $\epsilon_\alpha > 2$ için tekil kavrama noktası faktörleri Z_B ve Z_D [L 35 Teil 2] :

$2 < \epsilon_\alpha \leq 3$ olan hassas dişlilerde toplam diş kuvveti aynı anda kavrama durumunda bulunan iki veya üç diş tarafından taşınır. Hesaplar bir diş çift kavrama noktası ($\epsilon_\alpha \leq 2$ için iç tekil kavrama noktası veya $2 < \epsilon_\alpha \leq 3$ için iç çift kavrama noktası yerine) esas alınarak yapılmış olup burada $\epsilon_\alpha \leq 2$ için verilen eşitliklerin hepsi geçerlidir.

3° Ortaya çıkan yüzey basıncı σ_H ;

σ_H 'in belirlenmesinde şu hususların göz önünde tutulması gerekir.

• Diş ilâve kuvvetler (Faktör K_A) ; Tahrik makinasının düzgünlük derecesinin ve ayrıca normal işletme sırasındaki kütlelesel eylemsizliğinin etkileri ; sürekli zorlanmanın tayininde bir K_A darbe faktörü (işletme faktörü de denir) şeklinde göz önüne alınır.



Sekil 9.7- $\alpha_n = 20^\circ$ için, $\frac{X_1 + X_2}{Z_1 + Z_2}$ oranına ve β helis açısına bağlı

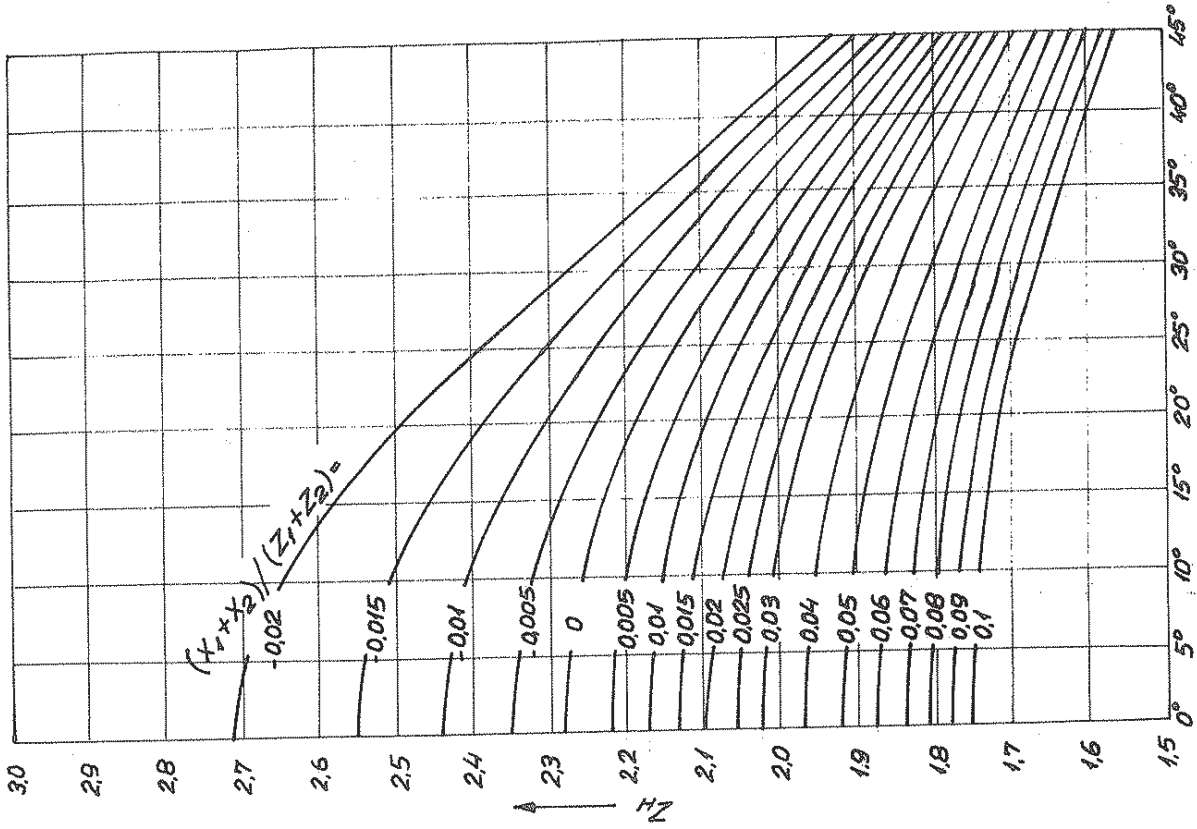
olarak yuvarlanma noktası faktörü Z_H .

Kesikli çizgiler : $X_1 + X_2 = 0$ ve $\alpha_n = 15^\circ; 17,5^\circ; 22,5^\circ$ ve 25° içindir (Şekil 9.7a ve 9.7b ye bakınız).

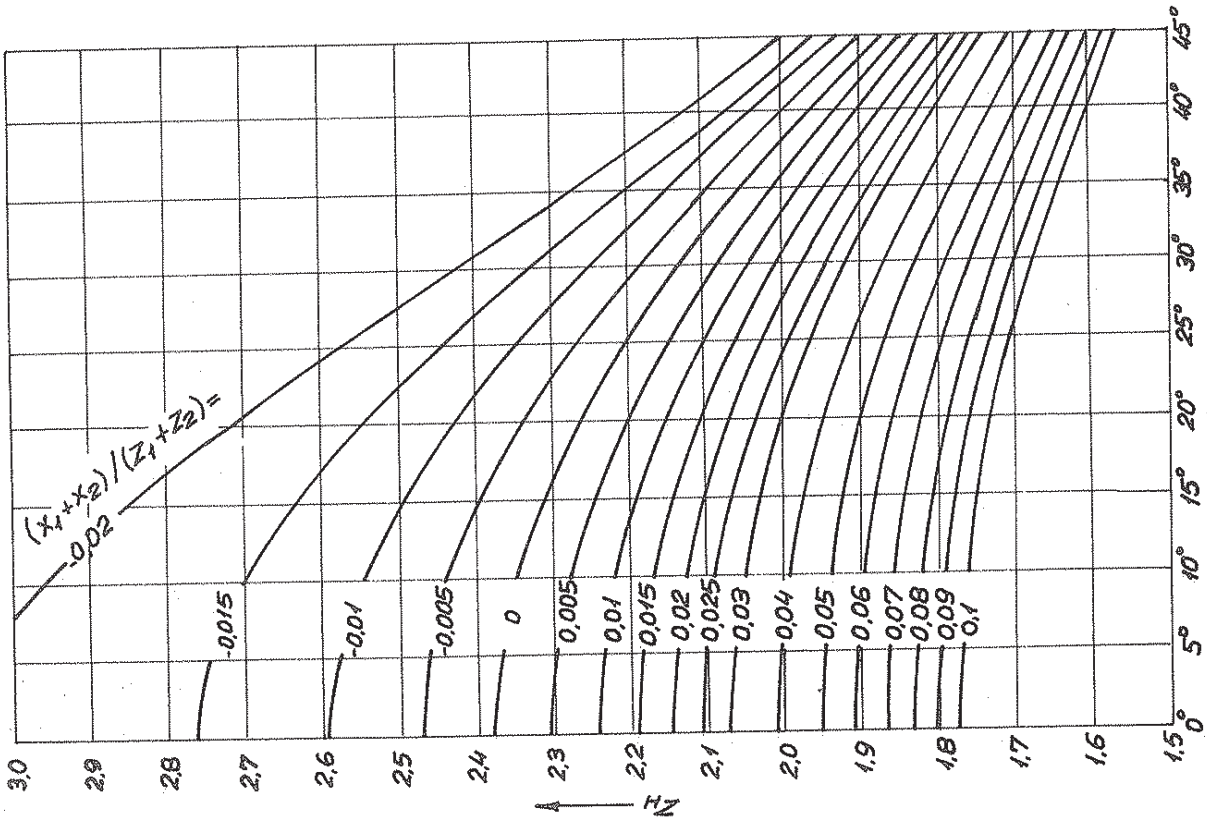
• İç dinamik ilâve kuvvetler (Faktör K_V); Taksimat hatalarından veya çalışma sırasında dişlerin deformasyonlarından dolayı, kavrama durumunda bulunan dişleri ek olarak zorlayan bir dinamik kuvvet meydana gelir ki bu kuvvetin etkileri K_V hız faktörü (dinamik faktör de denir) ile göz önüne alınır.

• Diş genişliği boyunca kuvvet dağılımı (Faktör $K_{H\beta}$); Teorik olarak diş genişliği boyunca kuvvet dağılımının düzgün olduğu kabul edilebilir. Ancak dişli çark mekanizmasını taşıyan millerin deformasyonlarından dolayı diş genişliği boyunca eşit olmayan bir kuvvet dağılımı meydana gelir. Bu düzgün olmayan dağılım, $K_{H\beta}$ kuvvet dağılımı faktörü ile göz önüne alınır.

• Çevresel yönde kuvvet dağılımı (Faktör $K_{H\alpha}$); Çift veya bir kaç çift kavramış ve hatasız dişlilerde toplam normal diş kuvveti, dişin tek başına yayılma rijitliğine uygun olarak kavrama durumunda bulunan çift diş yüzeylerine



Teknisimat silindirindeki helis açısı β \rightarrow
Şekil 9.7b - $\alpha_n = 25^\circ$ için yuvarlanma noktası faktörü Z_H [L.35 Teil 2].



Teknisimat silindirindeki helis açısı β \rightarrow
Şekil 9.7a - $\alpha_n = 22.5^\circ$ için yuvarlanma noktası faktörü Z_H [L.35 Teil 2].

dağılır. Hata içerikli dişlilerde taksimat hatası giderek artarsa, çevresel yöndeki kuvvet sadece bir çift diş yüzeyi tarafından taşınır. İşte, çevresel yöndeki kuvvet dağılışı (Hata içerikli dişliler) $K_{H\alpha}$ kuvvet faktörü ile göz önüne alınır.

↓ Su halde, yüzey taşıma kabiliyeti hesabında esas alınacak yük için, yukarıda belirtilen faktörlerin göz önüne alınması ile çevre kuvveti olarak ($F_t \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}$) değeri alınır. Bu değer, Eşitlik 9/10 da F_t yerine konulacak olursa, ortaya çıkan yüzey basıncı σ_H ,

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} < \sigma_{HP}$$

veya

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot Z_B \sqrt{K^* \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} < \sigma_{HP}$$

(9/19)

ile hesaplanır.

Not. DIN 3990 'a göre [L.35 Teil 2]:

Nominal yüzey basıncı (yuvarlanma noktasında);

$$\sigma_{H0} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{(u+1)}{u}} \quad (\text{Eşitlik 9/10 ile mukayese ediniz})$$

Ortaya çıkan yüzey basıncı;

Pinyon için,

$$\sigma_H = Z_B \cdot \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP}$$

Çark için,

$$\sigma_H = Z_D \cdot \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP}$$

(Eşitlik 9/19 ile mukayese ediniz)

denklemleri ile verilmiştir

σ_{HP} - Müsaade edilen yüzey basıncı (yüzey emniyet basıncı)

9.2 - Müsaade edilen yüzey basıncı (Yüzey emniyet basıncı) σ_{HP}

Basınçla zorlanan diş yüzeylerindeki hasarları önlemek veya müsaade edilebilecek sınırlar içinde tutmak için, max. etkili basıncın malzemeye, kullanma maksadına ve işletme şartlarına bağlı değerinin belirli bir sınırı asla aşmaması gerekir.

G. Niemann / H. Winter [L.4] tarafından geliştirilen aşağıdaki hesap metodunun da yuvarlanma emniyet basınçlarının hesabı için; malzeme çifti, yağ viskozitesi ve yağlama etkisi, çarkın büyüklük etkisi ile işletme saati cinsinden ömür göz önüne alınmıştır. Bu hesaplarda, bir malzemenin verilen işletme şartlarında pitting teşekkülü başlamadan pratik olarak sonsuz sayıdaki yuvarlanmaya dayanabileceği & sürekli mukavemet halinde diş yüzeyinin

yük taşıma kabiliyeti » büyük önem taşır.

Yüzey emniyet basıncı σ_{HP} nin hesabı ;

1° - Sürekli mukavemet halinde :

Diş yüzeyinin yük taşıma kabiliyeti için esas olan sınır değer σ_{HG} (Pitting - sınır mukavemeti = $\sigma_{HP} \cdot S_{Hmin}$), dişli çark malzemesinin yüzey basıncı için sürekli mukavemet değeri σ_{Hlim} , işletme şartlarını hesaba katan uygun Z faktörleri ile çarpılarak bulunur.

$$\sigma_{HG} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_W \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_X \quad (9/20)$$

Buna göre yüzey emniyet basıncı ,

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HG}}{S_{Hmin}} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_W \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_X}{S_{Hmin}} \quad (9/21)$$

bağıntısı ile hesaplanır.

Not . DIN 3990 Teil 2 metot B ye göre [L.35] :

Sürekli mukavemet için müsaade edilen yüzey basıncı σ_{HP} ;

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT}}{S_{Hmin}} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HG}}{S_{Hmin}}$$

Şeklinde verilmiştir. Buradaki Z_{NT} faktörü (standart-referans-deney çarkının ömür faktörü) sürekli mukavemet için $Z_{NT} = 1$ (Şekil 9.14 , Cetvel 9.2a) olması nedeniyle eşitlik 9/20 ve 9/21 de konulmamıştır.

2° - Statik mukavemet halinde :

Diş yüzeyinin yük taşıma kabiliyeti için esas olan sınır değer σ_{HGS} , dişli çark malzemesinin yüzey basıncı için statik mukavemet değeri σ_{HlimS} (Cetvel E1.2) , malzeme çifti faktörü Z_W ile çarpılarak bulunur.

$$\sigma_{HGS} = \sigma_{HlimS} \cdot Z_W \quad (9/22)$$

dolayısıyla yüzey emniyet basıncı ,

$$\sigma_{HPS} = \frac{\sigma_{HGS}}{S_{Hmin}} = \frac{\sigma_{HlimS} \cdot Z_W}{S_{Hmin}} \quad (9/23)$$

olur. σ_{HlimS} yerine

$$\sigma_{HlimS} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT} \quad (9/24)$$

ifadesi de yazılabilir. Burada Z_{NT} , $N_L = 0$ yük tekrarına karşılık gelen ömür faktörüdür.

Not . DIN 3990 Teil 2 metot B ye göre [L.35] :

Statik mukavemet için müsaade edilen yüzey basıncı σ_{HPS} ;

$$\sigma_{HPS} = \frac{\sigma_{HLim} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X}{S_{Hmin}}$$

$$\sigma_{HPS} = \frac{\sigma_{HGS}}{S_{Hmin}}$$

şeklinde verilmiştir. Buradaki Z_L , Z_V , Z_R ve Z_X faktörleri statik mukavemet için $Z_L = 1$ (Şekil 9.9), $Z_V = 1$ (Şekil 9.10), $Z_R = 1$ (Şekil 9.11) ve $Z_X = 1$ (Şekil 9.12) olması nedeniyle eşitlik 9/22 ve 9/23 de konulmamıştır.

3° - Zaman mukavemeti halinde :

Diş yüzeyinin yük taşıma kabiliyeti için esas olan sınır değer σ_{HGN} , dişli çark malzemesinin yüzey basıncı için sürekli mukavemet değeri σ_{HLim} , zaman faktörü Z_N ile çarpılarak bulunur.

$$\sigma_{HGN} = \sigma_{HLim} \cdot Z_N \quad (9/25)$$

$$Z_N = Z_W \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_X \cdot Z_{NT} \quad (9/26)$$

veya Z_N , Z_W sizde oluşturulabilir buna göre,

$$\sigma_{HGN} = \sigma_{HLim} \cdot Z_W \cdot Z_N \quad (9/27)$$

$$Z_N = Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_X \cdot Z_{NT} \quad (9/28)$$

ve yüzey emniyet basıncı

$$\sigma_{HPN} = \frac{\sigma_{HGN}}{S_{Hmin.}} = \frac{\sigma_{HLim} \cdot Z_W \cdot Z_N}{S_{Hmin.}} \quad (9/29)$$

olur.

Not. Zaman mukavemeti için müsaade edilen yüzey basıncı σ_{HPN} nin DIN 3990 Teil 2 metot B ye göre elde edilmesi [L. 35]:

• Grafik yoluyla ;

Sürekli mukavemet için σ_{HP} ve statik mukavemet için σ_{HPS} değerleri, kısım 9.2 de verilen eşitlikler ile hesaplanır ve ömür faktörü Z_{NT} ye benzer şekilde bir Wöhler eğrisi çizilirse (Şekil 9.7c), bu eğriden yük tekrarlama sayısı N_L ye karşılık gelen σ_{HPN} okunabilir.

• Hesap yoluyla ;

Sürekli mukavemet için σ_{HP} ve statik mukavemet için σ_{HPS} değerleri kısım 9.2 de verilen eşitlikler ile hesaplanırsa, σ_{HPN} zaman mukavemeti bölgesinde yük tekrarlama sayısı N_L ye bağlı olarak aşağıdaki denklemlerden bulunabilir.

- İmalat ve ıslah çeliği, perlitik ve bey nitik küresel grafitli dökme demir, perlitik temper döküm, sementasyon veya yüzey sertleştirilmesi ile sertleştirilmiş çelik malzemelerde, zarar vermiyecek şekilde bir

pitting teşekkülüne müsaade ediliyorsa :

Şekil 9.14 e göre zaman mukavemeti bölgesi : $6 \cdot 10^5 < N_L < 10^7$ için ;

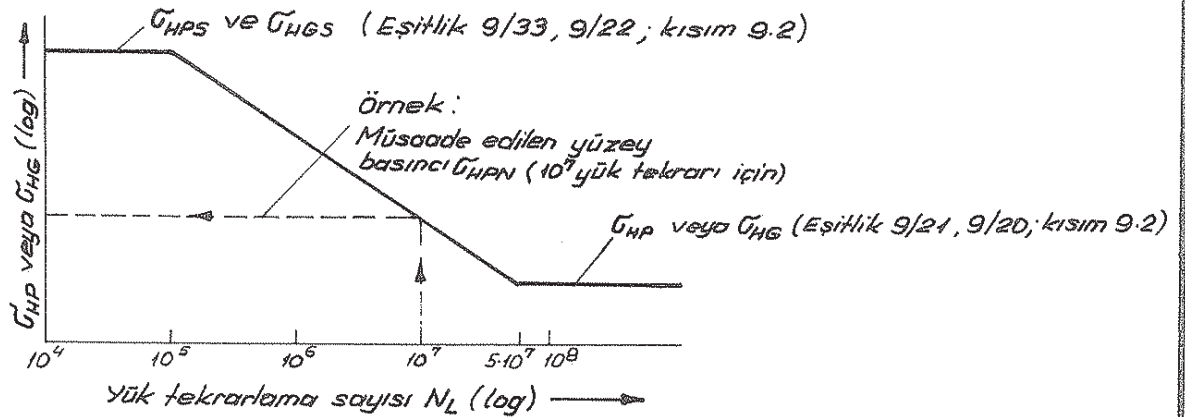
$$\sigma_{HPN} = \sigma_{HP} \cdot Z_N = \sigma_{HP} \cdot \left(\frac{3 \cdot 10^8}{N_L} \right)^{exp.} \quad (9/29a)$$

$$exp. = 0,3705 \cdot \log \frac{\sigma_{HPS}}{\sigma_{HP}} \quad (9/29b)$$

Şekil 9.14 e göre zaman mukavemeti bölgesi : $10^7 < N_L < 10^9$ için ;

$$\sigma_{HPN} = \sigma_{HP} \cdot Z_N = \sigma_{HP} \cdot \left(\frac{10^9}{N_L} \right)^{exp.} \quad (9/29c)$$

$$exp. = 0,2791 \cdot \log \frac{\sigma_{HPS}}{\sigma_{HP}} \quad (9/29d)$$



Şekil 9.7c - Metot B ye göre zaman mukavemeti için müsaade edilen yüzey basıncı σ_{HPN} in grafik yoluyla elde edilmesi (prensip şeması).

- İmalat ve ıslah çeliği, perlitik veya beynitik küresel grafitli dökme demir, perlitik temper döküm, sementasyon veya yüzey sertleştirilmesi ile sertleştirilmiş çelik malzemelerde:

Şekil 9.14 e göre zaman mukavemeti bölgesi : $10^5 < N_L < 5 \cdot 10^7$ için ;

$$\sigma_{HPN} = \sigma_{HP} \cdot Z_N = \sigma_{HP} \cdot \left(\frac{5 \cdot 10^7}{N_L} \right)^{exp.} \quad (9/29e)$$

$$exp. = 0,3705 \cdot \log \frac{\sigma_{HPS}}{\sigma_{HP}} \quad (9/29f)$$

- İslah veya nitrazyon çeliği, gaz ile nitrirlenmiş ; ıslah çeliği, nitrokarbürize edilmiş ; ferritik küresel grafitli dökme demir, dökme demir malzemelerde :

Şekil 9.14 e göre zaman mukavemeti bölgesi : $10^5 < N_L < 2 \cdot 10^6$ için ;

$$\sigma_{HPN} = \sigma_{HP} \cdot Z_N = \sigma_{HP} \cdot \left(\frac{2 \cdot 10^6}{N_L} \right)^{exp.} \quad (9/29g)$$

$$exp. = 0,7686 \cdot \log \frac{\sigma_{HPS}}{\sigma_{HP}} \quad (9/29h)$$

Yüzey emniyet basıncına etkiyen faktörler ;

G_{Hlim} - Malzemenin sürekli mukavemeti halinde - yuvarlanma mukavemeti veya pitting - sürekli mukavemeti veya yüzey basıncı için sürekli mukavemet değeri (Şekil E1.2, E1.3 ; Cetvel E1.2, E1.6)

Z_W - Malzeme çifti faktörü

• DIN 3990 Teil 2 ye göre [L.35] :

Sertleştirilmiş veya dış yüzeyi pürüzsüz ($R_z \leq 6 \mu m$) önemli derecede sert pinyondan oluşan çiftlerde bir çelik dişli çarkın (imalat çeliği, ıslah çeliği) pitting taşıma kabiliyetindeki artış malzeme çifti faktörü Z_W ile göz önüne alınır.

Z_W değerinin elde edilmesi ;

- Metot B :

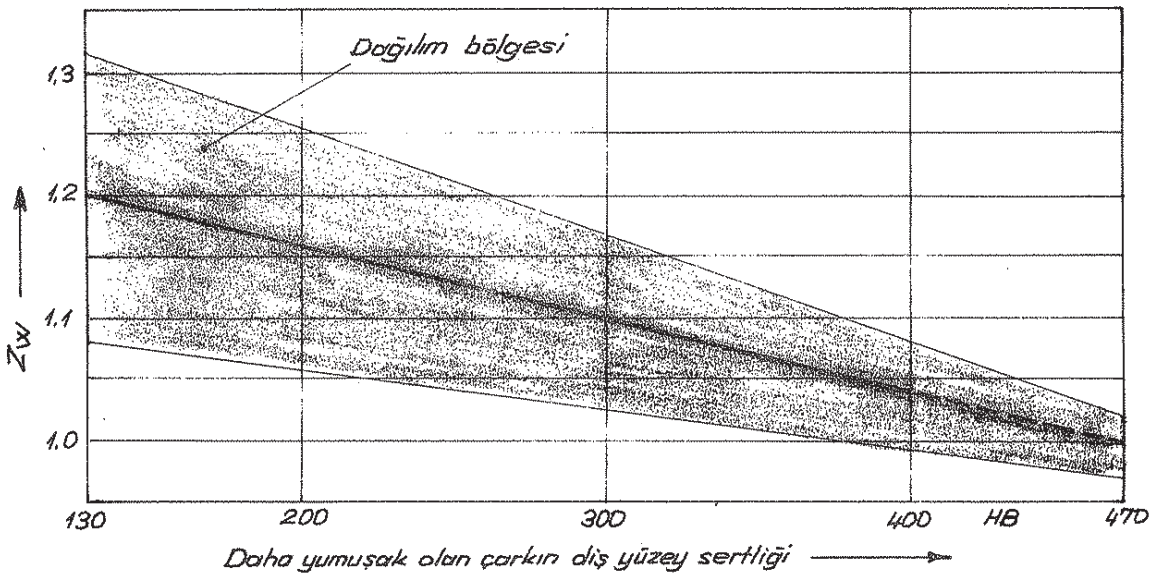
$$Z_W = 1,2 - \frac{HB - 130}{1700} \quad (9/30)$$

denklemden hesaplanabilir veya Şekil 9.7d deki diyagramdan tayin edilebilir.

HB - Bir dişli çark çiftinin daha yumuşak olan çarkındaki, Brinell olarak diş yüzey sertliği :

$$\left. \begin{array}{l} HB < 130 \text{ için } Z_W = 1,2 \\ HB > 470 \text{ için } Z_W = 1,0 \end{array} \right\} \text{ alınır.} \quad (9/30a)$$

(Muhtelif sertlik birimleri arasındaki mukayeseler için, Şekil 9.8 veya Cetvel E1.7 ye bakınız).



Şekil 9.7d - Malzeme çifti faktörü Z_W [L.35].

- Metot C :

Malzeme çifti faktörünün,

$$Z_{WV} = 1,0$$

değeri ile emniyetli hesap yapılır.

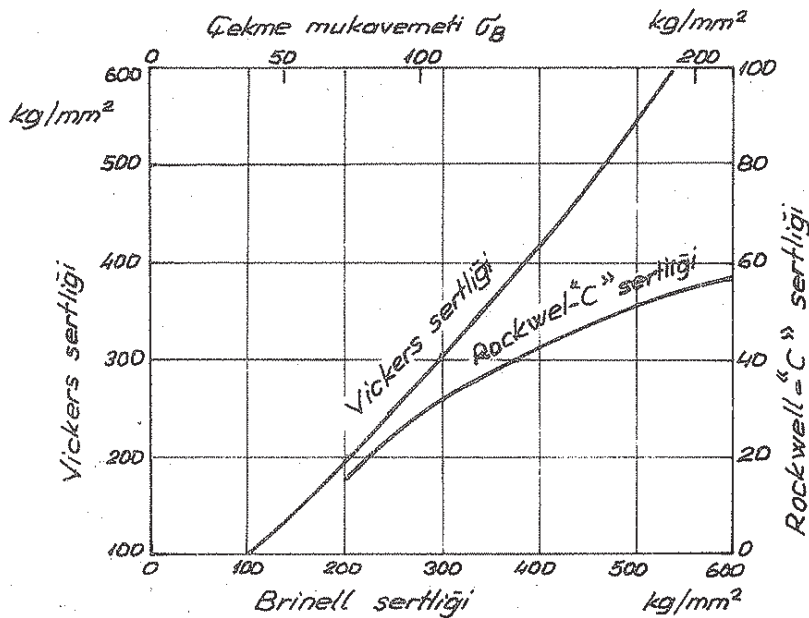
• Niemann / Winter'e göre [L.1] :

İslah edilmiş çarklar ile sertleştirilmiş, taşlanmış karşı çarklar için $130 < HB < 400$ sınırları içindeki sertlik değerlerinde (9/30) eşitliği geçerlidir.

• Roloff / Matek'e göre [L.12] :

Diş yüzeyi pürüzsüz ($R_a \leq 1 \mu m$) ve sertleştirilmiş pinyonlu çiftlerde imalât ve ıslah çeliğinden yapılmış bir çarkın yüzey mukavemetinin artışı malzeme çifti faktörü, $Z_{WV} = 1,2 - (HB - 130) / 1700$ (Eşitlik 9/30) ile göz önüne alınır (HB daha yumuşak olan çark içindir) ve $130 \leq HB \leq 400$ sınırları dışındaki sertlik değerlerinde $Z_{WV} = 1$ konur.

Aynı malzemeden yapılan ve yüzey sertliği aynı olan çarklardan oluşan çiftlerde pitting teşekkülü ve yenmeye karşı eğilim, yüzey sertliği farklı ve ayrı malzemeden yapılmış olanlara göre daha fazladır. Bu sebepten bir çark çiftinin tertibinde, daima farklı dişli çark malzemesi kullanılmalı veya aynı malzeme kullanılıyorsa en azından farklı yüzey sertliğinde olmalarına çalışılmalıdır.



Şekil 9.8 - Karbonlu çelikte sertlik değerleri ve bu değerler ile σ_B arasındaki münasebet [L.2]

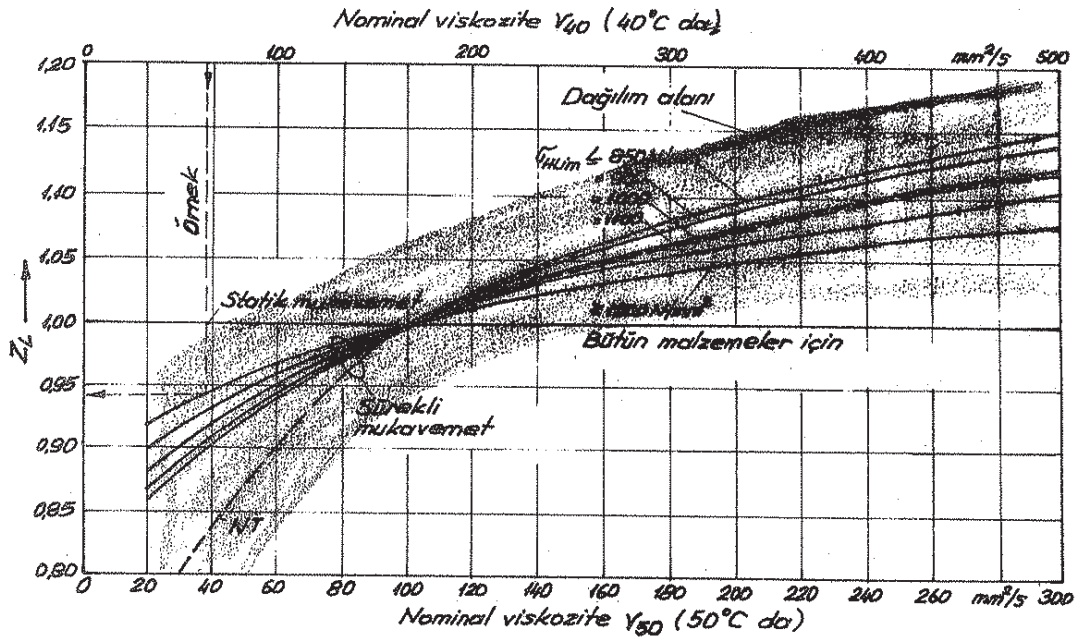
Z_L, Z_V, Z_R faktörlerinin tespit edilmesi ;

1° - Sürekli mukavemet için :

Z_L - Yağlayıcı madde faktörü

Yağlayıcı madde faktörü Z_L , madeni yağlar (EP- ilâveli ve ilavesiz) için 40°C (veya 50°C) daki nominal viskoziteye ve bir çark çiftinin daha yumuşak olan malzemesinin yüzey basıncı için sürekli mukavemet değeri σ_{Hlim} e bağlı olarak Şekil 9.9 dan alınabilir veya aşağıdaki denklemlerden hesaplanabilir:

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1,0 - C_{ZL})}{\left(1,2 + \frac{80}{\nu_{50}}\right)^2} = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1,0 - C_{ZL})}{\left(1,2 + \frac{134}{\nu_{40}}\right)^2} \quad (*) \quad (9/30b)$$



Şekil 9.9 - Yağlayıcı madde faktörü Z_L (NT : Nitritlenmiş malzemelerde, kontrol deneylerine göre tahminen). Yağlamada, çevre hızı ile ilgili olarak uygun viskoziteli madeni yağ kullanılmıştır. Farklı sertlikteki çarklardan oluşan çiftlerde, daha yumuşak olan malzeme esas alınır.

C_{ZL} - Yardımcı büyüklük (Yağlayıcı madde faktörü için)

$850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200 \text{ N/mm}^2$ için :

*) Viskozite parametresi $\nu_f = 1 / \left(1,2 + 80 / \nu_{50}\right)^2$ nin aşağıdaki cetvelde gösterilen değerlerinden de faydalanarak, $Z_L = C_{ZL} + 4(1 - C_{ZL}) \cdot \nu_f$ şeklinde yazılabilir.

ISO Viskozite sınıfı		VG 32	VG 46	VG 68	VG 100	VG 150	VG 220	VG 320
Nominal viskozite	ν_{40} mm ² /sn.	32	46	68	100	150	220	320
	ν_{50} mm ² /sn.	24	30	43	61	89	125	180
Viskozite parametresi	ν_f	0,040	0,070	0,107	0,158	0,227	0,295	0,370

Yüksek devirli mekanizmalar için maksada en uygun yağlar

$$C_{ZL} = \frac{\sigma_{HLim}}{4375} + 0,6357 \quad (9/30c)$$

$\sigma_{HLim} < 850 \text{ N/mm}^2$ için :

$$C_{ZL} = 0,83 \quad (9/30d)$$

$\sigma_{HLim} > 1200 \text{ N/mm}^2$ için :

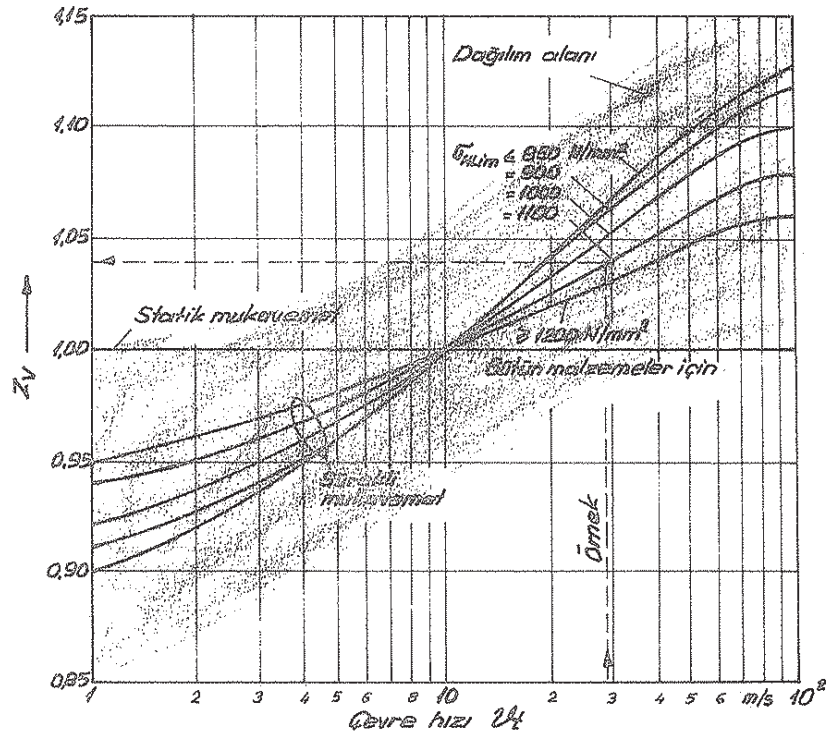
$$C_{ZL} = 0,91 \quad (9/30e)$$

Z_V - Hız faktörü

Hız faktörü Z_V , çevre hızını ve bir çark çiftinin daha yumuşak olan malzemesinin yüzey basıncı için sürekli mukavemet değeri σ_{HLim} e bağlı olarak Şekil 9.10 dan alınabilir veya aşağıdaki bağıntılardan kolaylıkla elde edilebilir.

$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2 \cdot (1,0 - C_{ZV})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{V}}} \quad (**)$$

(9/30f)



Şekil 9.10 - Hız faktörü Z_V . Farklı sertlikteki çarklardan oluşan çiftlerde, daha yumuşak olan malzeme esas alınır.

C_{ZV} - Yardımcı büyüklük (Hız faktörü için)

$$C_{ZV} = C_{ZL} + 0,02$$

(9/30g)

C_{ZL} - Eşitlik 9/30c, 9/30d, 9/30e

** Hız parametresi $V_p = 1 / (0,8 + 32/V)^{0,5}$ nin kullanılması ile,

$Z_V = C_{ZV} + 2 \cdot (1,0 - C_{ZV}) \cdot V_p$ şeklinde de yazılabilir.

Z_R - Pürüzlülük faktörü (Yüzey düzgünlüğü faktörü)

Diş yüzeylerinin yüzey pürüzlülüğü (sürtünme etkisi) ve dişli hataları (dinamik ek yükler) yalnız gürültü meydana getirmekle kalmayıp mekanizmanın ömrüne de tesir eder. Çevre hızının artışı ile bu büyüklüklerin etkisi de büyük ölçüde artığından, yüzey işleme şeklinin seçiminde çevre hızı göz önüne alınmalıdır.

R_{z1} pinyonun, R_{z2} çarkın, elde edilebilir pürüz derinliği olsun.

Çark çiftinin ortalama pürüz derinliği ;

$$R_z = \frac{R_{z1} + R_{z2}}{2}$$

ve

çark çiftinin ortalama relâtif pürüz derinliği ;

$$R_{z100} = R_z \sqrt[3]{\frac{100}{\alpha}}$$

olmak üzere Z_R ; R_{z100} ve bir çark çiftinin daha yumuşak olan malzemesinin yüzey basıncı için sürekli mukavemet değeri σ_{Hlim} e bağlı olarak Şekil 9.11 deki diyagramdan alınabilir veya aşağıdaki denklemlerden bulunabilir.

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{z100}} \right)^{C_{ZR} ***} \quad (9/30h)$$

C_{ZR} - Yardımcı büyüklük (Pürüzlülük faktörü için)

$850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200 \text{ N/mm}^2$ için :

$$C_{ZR} = 0,32 - 0,0002 \sigma_{Hlim} \quad (9/30i)$$

$\sigma_{Hlim} < 850 \text{ N/mm}^2$ için :

$$C_{ZR} = 0,15 \quad (9/30k)$$

$\sigma_{Hlim} > 1200 \text{ N/mm}^2$ için

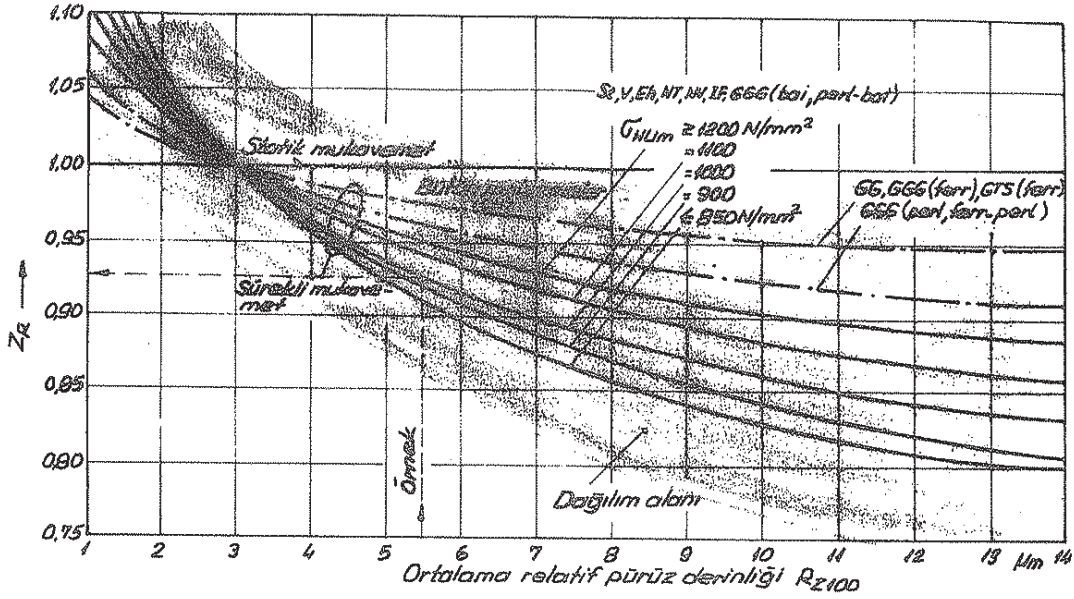
$$C_{ZR} = 0,08 \quad (9/30l)$$

Schell'e göre müşahede edilmiş (gözlenmiş) yüzey düzgünlükleri :

Taşlanmış çarklarda British Standart 436 : A1, A2 (yaklaşık olarak DIN-Kalite 3...4) $R_a = 0,25 \dots 0,5 \mu\text{m}$ den $0,05 \dots 0,07 \mu\text{m}$ üstündeki değerler, frezelenmiş çarklarda B.S.B (yaklaşık olarak DIN 6...8) $0,8 \dots 2 \mu\text{m}$ den $0,15 \dots 0,3 \mu\text{m}$ üstündeki değerler, daha büyük frezelenmiş çarklarda B.S.C (yaklaşık olarak DIN 10...12) $6 \dots 14 \mu\text{m}$ dan $1,25 \dots 2 \mu\text{m}$ üstündeki değerler. (R_z ve R_a için Cetvel E1.8, Şekil E1.4, Şekil E1.5 e bakınız).

***, Pürüzlülük parametresi $P_R = 1,29 / (R_{z1} + R_{z2}) \cdot \alpha^{1/3}$ nin kullanılması ile,

$Z_R = (P_R)^{C_{ZR}}$ şeklinde de yazılabilir.



Şekil 9.11 - Pürüzlülük faktörü Z_R . Malzeme sembolleri için kısım 1 d'ye bakınız.

$R_{z100} = 0.5 (R_{z1} + R_{z2})^3 \sqrt{100/a}$; iç dişlilerde a yerine $|\alpha| (|\alpha| + 1)^2 / (u + 1)^2$ değeri konur. Farklı sertlikteki çarklardan oluşan çiftlerde, daha yumuşak malzeme esas alınır.

2° - Statik mukavemet için :

$$Z_L = Z_V = Z_R = 1,0 \quad (\text{Şekil 9-9, 9-10 ve 9-11}) \quad (9/30m)$$

dir.

3° - Zaman mukavemeti için :

Z_L , Z_V ve Z_R ; Sürekli mukavemet ve statik mukavemet için bulunan değerler arasında lineer interpolasyon yapılarak elde edilir.

Z_x - Büyüklük faktörü (Çark büyüklüğü faktörü)

Malzeme		Normal modül m_n	Büyüklük faktörü Z_x
St, V, GG, GGS, GTS	Sürekli mukavemet için	Bütün modüller	$Z_x = 1,0$
		$m_n \leq 10$	$Z_x = 1,0$
		$10 < m_n < 30$	$Z_x = 1,05 - 0,005 \cdot m_n$
Eh, IF	Sürekli mukavemet için	$30 \leq m_n$	$Z_x = 0,9$
		$m_n \leq 7,5$	$Z_x = 1,0$
		$7,5 < m_n < 30$	$Z_x = 1,08 - 0,011 \cdot m_n$
NTV	Sürekli mukavemet için	$30 \leq m_n$	$Z_x = 0,75$
Statik mukavemet için bütün malzemeler		Bütün modüller	$Z_x = 1,0$

Cetvel 9.1a - Büyüklük faktörü Z_x (Pitting mukavemeti için). [L.35 Teil 2].

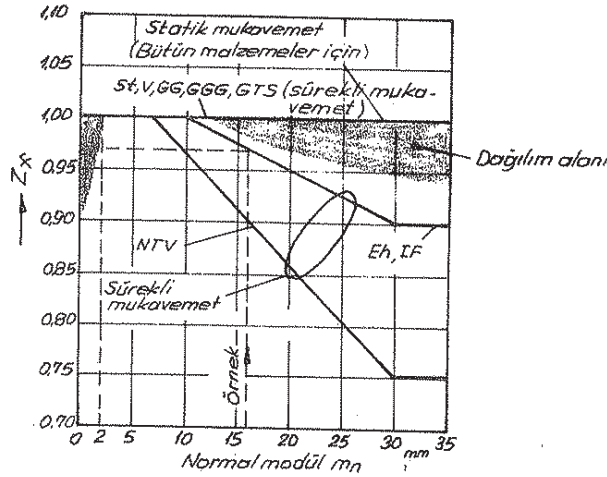
Büyüklik faktörü Z_x ; modül, malzeme ve ısıtma işlemine bağlı olarak,

• Statik ve sürekli mukavemet için :

Şekil 9.12 den alınabilir veya Cetvel 9.1 a ya göre hesaplanabilir.

• Zaman mukavemeti için :

Sürekli mukavemet ve statik mukavemet için bulunan değerler arasında'a linear interpolasyon yapılır.



Şekil 9.12 - Büyüklik faktörü Z_x (Pitting taşıma kabiliyeti için)

St : Çelik ($\sigma_B < 800 \text{ N/mm}^2$)

V : İslah çeliği, ıslah edilmiş ($\sigma_B \geq 800 \text{ N/mm}^2$)

GG : Dökme demir

GGG : Küresel grafitli dökme demir

GTS : Siyah temper döküm

Eh : Sementasyon çeliği, sementasyonla sertleştirilmiş

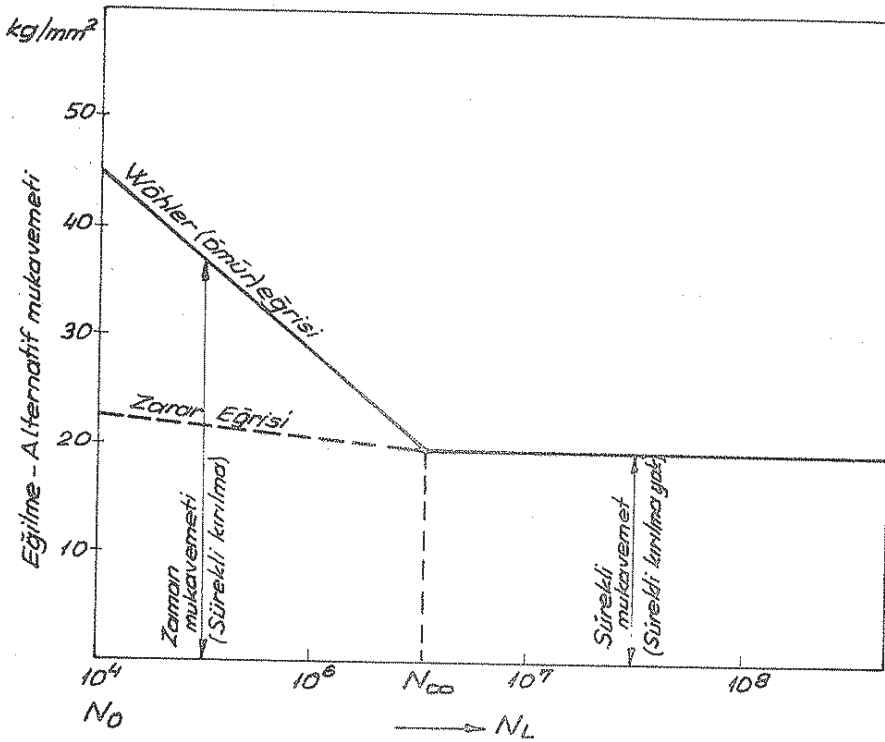
IF : Çelik ve GGG, endüksiyon veya alevle sertleştirilmiş

NTV : Nitrasyon ve ıslah çeliği, nitritlenmiş; ıslah ve sementasyon çeliği, nitrokarbürize edilmiş.

Bu arada, diğer faktörlere (Z_N ve Z_{NT}) geçmeden önce « Wöhler » eğrisi ile ilgili kısa bir bilgi verelim.

Çalışan bir makineyi teşkil eden elemanlar nadiren statik bir zorlanma haline maruzdurlar. Daha çok rastlanılan hal bu elemanların zamana göre büyüklük ve yönlerini değiştiren yüklere maruz kalmalarıdır. Böylece elemanlardaki nominal gerilmeler de zamana bağlı olarak büyüklük ve işaretlerini değiştirirler. Gerilme değeri zamana göre sabit veya çok uzun zaman intervallerinde çok az değişimler yapıyorsa bu hale statik yükleme denir. Gerilme pozitif ve negatif eşit max. değerler arasında değişiyorsa buna değişken yükleme hali, gerilme sıfır ile bir max. değer ara-

sında değişiyorsa buna titreşimli yüklenme hali denir. Elemanın ömrü tabii olduğu yük tekrarlama sayısı ile de tarif edilebilir (meselâ yorulma aşınması - pitting- zamanla gelişen yani yük tekrarlama sayısı N_L ye bağlı olan aşınma tipidir). Muhtelif yük genliklerinde deneyler yapılarak elemanın tahrip olduğu yük tekrarlama sayıları tespit edilir ve bunlar bir diyagram halinde çizilirse Şekil 9.13 deki eğri elde edilir. Bu tarzda elde edilen diyagramlara "Wöhler" - diyagramları denir (yorulma aşınmasını meydana getiren yüzey basıncı ile yük tekrarlama sayısı N_L arasındaki bağıntı da Wöhler tipindedir).



Şekil 9.13 - Eğilme - alternatif gerilmesinde ömür veya Wöhler eğrisi ve zarar eğrisi (Şematik). [L. 2]

İki kısımdan oluşan Wöhler eğrisinin, eğik olarak inen kısmına ait mukavemet değerlerine zaman mukavemeti, eğrinin yatay kısmındaki değerlere ise sürekli mukavemet değerleri adı verilir. Başka bir deyişle, malzemenin sürekli kırılma hasıl eden gerilme değerine, zaman mukavemeti; kırılma olmadan tahammül edebileceği (dayanabileceği) en büyük gerilme değerine, sürekli mukavemet denir ve buna teka-bül eden yük tekrarlama sayısına sonsuz (sürekli) ömür sınırı (N_{∞}) adı verilir. Gerilme değerleri hasar eğrisinin altında kalırsa ömür sonsuzdur.

Buna göre ömür bakımından;

$N_L < N_{\infty}$ olması halinde elemanın ömrü sonlu

$N_L \geq N_{\infty}$ olması halinde elemanın ömrü sonsuz olur.

Böylece hesap bakımından statik ve değişken zorlanma arasındaki fark

ortaya çıkar. Statik zorlanma aslında bir sınır problemi, değişken zorlanma ise bir ömür problemidir.

Şöylede denilebilir;

- $N_L < N_0$ olduğu hallerde hesap, statik mukavemet sınırlarına göre yapılır
- $N_0 < N_L < N_{\infty}$ için hesap, zaman mukavemeti sınırlarına göre yapılır.

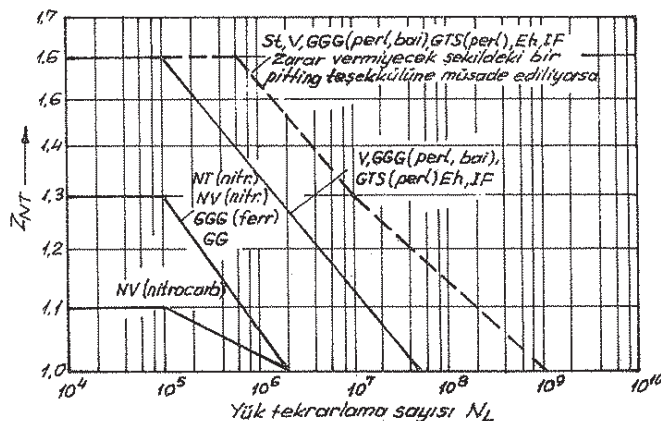
Bu durumlarda Wöhler diyagramı kullanılır.

• $N_L \geq N_{\infty}$ olduğu taktirde hesap, sürekli mukavemet sınırlarına göre yapılır ve Soderberg veya Smith-Goodman diyagramı kullanılır.

N_0 ve N_{∞} un sayısal değerleri Cetvel 9-2 de çelik için verilmiş olup bu değerleri Şekil 9-14 ve Şekil 10-21 de de görmek mümkündür.

Çelik Malzeme ve Isıl işlem durumu	Diş Taban mukavemeti için		Pitting mukavemeti için	
	N_0	N_{∞}	N_0	N_{∞}
Islah edilmiş	10^4	$3 \cdot 10^6$	10^5	$5 \cdot 10^7$
Islah edilmiş ve nitrirlenmiş	10^3	$3 \cdot 10^6$	10^5	$2 \cdot 10^6$
Islah edilmiş ve nitrokarbürize yapılmış	10^3	$3 \cdot 10^6$	10^5	$2 \cdot 10^6$
Sementasyonla sertleştirilmiş	10^3	$3 \cdot 10^6$	10^5	$5 \cdot 10^7$

Cetvel 9-2 - Isıl işlem durumlarına göre çelik malzemenin sürekli ömür sınırı (N_{∞}) ve zaman mukavemeti sınırı (N_0).



Şekil 9-14 - Standart deney çarklarının pitting mukavemeti için ömür faktörü Z_{NT} (Normlaştırılmış hasar eğrileri). Malzeme sembolleri için Kısım 1 d ye bakınız. Bir çarkta, dişlerin herbir devirde bir defa kavramaya girmesi halinde yük tekrarlama sayısı, $N_L = t \cdot n \cdot 60$ denkleminde bulunur (Dişlerin daha fazla kavramaya girmesi yük tekrarlama sayısının uygun şekilde azaltılması ile göz önüne alınır). t - işletme saati olarak tam yükteki ömür [saat], n - devir sayısı [d/dak]

Z_{NT} - Standart - referans - deney çarkının pitting mukavemeti için ömür faktörü

Sürekli mukavemet ve statik mukavemet için Z_{NT} , Şekil 9.14 veya Cetvel 9.2a dan alınabilir.

Zaman mukavemeti için ömür faktörü Z_{NT} , sürekli mukavemet ve statik mukavemet için elde edilen değerler arasında lineer interpolasyon yapılarak bulunur.

Malzeme	Yük tekrarlar sayısı N_L	Ömür faktörü Z_{NT}
St, V, GGG (perl., bai.), GTS (perl.), Eh, IF, Zarar vermiyecek şekildeki bir pitting teşekkülüne müsaade ediliyorsa	$N_L \leq 6 \cdot 10^5$ Statik muk.	1,6
	$N_L \geq 10^9$ Sürekli muk.	1,0
V, GGG (perl., bai.), GTS (perl.), Eh, IF	$N_L \leq 10^5$ Statik muk.	1,6
	$N_L \geq 5 \cdot 10^7$ Sürekli muk.	1,0
GG, GGG (ferr.), NT (nitr.), NV (nitr.),	$N_L \leq 10^5$ Statik muk.	1,3
	$N_L \geq 2 \cdot 10^6$ Sürekli muk.	1,0
NV (nitrocar.)	$N_L \leq 10^5$ Statik muk.	1,1
	$N_L \geq 2 \cdot 10^6$ Sürekli muk.	1,0

Cetvel 9.2a - Sürekli mukavemet ve statik mukavemet için ömür faktörü Z_{NT} . Malzeme sembolleri Kısım 1d dedir [L.35 Teil 2]

Z_N - Zaman faktörü (yüzey basıncı için)

Z_N faktörünün tespit edilmesi ;

1°- Sürekli mekanizmalar için :

Sürekli mukavemet halinde $N_L \geq N_{\infty}$ olup burada Z_N , aşağıdaki hesap metotlarına göre tayin edilir.

• Direkt hesap metodu :

$$Z_N = Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_X \quad (\text{Eşitlik 9/28})$$

(Sürekli mukavemet için $Z_{NT} = 1$ - Şekil 9.14, Cetvel 9.2a - olması nedeniyle yukarıdaki eşitlikte konulmamıştır)

Z_L - Yağlayıcı madde faktörü (Şekil 9.9, Eşitlik 9/30b)

Z_V - Hız faktörü (Şekil 9.10, Eşitlik 9/30f)

Z_R - Yüzey düzgünlüğü faktörü (Şekil 9.11, Eşitlik 9/30h)

Z_X - Çark büyüklüğü faktörü (Şekil 9.12, Cetvel 9.1a)

• Kısaltılmış hesap metodu :

- Frezelenmiş dişli çiftleri için ;

$$Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R = 0,85 \quad (9/31)$$

- İmalattan sonra leplenmiş dişli çiftleri için

$$Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R = 0,92 \quad (9/32)$$

- Frezelenmiş çark ile taşlanmış veya traşlanmış karşı çarktan oluşan dişli çiftleri için ;

$$Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R = 0,92 \quad (9/33)$$

- Taşlanmış veya traşlanmış dişli çiftleri için ;

$$R_{z100} \leq 4 \mu\text{m} \text{ ise } Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R = 1,0 \quad (9/34)$$

$$R_{z100} > 4 \mu\text{m} \text{ ise } Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R = 0,92 \quad (9/35)$$

Not . DIN 3990 Teil 2 metot C ye göre $Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R$ çarpımı [L.35]:

- Azdırma, Fellows veya Maag yöntemi ile imal edilmiş dişli çiftleri için ;

$$Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R = 0,85 \quad (9/35a)$$

- İmalattan sonra leplenmiş, taşlanmış veya traşlanmış yüzey düzgünlüğü $R_{z100} > 4 \mu\text{m}$ olan dişli çiftleri için ;

$$Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R = 0,92 \quad (9/35b)$$

- Azdırma (veya Fellows veya Maag yöntemi) ile imal edilmiş çark ve taşlanmış veya traşlanmış karşı çarktan oluşan $R_{z100} \leq 4 \mu\text{m}$ yüzey düzgünlüğündeki dişli çiftleri için ;

$$Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R = 0,92 \quad (9/35c)$$

- Taşlanmış veya traşlanmış yüzey düzgünlüğü $R_{z100} \leq 4 \mu\text{m}$ olan dişli çiftleri için ;

$$Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R = 1,0 \quad (9/35d)$$

2° Statik mukavemetli mekanizmalar için :

Statik mukavemet halinde $N_L < N_0$ olup burada Z_N ,

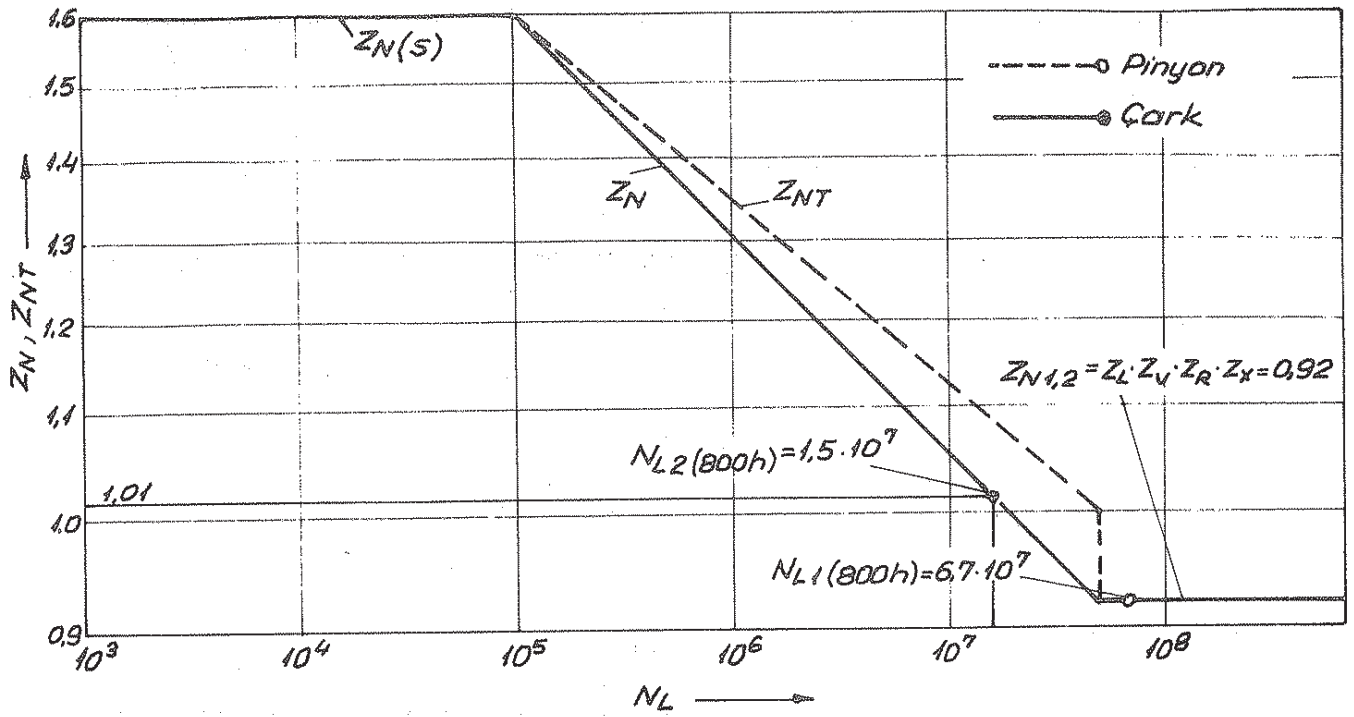
$$Z_N(s) = Z_{NT}(s) \quad (9/36)$$

bağıntısı gereğince Şekil 9-14 veya Cetvel 9-2a dan alınabilir. (Statik mukavemet için $Z_L = Z_V = Z_R = Z_X = 1$ değerleri eşitlik 9/28 de yerine konursa yukarıdaki bağıntı elde edilir).

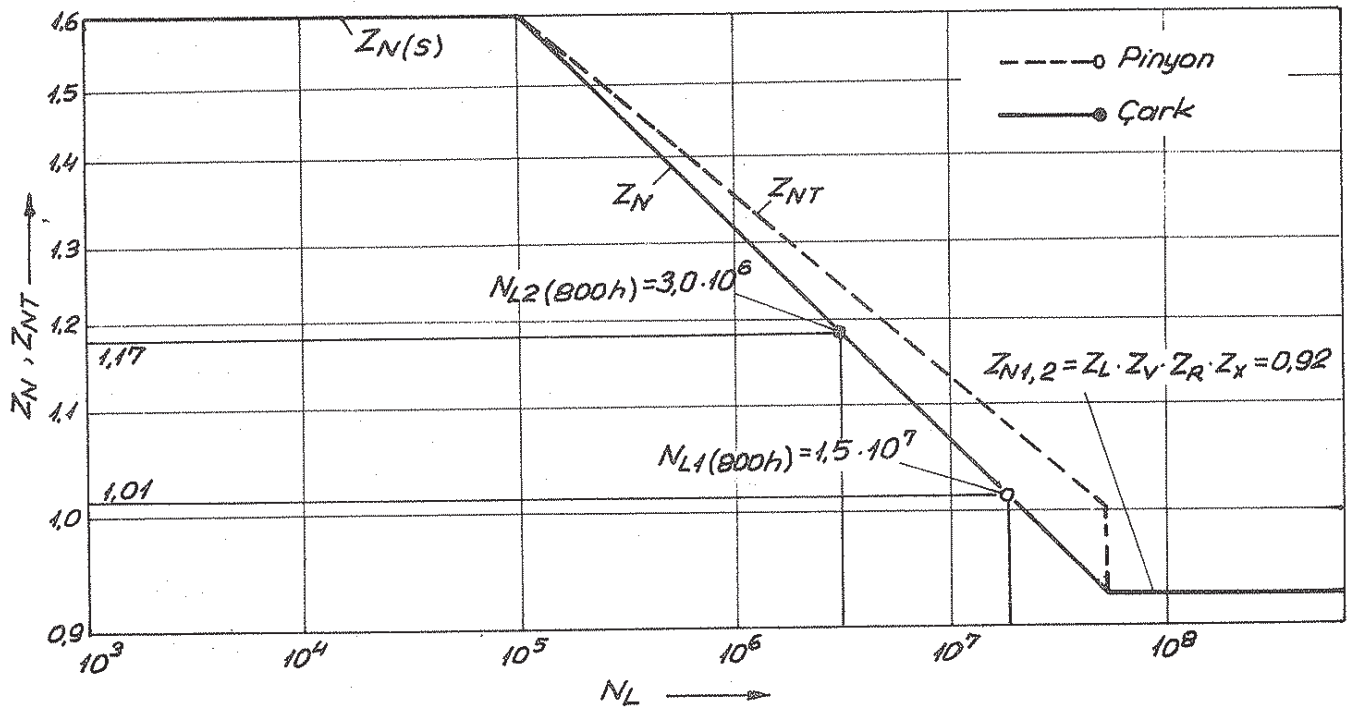
3° Zaman mukavemetli mekanizmalar için :

Zaman mukavemeti halinde $N_0 < N_L < N_{\infty}$ olup burada, Z_N in değişimi çizilir ve bu değişim eğrisinden yük tekrarlama sayısı N_L ye karşılık gelen Z_N değeri okunur (Şekil 9-15, 9-16 ve 9-17 deki örnekleri inceleyiniz).

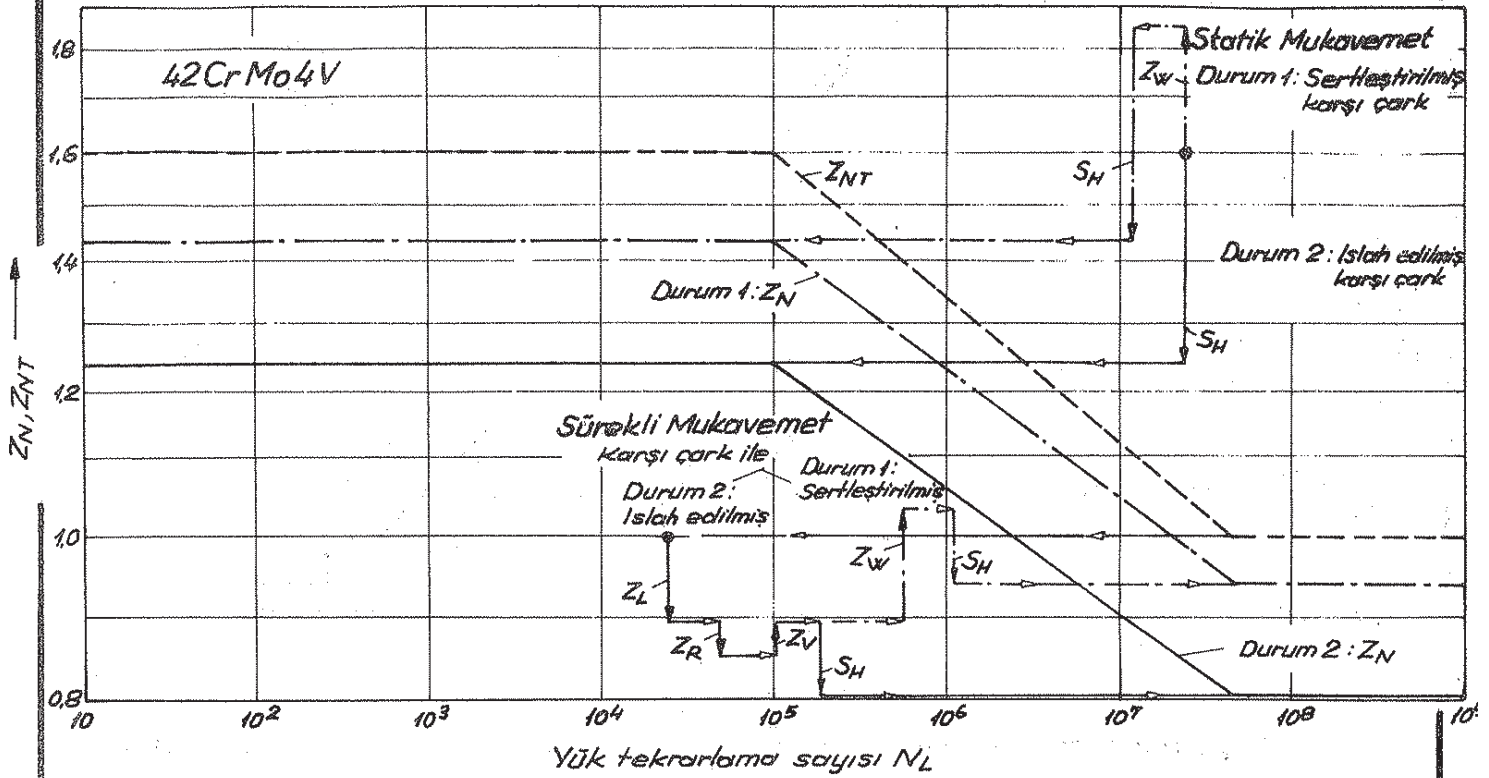
S_{Hmin} . - Pitting teşekkülüne karşı emniyet katsayısının en küçük değeri veya yüzey basıncı için istenen en küçük emniyet faktörü (Cetvel 9-3)



Şekil 9.15 - Zaman faktörü Z_N in yük tekrarlama sayısı N_L ye göre diyagramdan elde edilmesi. (Görüldüğü gibi, pinyonun toplam yük tekrarlama sayısı pitting - sürekli mukavemet alanı içine düşmektedir. $Z_{N1} = 0,92$, $Z_{N2} = 1,01$)



Şekil 9.16 - Zaman faktörü Z_N in yük tekrarlama sayısı N_L ye göre diyagramdan elde edilmesi ($Z_{N1} = 1,01$, $Z_{N2} = 1,17$)



Şekil 9.17- Pitting mukavemeti için ömür faktörü Z_{NT} (= Normlaştırılmış hasar eğrisi) ve bir dişli çark için Z_N eğrisinin elde edilmesi. Mekanizma değerleri : Malzeme 42CrMo4V ve sertliği 210 HB ; $m = 8$; $\alpha = 400 \text{ mm}$; yüzeyde $R_z = 16 \mu\text{m}$ ve Şekil 9.11 'e göre $R_{z100} = 6 \mu\text{m}$; $U_t = 20 \text{ m/sn.}$; $v_{50} = 64 \text{ mm}^2/\text{sn.}$ Durum 1 : Karşı çark sementasyonla sertleştirilmiş ve taşlanmış $R_z = 3 \mu\text{m}$. Durum 2 : Karşı çark ıslah edilmiş. Burada karşı çark malzemesinin etkisi bütün mukavemet alanlarında tam tesirlidir, Z_N faktörü Z_W sizde oluşturulabilir (Eşitlik 9/28). Bulunan faktörler ;

<u>Pitting - sürekli mukavemeti için</u>	<u>Pitting - statik mukavemeti için</u>
$Z_L = 0,95 (v_{50} = 64 \text{ mm}^2/\text{sn.}, \sigma_{Hlim} \leq 850 \text{ N/mm}^2)$	$Z_L = 1,0$ (Şekil 9.9)
$Z_R = 0,90 (R_{z100} = 6 \mu\text{m}, \sigma_{Hlim} \leq 850 \text{ N/mm}^2)$	$Z_R = 1,0$ (Şekil 9.11)
$Z_V = 1,04 (U_t = 20 \text{ m/sn.}, \sigma_{Hlim} \leq 850 \text{ N/mm}^2)$	$Z_V = 1,0$ (Şekil 9.10)
$Z_W \approx 1,16$	$Z_W \approx 1,16$ (Eşitlik 9/30)
$Z_X = 1,0$	$Z_X = 1,0$ (Şekil 9.12)
$S_H = 1,1$	$S_H = 1,3$

Cetvel 9.3 - Emniyet faktörleri (katsayıları) için kabul edilebilir değerler (mukavemet değerleri %1 hasar ihtimaline göre alınmıştır) ve bu değerler, aşağıda yuvarlatılmış olarak verilmiştir (meselâ, 1,25...1,35 yerine 1,3 gibi).

- (A) - Sürekli mukavemet dikkate alınmaksızın maksimum moment ile yapılan hesaplarda (meselâ; makaslar, presler, konverterler, kaldırma makineleri) kullanılan bu değerler; istah edilmiş veya sementasyonla sertleştirilmiş dişli çarklar (nitritleme uygun değil) için geçerlidir.
- (B) - Normal hallerde (ekseriya endüstri mekanizmaları için) kullanılan bu değerlerden; üst değerler endüstri ve türbo mekanizmalar için olup ağır şartlarda çalışan tesis mekanizmalarında da üst değerler alınır.
- (C) - Yüksek işletme güvenilirliği istenen yerlerde ve kritik durumlar (çok yüksek yük tekrarlama sayıları, yüksek hasar rizikosu, sonuçta yüksek masraflar, yedek parçasızlık ve aşırı yüke karşı emniyet düzenlerinin olmaması gibi. Meselâ; büyük türbo mekanizmalar, gemi mekanizmaları, uçak mekanizmaları) için kullanılan değerlerdir.

Hasar sınırı	Statik mukavemet ^{a,c}		Sürekli mukavemet			Hasar eğrisi	
	Max. moment. ^d (Özel bir olay, kollektif yükün nominal tepe momenti) ile yapılan hesaplar için.		Max. moment (hesaplanan işletme momenti) ile yapılan hesaplar için.	Nominal moment X işletme faktörü ile yapılan hesaplar için		Kollektif yük ile yapılan hesaplar için	
(A) - (B) - (C)	(B)	(C)	(A)	(B)	(C)	(B)	(C)
Pitting teşekkülüne karşı emniyet katsayısı (Pitting emniyeti) S_{Hmin} .	1,0	1,3	0,5...0,7	1,0 ^e ...1,2	1,3...1,6 ^b	1,0 ^{c,e}	1,2...1,4
Diş kırılmasına karşı emniyet katsayısı (Diş kırılma emniyeti) S_{Fmin} .	1,4	1,8	0,7...1,0	1,4...1,5	1,6...3,0	1,2 ^e ...1,4	1,4...2,0
Sıcak yenmeye karşı emniyet katsayısı (Yenme emniyeti) S_{Smin} ^f	-	-	1,5	1,5...1,8	2,0...2,5	1,5	1,8

- a. Statik mukavemet sınır değerleri (plâstik deformasyon veya çatlak, çizik teşekkül - hasar - sınırı) ile yapılan hesaplardır.
- b. Sementasyonla sertleştirilmiş türbo mekanizmalarda çok defa bu değerden faydalanılmaz (yenme emniyeti, yatak yükü ve titreşimden dolayı); Onun için S_H ekseriya 1,6 dan daha yüksektir.
- c. Hasar eğrisi statik mukavemet alanında göz önüne alınır (statik mukavemet ile karşılaştırınız). Kısa süre ortaya çıkan ilk hareket momenti (aşırı yük faktörlü nominal moment), burada ekseriya dikkate değer bir önem taşır (meselâ; senkron motor ile işletmede 5 X nominal momente kadar moment değişmesinin var olması gibi)
- d. Eğer gerçek tepe momenti biliniyor ise, sürekli mukavemet (A) sütununa göre (veya statik mukavemet (B), (C) sütunlarındaki emniyet katsayılarının yarısına göre) hesap yapılır
- e. Eğer %1 den daha yüksek hasar ihtimaline müsaade ediliyor (meselâ; bazı kaldırma mekanizmalarında olduğu gibi) ve aşınma emniyeti de yeterli ise, $S_H = 0,8$ alınabilir.
- f. Düşük değerler, yavaş yavaş artan yükler ile alıştırılmış mekanizmalar için, daha yüksek değerler ise hemen tam yük ile yüklenen mekanizmalar içindir.

Bu bilgilerden sonra problemi çözmeye devam edelim.

9.3 - Ortaya çıkan yüzey basıncı σ_H

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_E \cdot Z_B \cdot Z_B \sqrt{K^* \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{HB} \cdot K_{H\alpha}} \quad (\text{Eşitlik 9/19})$$

a) Yuvarlanma noktası faktörü Z_H ;

$$\left. \begin{aligned} \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} &= \frac{0,242}{23 + 113} = 0,0018 \\ \alpha_n &= 20^\circ \\ \beta &= 7^\circ \end{aligned} \right\} \parallel Z_H = 2,44 \quad (\text{Şekil 9.7})$$

veya hesap yoluyla,

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b \cdot \cos \alpha_{wt}}{\cos^2 \alpha_t \cdot \sin \alpha_{wt}}} \quad (\text{Eşitlik 9/7})$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 6,6 \cdot \cos 20,68}{(\cos 20,14)^2 \cdot \sin 20,68}}$$

$$\parallel Z_H = 2,44$$

b) Elâstisite faktörü Z_E ;

Çelik / Çelik malzeme çifti için,

$$\parallel Z_E = 189,8 \sqrt{N/mm^2} \quad (\text{Çetvel 9.1})$$

c) Helisel dişli faktörü Z_B ;

$$\beta = 7^\circ \text{ için } \parallel Z_B = 0,99 \quad (\text{Şekil 9.6})$$

veya hesapla

$$Z_B = \sqrt{\cos \beta} \quad (\text{Eşitlik 9/11})$$

$$Z_B = \sqrt{\cos 7^\circ}$$

$$\parallel Z_B = 0,99$$

d) Kavrama oranı faktörü Z_E ;

$$\left. \begin{aligned} E_\alpha &= 1,61 \\ E_\beta &= 1,16 \end{aligned} \right\} \parallel Z_E = 0,79 \quad (\text{Şekil 9.6})$$

veya hesapla

$$Z_E = \sqrt{1/E_\alpha} \quad (\text{Şekil 9.6})$$

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{1,61}}$$

$$\| Z_E = 0,788$$

e) B tekil kavrama noktası faktörü Z_B ;

Helisel dişlilerde $Z_{n1} > 20$ ise $Z_B = 1$ alınabilir

$$Z_{n1} = 23,5 > 20 \text{ dolayısıyla}$$

$$\| Z_B = 1$$

veya,

$E_B \geq 1$ olan helisel dişliler için,

$$\| Z_B = Z_D = 1 \quad (\text{Eşitlik 9/18e})$$

dir.

Bulunan değerler ile, pinyon ve çark için ;

$$\sigma_H = 2,44 \cdot 189,8 \cdot 0,79 \cdot 0,99 \cdot 1 \sqrt{1,9 \cdot 1,25 \cdot 1,02 \cdot 1,28 \cdot 1}$$

$$\| \sigma_H = 637 \text{ N/mm}^2$$

elde edilir.

9.4 - Sürekli mekanizmalar için Pitting-sınır mukavemeti σ_{HG}

$$\sigma_{HG} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_W \cdot (Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R) \cdot Z_X \quad (\text{Eşitlik 9/20})$$

a) Malzeme çifti faktörü Z_W ;

Pinyon sertleştirilmiş ve taşlanmış (diş yüzey sertliği 720 HV),

Çark ıslah edilmiş (diş yüzey sertliği 280 HV) dolayısıyla ;

Pinyon için,

$$\| Z_W = 1,0$$

Çark için,

280 HV \approx 280 HB (Şekil 9.8, Cetvel E1.7) olup bu değer $130 < HB < 470$ (veya 400) sınırları içinde, (9/30) eşitliği geçerlidir.

$$Z_W = 1,2 - (HB - 130) / 1700$$

$$Z_W = 1,2 - (280 - 130) / 1700$$

$$\| Z_W = 1,11$$

b) Yağ filmi teşekkülü için faktörler Z_L, Z_V, Z_R ;

b₁) Kısaltılmış hesap metodu :

Frezelenmiş / Taşlanmış veya taşlanmış - dişli çiftleri için,

$$\| Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R = 0,92 \quad (\text{Eşitlik 9/33, 9/35c})$$

b₂) Direkt hesap metodu :

• Yağlayıcı madde faktörü Z_L ;

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_{HLim} = 740 \text{ N/mm}^2 < 850 \text{ N/mm}^2 \\ v_{40} = 220 \text{ mm}^2/\text{sn.} \end{array} \right\} \underline{\underline{Z_L = 1,04}} \quad (\text{Şekil 9-9})$$

veya hesap yoluyla ,

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1 - C_{ZL})}{\left(1,2 + \frac{134}{v_{40}}\right)^2} \quad (\text{Eşitlik 9/30b})$$

$\sigma_{HLim} < 850 \text{ N/mm}^2$ için $C_{ZL} = 0,83$ (Eşitlik 9/30d)

$$Z_L = 0,83 + \frac{4(1 - 0,83)}{\left(1,2 + \frac{134}{220}\right)^2} = 1,0378$$

$$\underline{\underline{Z_L \approx 1,04}}$$

• Hız faktörü Z_V ;

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_{HLim} = 740 \text{ N/mm}^2 < 850 \text{ N/mm}^2 \\ v_t = 5,34 \text{ m/sn.} \end{array} \right\} \underline{\underline{Z_V = 0,96}} \quad (\text{Şekil 9-10})$$

veya hesap yoluyla ,

$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2(1 - C_{ZV})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{v_t}}} \quad (\text{Eşitlik 9/30f})$$

$C_{ZV} = C_{ZL} + 0,02$ (Eşitlik 9/30g)

$\sigma_{HLim} < 850 \text{ N/mm}^2$ için $C_{ZL} = 0,83$ (Eşitlik 9/30d)

$$C_{ZV} = 0,83 + 0,02$$

$$\underline{\underline{C_{ZV} = 0,85}}$$

$$Z_V = 0,85 + \frac{2(1 - 0,85)}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{5,34}}} = 0,9651$$

$$\underline{\underline{Z_V \approx 0,97}}$$

• Pürüzlülük faktörü Z_R ;

Elde edilebilir pürüz derinliği R_{z100} ,

$$R_{z100} = 0,5(R_{z1} + R_{z2}) \sqrt[3]{100/a} \quad (\text{Şekil 9-11})$$

$$R_{z100} = 0,5(6 + 12) \sqrt[3]{100/1100}$$

$$\underline{\underline{R_{z100} = 4 \mu\text{m}}}$$

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_{Hlim} = 740 \text{ N/mm}^2 < 850 \text{ N/mm}^2 \\ R_{z100} = 4 \text{ } \mu\text{m} \end{array} \right\} Z_R = 0.96 \text{ (Şekil 9.11)}$$

veya hesap yoluyla,

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{z100}} \right)^{C_{ZR}} \text{ (Eşitlik 9/30h)}$$

$$\sigma_{Hlim} < 850 \text{ N/mm}^2 \text{ için } C_{ZR} = 0.15 \text{ (Eşitlik 9/30k)}$$

$$Z_R = \left(\frac{3}{4} \right)^{0.15} = 0.9578$$

$$\| Z_R = 0.96$$

c) Büyüklük faktörü Z_x ;

Pinyon için,

$$m_n = 16 \text{ mm.}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Sementasyonla sertleştirilmiş (Eh)} \end{array} \right\} \| Z_x = 0.97 \text{ (Şekil 9.12)}$$

Çark için ,

$$m_n = 16 \text{ mm.}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{İslah edilmiş (V)} \end{array} \right\} \| Z_x = 1.0 \text{ (Şekil 9.12)}$$

veya hesap yoluyla,

Pinyon için,

$$Eh$$

$$10 < m_n < 30$$

$$\left. \begin{array}{l} Eh \\ 10 < m_n < 30 \end{array} \right\} Z_x = 1.05 - 0.005 \cdot m_n \text{ (Cetvel 9.1a)}$$

$$Z_x = 1.05 - 0.005 \cdot 16$$

$$\| Z_x = 0.97$$

Çark için ,

$$V$$

$$\text{Bütün modüller}$$

$$\left. \begin{array}{l} V \\ \text{Bütün modüller} \end{array} \right\} \| Z_x = 1.0 \text{ (Cetvel 9.1a)}$$

Pitting - sınır mukavemeti σ_{HG} ;

Pinyon için,

$$\sigma_{HG} = 1500 \cdot 1 \cdot 0.92 \cdot 0.97$$

$$\| \sigma_{HG} = 1339 \text{ N/mm}^2$$

Çark için ,

$$\sigma_{HG} = 740 \cdot 1.11 \cdot 0.92 \cdot 1$$

$$\| \sigma_{HG} = 756 \text{ N/mm}^2$$

9.5- Zaman mukavemetli mekanizmalar için Pitting-sınır mukavemeti σ_{HGN}

$$\sigma_{HGN} = \sigma_{HLim} \cdot Z_W \cdot Z_N \quad (\text{Eşitlik 9/27})$$

- Yük tekrarlama sayısı N_L ;

$$N_L = L_h \cdot n \cdot 60 \quad (\text{Eşitlik 8/16})$$

L_h - Tam yükte çalışma saati olarak hesaplanan ömür

N_L değerleri ;

$$\text{Pinyon için} : \underline{\underline{\| N_{L1} = 8,25 \cdot 10^4}}$$

$$\text{Çark için} : \underline{\underline{\| N_{L2} = 1,7 \cdot 10^4}}$$

olarak kısım 8.8 de hesaplanmıştı .

- Zaman faktörü Z_N ;

Çelik malzemede , pitting mukavemeti için zaman mukavemeti sınırı,

$$\underline{\underline{\| N_0 = 10^5}} \quad (\text{Çetvel 9.2})$$

dir. Şu halde $N_{L1} = 8,25 \cdot 10^4 < N_0$ ve $N_{L2} = 1,7 \cdot 10^4 < N_0$ yani, toplam yük tekrarı (pinyon ve çark için) pitting - statik mukavemet alanı içine düşmekte dolayısıyla Z_N , $Z_N(s) = Z_{NT}(s)$ eşitliği gereğince Şekil 9.14 veya Çetvel 9.2 a dan :

Pinyon için ,

$$N_{L1} = 8,25 \cdot 10^4$$

Sementasyonla sertleştirilmiş (Eh)

Çark için ,

$$N_{L2} = 1,7 \cdot 10^4$$

İslah edilmiş (v)

$$\left. \begin{array}{l} N_{L1} = 8,25 \cdot 10^4 \\ \text{Sementasyonla sertleştirilmiş (Eh)} \\ N_{L2} = 1,7 \cdot 10^4 \\ \text{İslah edilmiş (v)} \end{array} \right\} \underline{\underline{\| Z_N(s) = Z_{NT}(s) = 1,6}}$$

okunur.

Pitting-sınır mukavemeti σ_{HGN} ;

Pinyon için ,

$$\sigma_{HGN} = 1500 \cdot 1 \cdot 1,6$$

$$\underline{\underline{\| \sigma_{HGN} = 2400 \text{ N/mm}^2}}$$

Çark için ,

$$\sigma_{HGN} = 740 \cdot 1,1 \cdot 1,6$$

$$\underline{\underline{\| \sigma_{HGN} = 1315 \text{ N/mm}^2}}$$

9.6 - Hesap yoluyla Pitting emniyeti S_H

S_H , pinyon ve çark için ayrı ayrı

$$S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H} \gg S_{Hmin}$$

(9/37)

bağıntısı ile hesaplanır.

• Sürekli mukavemet için :

$$\sigma_{HG} - \text{Eşitlik 9/20}$$

$$\sigma_H - \text{Eşitlik 9/19}$$

• Zaman mukavemeti için :

$$S_{HN} = \frac{\sigma_{HGN}}{\sigma_H} \geq S_{Hmin} \quad (9/38)$$

$$\sigma_{HGN} - \text{Eşitlik 9/27}$$

$$\sigma_H - \text{Eşitlik 9/19 (Aşağıdaki önemli nota bakınız)}$$

Önemli not . Kalkınma (yolverme) esnasındaki toplam yük tekrarlama sayısı veya toplam darbeli yük tekrarlama sayısı ile taşıma kabiliyetinin tespiti için σ_H değeri, maksimum moment veya P_{max} a göre yeniden hesaplanmalıdır (Cetvel 9.4 ü inceleyiniz).

S_H nin hesabı :

a) Sürekli mekanizmalar için ,

$$S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H} \quad (\text{Eşitlik 9/37})$$

Pinyonda,

$$S_H = 1339 / 637$$

$$\parallel S_H = 2,1$$

Çarkta ,

$$S_H = 756 / 637$$

$$\parallel S_H = 1,2$$

b) Zaman mukavemetli mekanizmalar için,

$$S_H = \frac{\sigma_{HGN}}{\sigma_H} \quad (\text{Eşitlik 9/38})$$

N_{L1} ve N_{L2} kalkınma esnasındaki toplam yük tekrarlama sayıları (pinyon ve çark için), dolayısıyla σ_H , maksimum moment veya P_{max} a göre yeniden hesaplanmalıdır.

$$P_{max} = 2,5 \cdot P_{nominal} \quad (\text{kısım 3})$$

$$P_{max} = 2,5 \cdot 1500$$

$$\parallel P_{max} = 3750 \text{ kw.}$$

• K_S^* faktörü

$$K_S^* = K^* \cdot 2,5 = 1,9 \cdot 2,5$$

$$\parallel K_S^* = 4,75$$

- Dinamik faktör K_V ; İşletme faktörü K_A ,

$$\| K_V = 1,0 \quad ; \quad \| K_A = 1,0$$

- Etkili diş yüzeyi doğrultu hatası (alışmadan önce) $F_{\beta x}$

$$F_{tmax.} = F_t \cdot 2,5 = 280764 \cdot 2,5$$

$$F_{tmax.} = 701910 \text{ N}$$

$$F_{mmax.} = F_{tmax.} \cdot K_A \cdot K_V \text{ (Eşitlik B/44)}$$

$$F_{mmax.} = 701910 \text{ N}$$

$$\left. \begin{array}{l} A = 0,023 \\ B^* = 1 \end{array} \right\} \text{ (Cetvel B.5)}$$

$$K' = 1 \text{ (Şekil B.12)}$$

$$f_{sh} = \frac{F_{mmax.}}{b} A \left[|B^* + K' \frac{L \cdot s}{d_1^2} \left(\frac{d_1}{d_{sh}} \right)^4 - 0,3| + 0,3 \right] \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \text{ (Eşitlik B/50)}$$

$$f_{sh} = \frac{701910}{480} \cdot 0,023 \left[|1 - 1 \frac{1125 \cdot 170}{(370,76)^2} \left(\frac{370,76}{370} \right)^4 - 0,3| + 0,3 \right] \left(\frac{480}{370,76} \right)^2$$

$$\| f_{sh} = 56,5 \mu\text{m}$$

$$F_{\beta x} = |-f_{H\beta 5} + 1,33 f_{sh}| \text{ (Eşitlik B/53)}$$

$$F_{\beta x} = |-10 + 1,33 \cdot 56,5|$$

$$\| F_{\beta x} = 65,1 \mu\text{m}$$

- Etkili diş yüzeyi doğrultu hatası (alışmadan sonra) $F_{\beta y}$
Şekil B.5 den faydalanarak;

$$x_{\beta 1} = 0,85, \quad x_{\beta 2} = 1 - 320 / \sigma_{Hlim.} = 1 - 320 / 740 = 0,5676$$

$$x_{\beta 1} = (x_{\beta 1} + x_{\beta 2}) / 2 = (0,85 + 0,5676) / 2$$

$$\| x_{\beta} = 0,71$$

$$F_{\beta y} = x_{\beta} \cdot F_{\beta x} = 0,71 \cdot 65,1$$

$$\| F_{\beta y} = 46,22 \mu\text{m}$$

veya

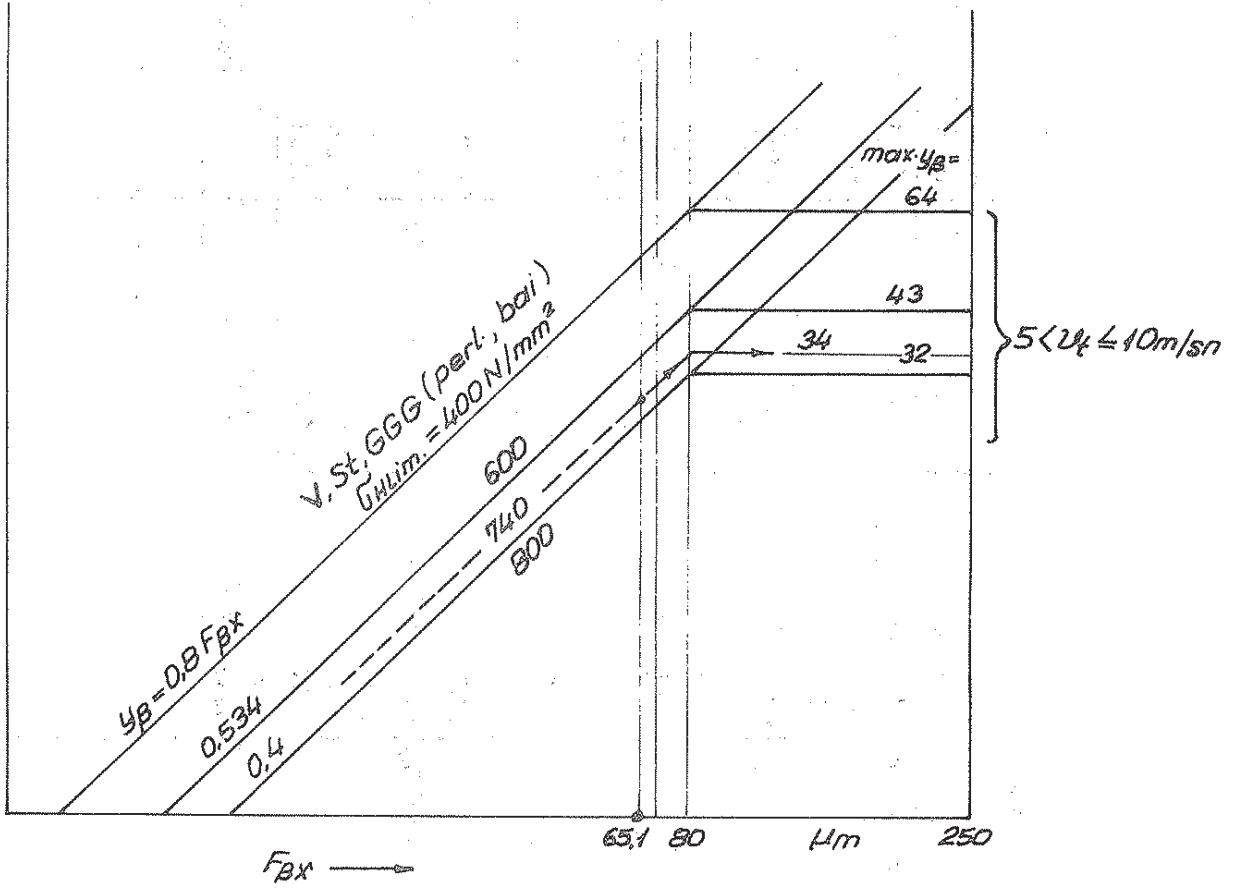
$$y_{\beta 1} = 0,15 F_{\beta x} \leq 6 \mu\text{m} \quad y_{\beta 1} = 0,15 \cdot 65,1 = 9,76 \mu\text{m} > 6 \mu\text{m}$$

$$y_{\beta 1} = 6 \mu\text{m}$$

$$y_{\beta 2} = 320 / \sigma_{Hlim.} \cdot F_{\beta x} \leq \max \cdot y_{\beta}$$

$$y_{\beta 2} = (320 / 740) \cdot 65,1 = 28,15 \mu\text{m}$$

Kontrol:



$$\left. \begin{aligned} F_{\beta x} &= 65,1 \mu\text{m} \\ \sigma_{\mu\text{lim}} &= 740 \text{ N/mm}^2 \\ v_t &= 5,34 \text{ m/sn.} \end{aligned} \right\} \parallel \underline{\text{max. } y_{\beta 2} = 34 \mu\text{m}}$$

$$y_{\beta 2} = 28,15 \mu\text{m} \text{ (uygun)}$$

$$y_{\beta} = (y_{\beta 1} + y_{\beta 2}) / 2 = (6 + 28,15) / 2 = 17,1 \mu\text{m}$$

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_{\beta} = 65,1 - 17,1$$

$$\parallel \underline{F_{\beta y} = 48 \mu\text{m}}$$

• Kuvvet faktörü $K_{H\beta}$

$$F_{\beta y} = 46,22 \mu\text{m}$$

$$C_{\beta} = 20,9 \text{ N/(mm } \mu\text{m)}$$

$$\frac{F_{t\text{max}}}{b} \cdot K_A \cdot K_V = 1462,3 \text{ N/mm.}$$

$$\parallel \underline{K_{H\beta} = 1,32 \text{ (Şekil 8-16)}}$$

• Kuvvet faktörü $K_{H\alpha}$

$$K_A \cdot F_{t\text{max}} / b = 1462,3 \text{ N/mm} > 100 \text{ N/mm}$$

Dişli kalitesi = DIN - Kalite 6 Helisel dişli } için

$$\parallel \underline{K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1,0 \text{ (Şekil 8-18b)}}$$

Örnek	1	2	3	4
	Gemi mekanizması	Türbo mekanizma	Kalırlama mekanizması	Kalırlama mekanizması
			I. Kodeme	II. Kodeme
Malzeme (pinyon / çark)	30 Cr-Ni-MoBV 34 Cr-Ni-Mo6V	16 Mn Cr5	C 45 IF	C 45 IF
Üçlüm. [N/mm^2] (Pinyon / Çark)	770 / 690	1500	1330	1330
Sertlik (Pinyon / Çark)	305 HV / 245 HV	59 HRC	600 HV	600 HV
İmal metodu	Frezelemiş - leğlenmiş	Taşlanmış	Taşlanmış	Taşlanmış
R_z [μm]	10 16	4 16	6 10	6 10
Ömür L_h [saat]	∞	100000	800	800
İşletme faktörü K_A	1,25	1,25	1,0	1,0
Aşırı yük faktörü (Döndürme momenti aşırı yüklenme katsayısı)	—	4,0	—	—
Yük tekrarlar sayısı N_L (Pinyon / Çark)	—	$10^3 / < 10^3$	$6,72 \cdot 10^7 / 4,5 \cdot 10^7$	$1,5 \cdot 10^7 / 3,0 \cdot 10^6$
Ortaya çıkan yüzey basıncı σ_H [N/mm^2] (Pinyon / Çark)	389 / 389	732 / 732	951 / 951	1287 / 1181
Süreklilik mekanizmaları için Pitting mukavemeti	1,0 / 1,0	1,0 / 1,0	1,0 / 1,0	1,0 / 1,0
a) Malzeme çifti faktörü Z_W (Pinyon / Çark)				
b) Yağ filmi teşekkülü için faktörler: Elde edilen relâtif pürüz derinliği R_{z100} [μm] Kısaltılmış hesap metodu: $Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R$ Direkt hesap metodu: Yağlayıcı madde faktörü Z_L Pürüzlülük faktörü Z_R Hız faktörü Z_V	3,6 0,92 (Eşitlik 9/32) 0,94 0,97 1,05	2,6 1,0 (Eşitlik 9/34) 0,92 1,02 1,06	6,1 0,92 (Eşitlik 9/35) 1,02 0,94 0,97	5,7 0,92 (Eşitlik 9/35) 1,02 0,95 0,95
c) Büyüklük faktörü Z_X (Pinyon / Çark) $\sigma_{HE} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_W \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_X$ [N/mm^2] (Pinyon / Çark)	1,0 / 1,0 737 / 661	1,0 / 1,0 1492 / 1492	1,0 / 1,0 1224 / 1224	1,0 / 1,0 1224 / 1224
Zaman mukavemetli mekanizmalar için Pitting mukavemeti Zaman faktörü (Z_N) diyagramının çizimi: Zaman mukavemeti alanında Z_N değerinin çizimi için iki noktaya ait koordinatın bilinmesi yeterlidir. Bu koordinatlar; süreklilik mukavemet sınırı ve statik mukavemet sınırıdır.				
a) Süreklilik mukavemet için $Z_N = Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_X$ (Eşitlik 9/28) N_{so} (Çetvel 9.2)	— * $5 \cdot 10^7 / 5 \cdot 10^7$	— ** $5 \cdot 10^7 / 5 \cdot 10^7$	0,92 / 0,92 $5 \cdot 10^7 / 5 \cdot 10^7$	0,92 / 0,92 $5 \cdot 10^7 / 5 \cdot 10^7$

b) Statik mukavemet için

$$Z_N(s) = Z_{NT}(s) \quad (\text{Eşitlik 9/36, Şekil 9/14})$$

$$N_0 \quad (\text{Cetvel 9/2})$$

c) Çizilen alyagramdan, yük tekrarlama sayısı N_L için elde edilen Z_N

$$\sigma_{HGK} = \sigma_{HLim} \cdot Z_W \cdot Z_N$$

Hesaplanan Pitting emniyet

a) Sürekli mekanizmalar için $S_H = \sigma_{HG} / \sigma_H$

b) Zaman mukavemetli mekanizmalar için $S_{HN} = \sigma_{HGK} / \sigma_H$

Pitting emniyet katsayısının en küçük değeri (Cetvel 9/3)

Sürekli mukavemet: S_{Hmin}

Statik mukavemet: S_{Hmin}

	—*	$1,6/1,6$ 10^5	$1,6/1,6$ 10^5	$1,6/1,6$ 10^5
	—*	$1,6/1,6$	$0,92/1,01$ (Şekil 9/15)	$1,01/1,17$ (Şekil 9/16)
	—*	$2400/2400$	$1224/1343$	$1343/1556$
	$1,9/1,7$	$2,0/2,0$	$1,3/1,3$	$1,0/1,0$
	—*	$2,0/2,0$ ***	$1,3/1,4$	$1,0/1,3$
	$1,3$	$1,3$	$1,0$	$1,0$
	—*	$1,3$	—	—

Cetvel 9.4- Örnek olarak verilmiş çeşitli mekanizmalar için Pitting emniyetinin kontrolü.

* Sürekli mekanizma ($L_H = \infty$) olduğu için.

** Darbeli yük tekrarlama sayısı $N_L = 10^3 < N_0$, dolayısıyla statik mukavemet alanındaki

Z_N değeri dikkate alınır.

*** Darbe halindeki yük tekrarlama (darbe halinde zorlanma), darbeli yük tekrarlama sayısı

ile taşıma kabiliyetinin tespiti için σ_H değeri, P_{max} a göre yeniden hesaplanmıştır.

$$(K_S^* = 4 \cdot K^* = 10,1; K_A = 1,0; K_V = 1,0; F_m / b = 1048 \text{ N/mm}; K_{H\beta} = 1,04; K_{H\alpha} = 1,1; \sigma_H = 1222 \text{ N/mm}^2).$$

Bu arada [L.6] dan aldığım kısa bir notu da vermek istiyorum. Darbe halinde zorlanma.

Kuvvetler ile zorlanan her cisim, bir deformasyona maruz kalır. Bu deformasyonun meydana

gelmesi için bir zamana ihtiyaç vardır. Şimdiye kadar yaptığımız hesaplarda yükün yavaş

yavaş yükseltiliği, böylece her an kuvvet ile deformasyon arasında denge durumu bulun-

duğu farz edilmişti. Böyle bir deformasyona statik denebilir. Cisim deformasyon için

yeter zaman bırakılmadığı takdirde, yan büzülmelere engel olmadığı vakit görülen olay-

lara benzer olaylar baş gösterir, yani kırılma mukavemeti artar ».

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_B \cdot Z_B \sqrt{K_S^* \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{HB} \cdot K_{H\alpha}} \quad (\text{Eşitlik 9/19})$$

$$\sigma_H = 2,44 \cdot 0,79 \cdot 189,8 \cdot 0,99 \cdot 1 \sqrt{4,75 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,32 \cdot 1}$$

$$\| \sigma_H = 910 \text{ N/mm}^2$$

Pinyon için ,

$$S_{HN} = 2400 / 910$$

$$\| S_{HN} = 2,6$$

Çark için ,

$$S_{HN} = 1315 / 910$$

$$\| S_{HN} = 1,4$$

9.7- En küçük Pitting emniyeti S_{Hmin} .

Cetvel 9.3'e göre ;

• Sürekli mukavemet için

$$\| S_{Hmin.} = 1,2 \text{ (B- sütunu)}$$

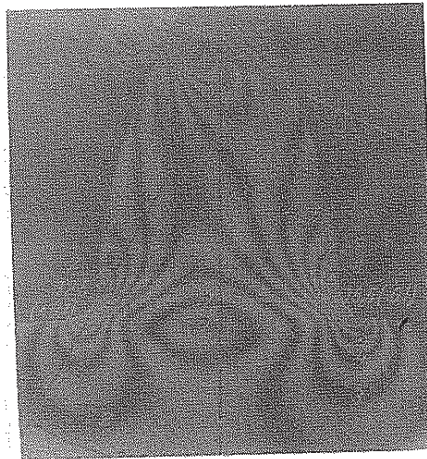
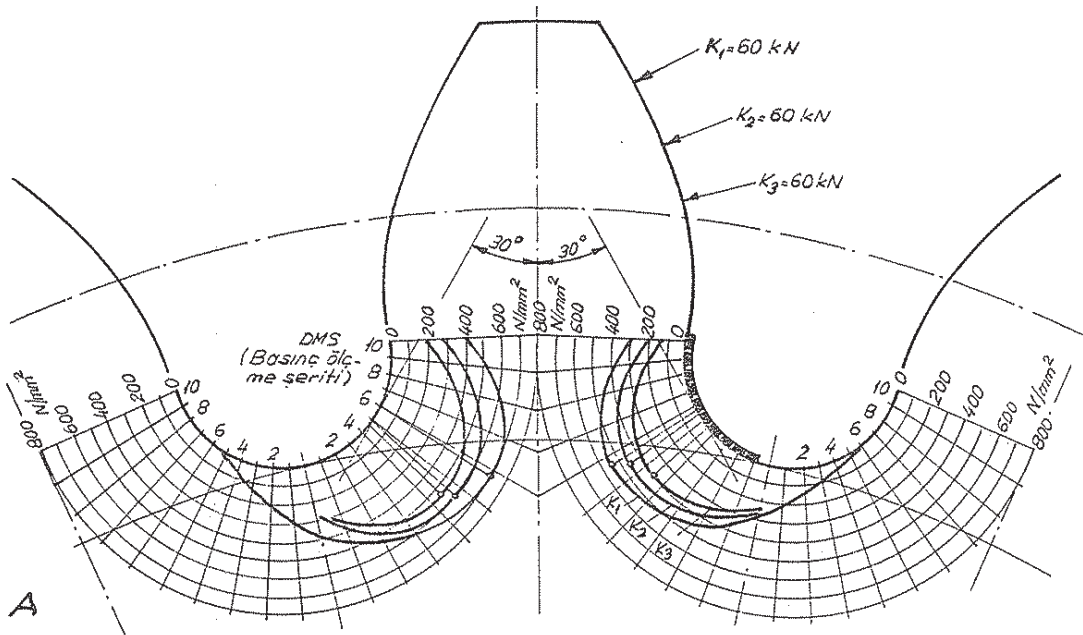
• Statik mukavemet için

$$\| S_{Hmin.} = 1,0 \text{ (B- sütunu)}$$

10- Diş tabanının yük taşıma kabiliyeti (Diş taban mukavemeti)

10.1- Diş tabanında ortaya çıkan yerel gerilme σ_F

Fotoelâstisite yöntemiyle elde edilen sonuçlara göre (Şekil 10-1a, b) eş çalışan dişlilerde en büyük gerilmeler diş tabanında meydana gelir ve kırılmalar bu bölgede olur. Yarılma özelliğini taşıyan bu kırılmalar, çekme gerilmelerinin bulunduğu yerde bir çatlak ile başlar, zamanla bu çatlak yavaş yavaş ilerler ve alan yükü taşıyamayacak hale geldiği anda birdenbire kopma meydana gelir.



Şekil

Şekil 10-1a - Yerel diş taban gerilmesinin çeşitli metotlarla elde edilmesi.

- A) Uzama ölçme zinciri ile ;
- B) Gerilme optiği ile (1 den 15,5'a kadar rakamlar, gerilmeye orantılı olan ana kesme gerilmesinin eşit değerleri içindir. Dişin kırılma ihtimali, çeki gerilmesinin bulunduğu yerde-kenar gerilmesi 12,5- beklenebilir).



Sekil 10.1b - Eş çalışan dişlilerde fotoelastisite yöntemiyle elde edilen gerilme dağılımı [L.49].

- Üsteki diş kambursuz, alttaki diş kamburlu takım ile frezelenmiş.
- Kambursuz diş tabanındaki gerilme konsantrasyonu - gerilme yoğunluğu - (gerilme alanı "a") kamburlu frezelenmiş diştekinden daha yüksektir (gerilme alanı "b").

a) Diş tabanında ortaya çıkan gerilmelerin hesabı;

Eğilme zorlanmasına veya diş kırılmasına göre hesap genellikle çok küçük devir sayılarında dönen, zaman zaman çalışan, çok büyük döndürme momentlerini ileten, darbeli yükler altında çalışan ve özellikle çok küçük diş sayılarına sahip dişli çarklar için yapılır. Özellikle, sertleştirilmiş yan yüzeylere ve yumuşak diş çekirdeğine sahip olan ve diş yan yüzeylerindeki basınca göre yapılan hesapların daha uygun değerler verdiği dişli çarklarda diş kopmasına göre yapılacak hesap kontrolü büyük önem kazanır. Bu gruba, sementasyon yolu ile sertleştirilen diş yüzeylerine sahip alaşımsız sementasyon çeliklerinden yapılmış çarklar ile dişleri endüksiyon veya alev sertleştirilmesi ile sertleştirilmiş çelik veya

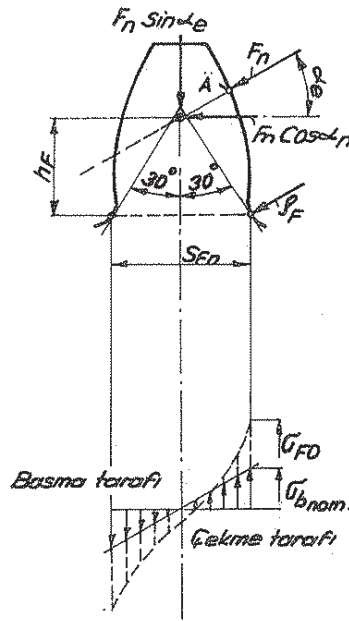
α_1) Düz dişlilerde ;

Şekil 10.1a ya dayanarak dış tabanındaki her iki kavisten (taban yuvarlatmalarından) dış simetri eksenini ile 30° lik açı yapan birer doğru çizilirse S_{Fn} kırılma kesiti (dış taban kalınlığı) belirlenmiş olur. Eğilme kolu h_F (Şekil 10.2) ise, kavrama doğrusunun dış simetri eksenini kestiği noktadan kırılma kesiti S_{Fn} ye kadar olan mesafedir (kuvvet kolu olarak esas alınan dış yükseklığı).

Şekil 10.3 deki yükleme durumuna göre kavrama doğrusu boyunca etkiyen dış normal kuvveti F_n , dışın simetri eksenini ile kestiği noktada, $F_n \sin \alpha_e$ radyal ve $F_n \cos \alpha_e$ teğetsel bileşenlerine ayrılırsa ortaya çıkan yerel dış taban gerilmesi (dış tabanı - nominal gerilmesi veya dış tabanında ortaya çıkan maksimum yerel çekme gerilmesi) ;

$$\sigma_{FD} = \sigma_{b \text{ nominal}} \cdot Y_S \quad (10/1)$$

dir. Yani bu gerilme, nominal eğilme gerilmesinin bir gerilme düzeltme faktörü ile çarpımını göz önüne alan hesap yöntemine göre elde edilmiştir.



Şekil 10.3 - Yerel dış taban gerilmesinin hesaplanması

$\sigma_{b \text{ nominal}}$ - Nominal eğilme gerilmesi

$$\sigma_{b \text{ nom.}} = \frac{M_b}{W_b} = \frac{F_n \cos \alpha_e \cdot h_F}{b \cdot S_{Fn}^2 / 6} \quad (10/2)$$

W_b - Eğilme mukavemet momenti

M_b - Eğilme momenti

$$M_b = F_n \cdot d_b / 2 = F_t \cdot d / 2$$

veya

$$M_b = F_n \cdot d \cdot \cos \alpha / 2 = F_t \cdot d / 2$$

değeri ile

$$\bar{\sigma}_{b \text{ nom.}} = \frac{F_t \cdot \cos \alpha_e \cdot h_F}{(b \cdot S_{Fn}^2 / 6) \cdot \cos \alpha} = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot \frac{6(h_F / m) \cdot \cos \alpha_e}{(S_{Fn} / m)^2 \cdot \cos \alpha}$$

$$\bar{\sigma}_{b \text{ nom.}} = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_F \quad (10/3)$$

şeklinde bulunur:

Y_F - Diş form faktörü

Dişin geometrik boyutlarını kapsayan bir faktördür.

$$Y_F = \frac{6(h_F / m) \cos \alpha_e}{(S_{Fn} / m)^2 \cos \alpha} \quad (10/4)$$

(Eşitlik 10/18-1 e bakınız).

Y_S - Gerilme düzeltme faktörü

$$Y_S = (1,2 + 0,16 S_{Fn} / h_F) \bar{q}_s^{-(1,2 + 2,0 h_F / S_{Fn})} \quad (10/5)$$

(Eşitlik 10/18-24 e bakınız)

q_s - Çentik parametresi (Şekil 10.14)

$$q_s = S_{Fn} / (2 \rho_F) \quad (10/6)$$

ρ_F - Taban kavisi yarı çapı (taban yuvarlaklık yarı çapı)

değeriyle,

$$\bar{\sigma}_{FO} = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_F \cdot Y_S \quad (10/7)$$

değerini alır.

Diş tabanındaki zorlanma için yerel diş taban gerilmesi hesaplanırken hesap daha da basitleştirilebilir şöyleki; önce kuvvetin diş başına etkimesi halinde diş tabanındaki maksimum yerel çekme gerilmesi hesaplanır ve daha sonra bu gerilme kavrama oranı faktörü Y_g ile diş tekil-kavrama noktasına uygulanır (Şekil 10.4).

1° Kuvvetin diş başına etkimesi halinde;

Ortaya çıkan yerel diş taban gerilmesi,

$$\bar{\sigma}_{Fa} = \bar{\sigma}_{b \text{ nom. } a} \cdot Y_{Sa} \quad (10/8)$$

$$\bar{\sigma}_{b \text{ nom. } a} = \frac{M_{ba}}{W_{ba}} = \frac{F_n \cos \alpha_a \cdot h_{Fa}}{b \cdot S_{Fn}^2 / 6}$$

F_n değeri ile aynı işlemler uygulanırsa:

$$\bar{\sigma}_{b \text{ nom. } a} = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_{Fa} \quad (10/9)$$

ve

$$\sigma_{Fa} = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \quad (10/10)$$

elde edilir.

Y_{Fa} - Diş form faktörü

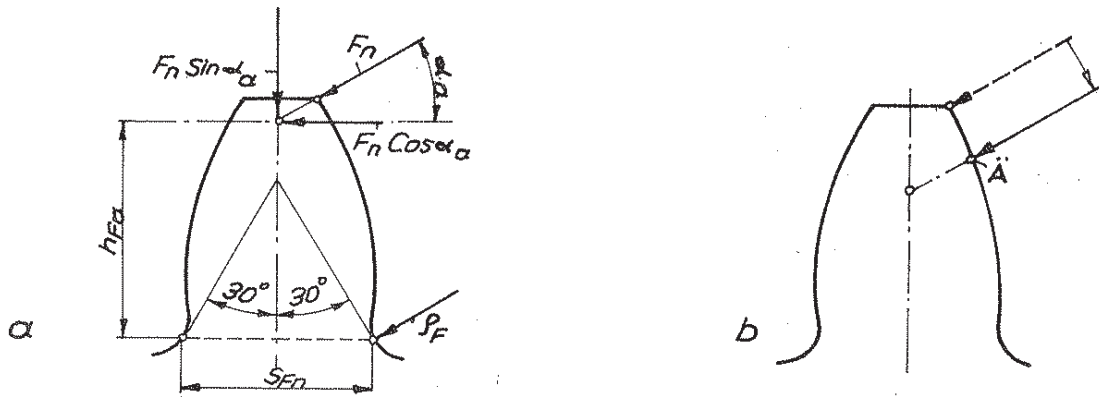
$$Y_{Fa} = \frac{6(h_{Fa}/m) \cdot \cos^3 \alpha}{(S_{Fn}/m)^2 \cdot \cos \alpha} \quad (10/11)$$

(Eşitlik 10/18-18 ve Şekil 10-12/5,6,7,8,9,10,11,12 ye bakınız).

Y_{Sa} - Gerilme düzeltme faktörü (Şekil 10-6,10-7)

$$Y_{Sa} = (1,2 + 0,13 S_{Fn}/h_{Fa}) \cdot q_s^{1/(1,21 + 2,3 h_{Fa}/S_{Fn})} \quad (10/12)$$

(Eşitlik 10/18-26 ve Şekil 10-12/13,14,15,16,17,18,19,20 ye bakınız).



Şekil 10-4 - Yerel diş taban gerilmesinin basitleştirilmiş hesap metodu ile elde edilmesi.

a) Kuvvetin diş başına etkimesi

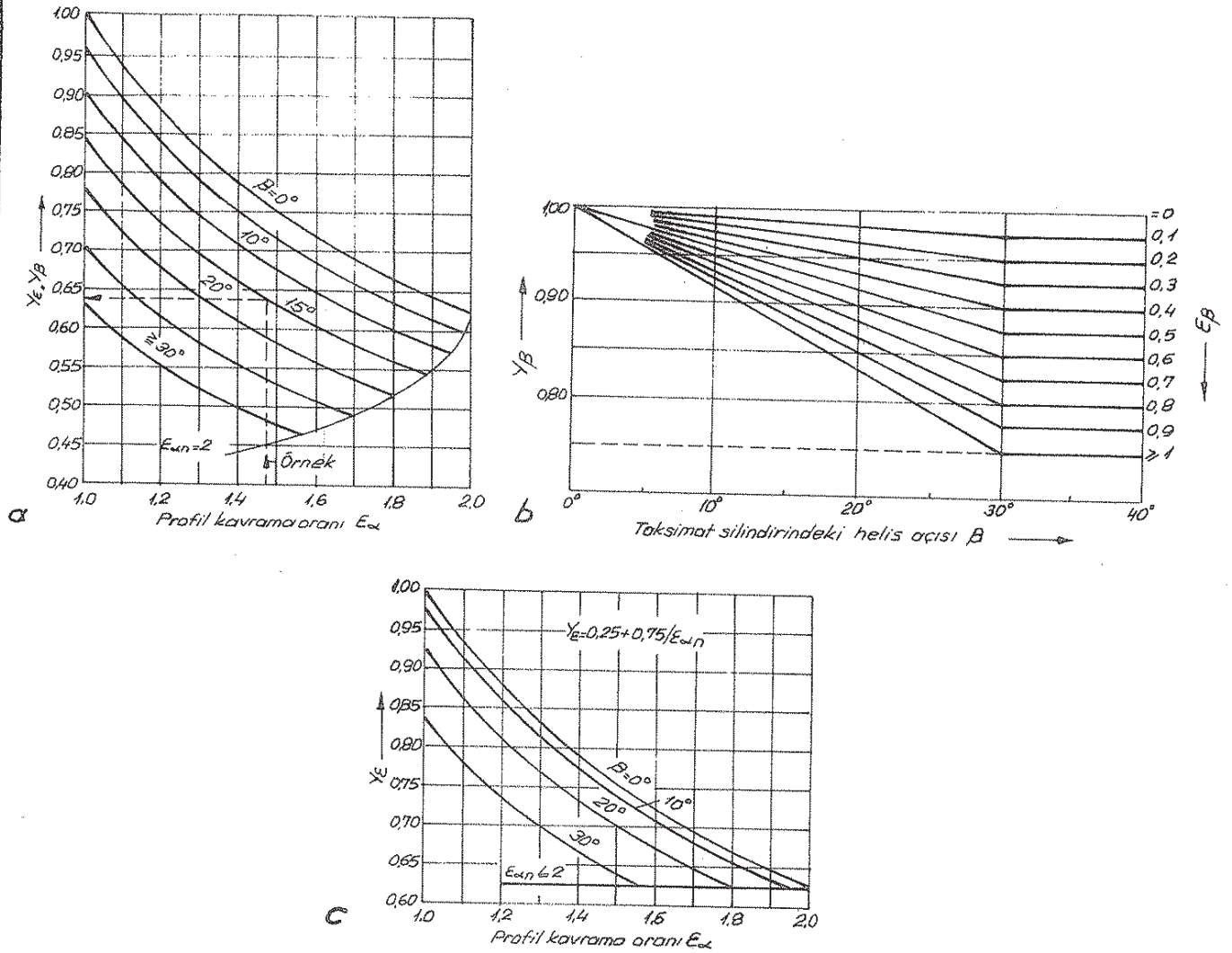
b) Kuvvetin diş tekil-kavrama noktası A'ye etkimesi.

2° - Kuvvetin diş tekil-kavrama noktası A'ye etkimesi halinde;

Hatasız rijit dişlilerde diş taban gerilmesi, kuvvetin diş tekil-kavrama noktasına etkimesi halinde (tekil kavrama bölgesinde en dıştaki konum, Şekil 10-2) en büyüktür. Baştaki kavrama noktasından diş tekil kavrama noktasına kadar olan zorlanma bölgesinde, genel olarak 2 diğe bölünmüş bir yük dağılımı ile hesap yapılabileceğinden, kuvvet etkisinin diş tekil kavrama noktası D de (Şekil 10-2) etkimesi durumu için pratik deney sonuçlarına uygun olarak, tek bir diğün yük taşıması hali en elverişsiz yük durumu olarak kabul edilebilir. Bu kuvvet etkime noktası için gerilme, yukarıda verilen değerin kavrama oranı faktörü Y_E ile esas olan gerilme aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$\sigma_{FD} = \left(\frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \right) \cdot Y_E \quad (10/13)$$

Y_E - Kavrama oranı faktörü (Şekil 10-5)



Şekil 10.5 - Diş taban gerilmesinin hesabı için kullanılan faktörler (DIN 3990'a göre). $E_{\alpha n} \leq 2$ için geçerlidir.

a) $Y_E \cdot Y_{\beta}$ faktörü ;

- $E_{\beta} > 1$ hali için : Diyagramda, E_{α} ve β ile elde edilen değerdir.
- $E_{\beta} < 1$ hali için : Diyagramda, E_{α} ve β yerine $E_{\beta} \cdot \beta$ çarpımı alınarak elde edilen değerdir. Örnek : $E_{\alpha} = 1,48$; $\beta = 20^{\circ}$; $E_{\beta} = 0,75$.
 $E_{\beta} < 1$ dolayısıyla, $E_{\alpha} = 1,48$ için ve β yerine $E_{\beta} \cdot \beta = 0,75 \cdot 20^{\circ} = 15^{\circ}$ ile $Y_E \cdot Y_{\beta} \approx 0,64$ bulunur.

b) Helisel dişli faktörü Y_{β}

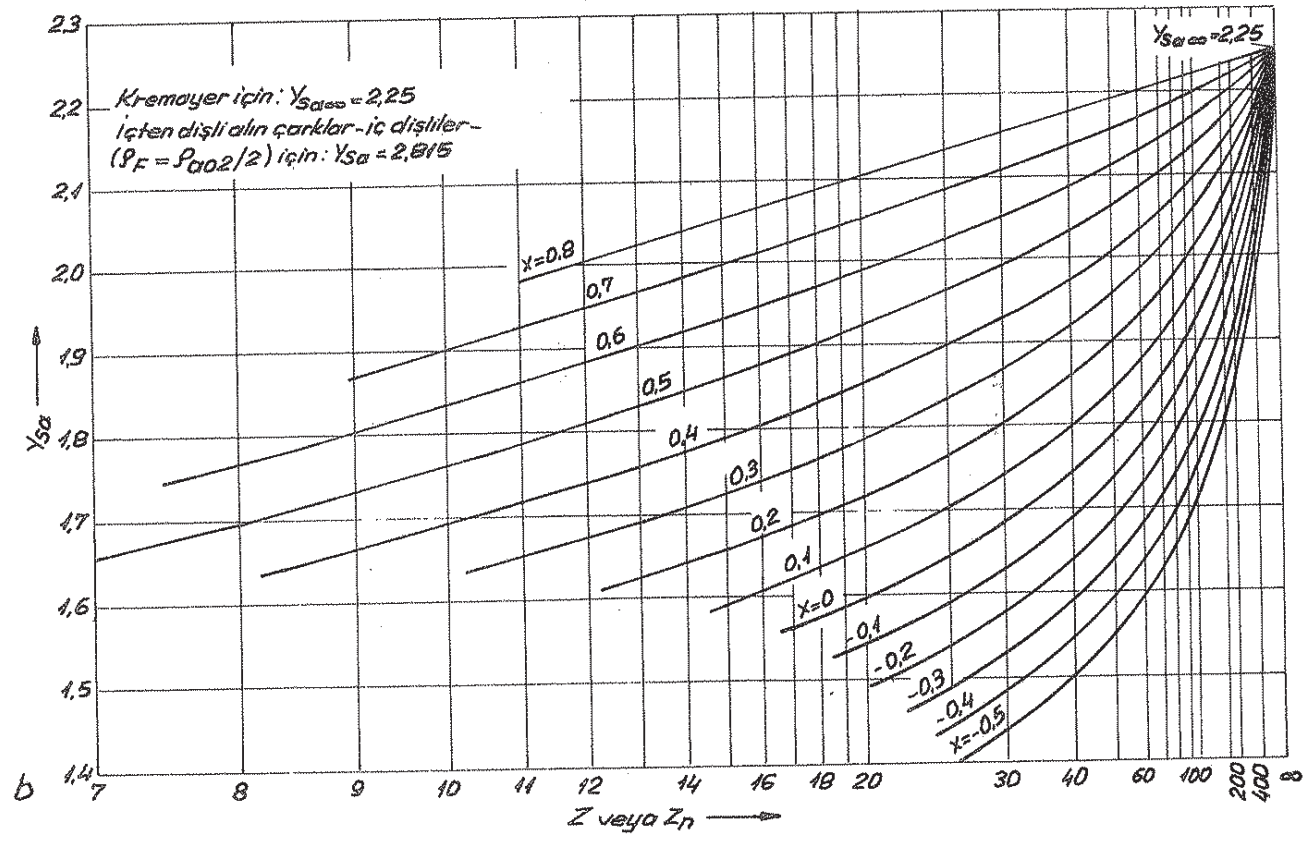
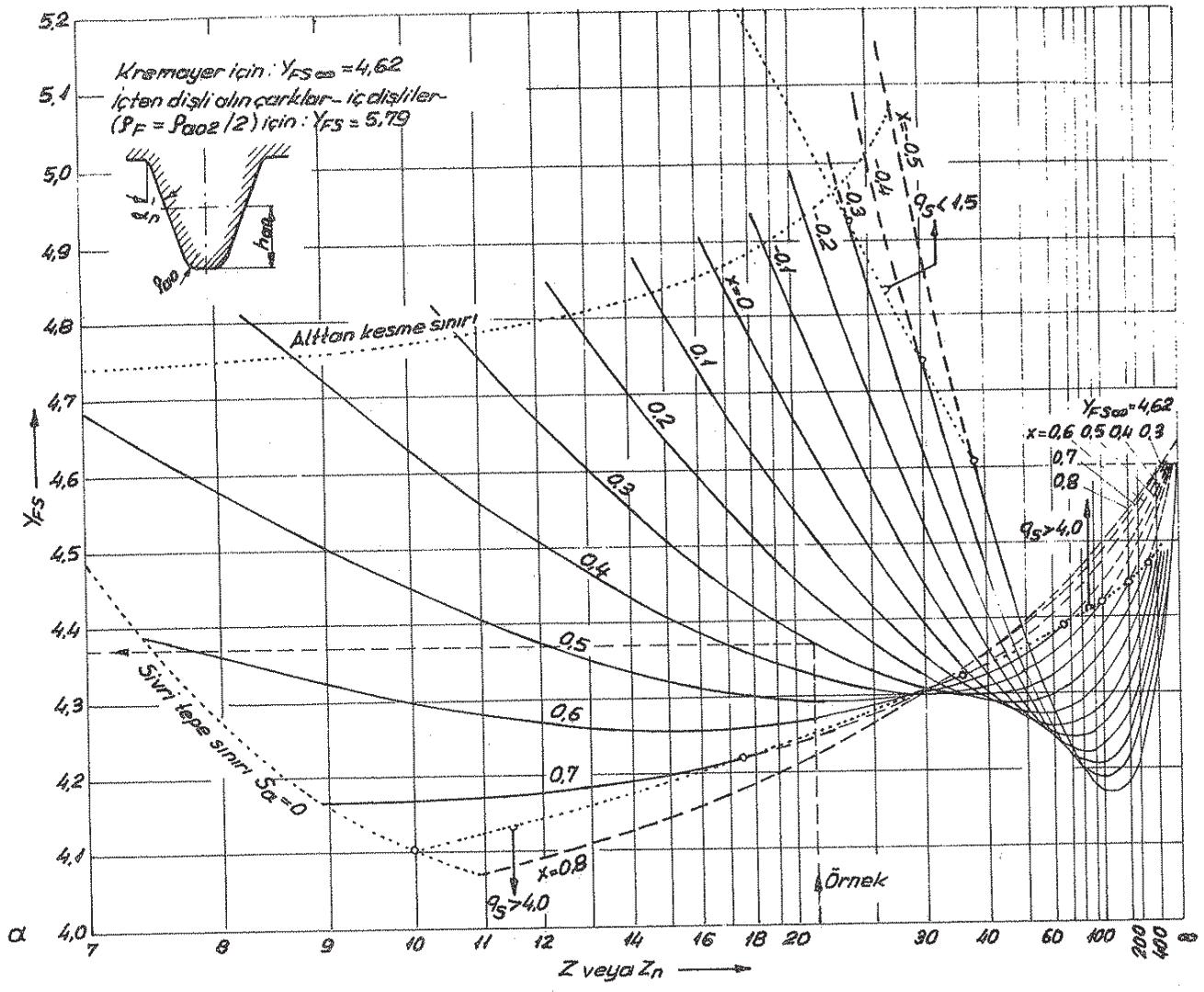
$$Y_{\beta} = 1 - E_{\beta} \cdot \frac{\beta}{120^{\circ}} \geq Y_{\beta \min.}$$

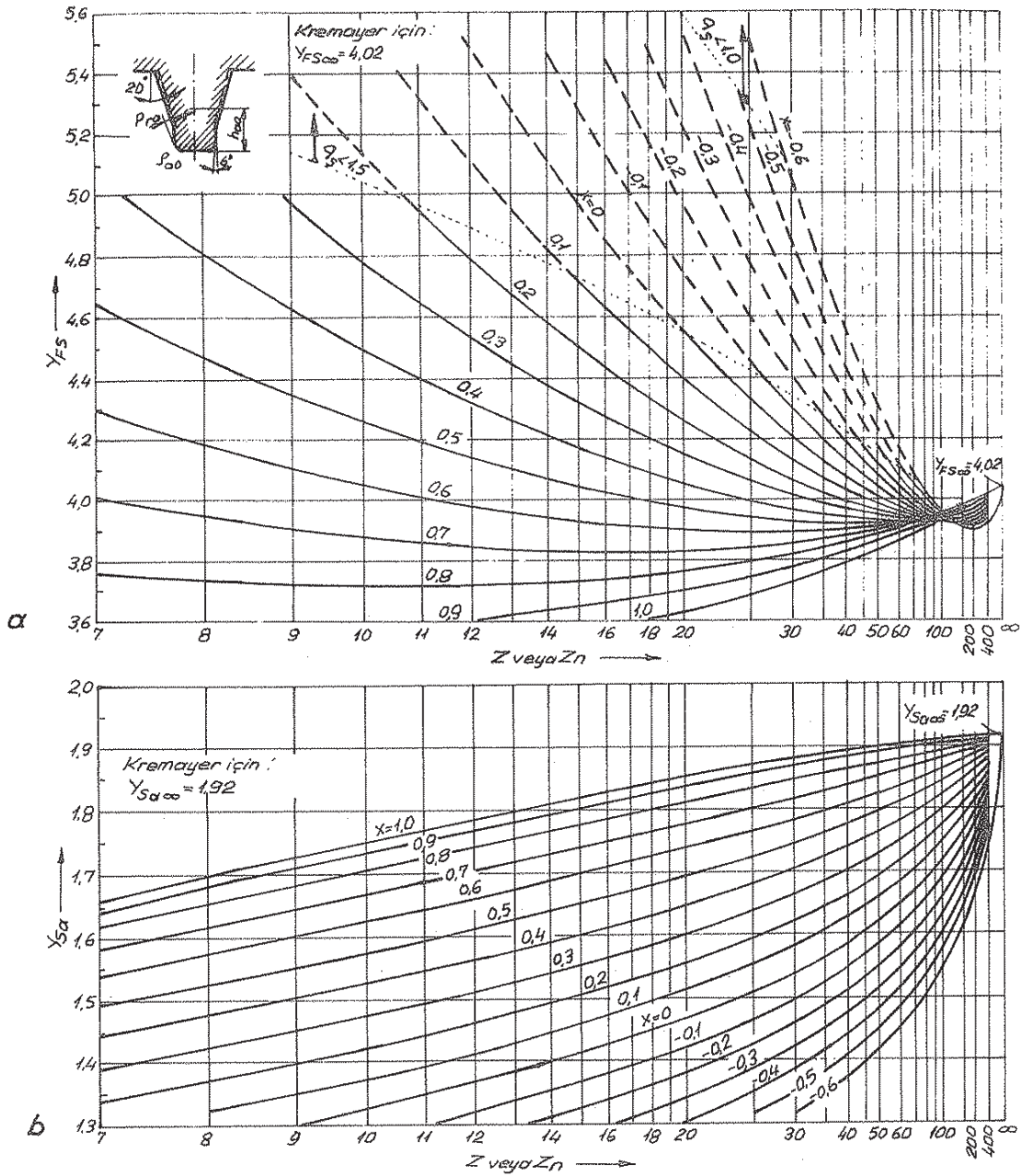
$$Y_{\beta \min.} = \max \left\{ (1 - 0,25 \cdot E_{\beta}) ; (1 - \beta/120^{\circ}) \right\}$$

veya

$$\left. \begin{array}{l} E_{\beta} > 1 \text{ ise } E_{\beta} = 1 \\ \beta > 30^{\circ} \text{ ise } \beta = 30^{\circ} \end{array} \right\} \text{ konur.}$$

c) Kavrama oranı faktörü Y_E ($\alpha_n = 20^{\circ}$ için)





Şekil 10.7- Diş taban gerilmesinin hesabı için kullanılan form faktörleri (DIN 3990'a göre). Kamburlu takım-referans profili : $\alpha_n = 20^\circ$; $h_a/m_n = 1$; $h_{ao}/m_n = 1.4$; $P_{ao}/m_n = 0.4$; $P_{ro}/m_n = 0.02$ (Kambur yüksekliği).

a) Diş başı form faktörü Y_{Fs}

b) Gerilme düzeltme faktörü Y_{Sa}

Şekil 10.6 - Diş taban gerilmesinin hesabı için kullanılan form faktörleri (DIN 3990'a göre). Norm. takım-referans profili :

$\alpha_n = 20^\circ$; $h_a/m_n = 1$; $h_{ao}/m_n = 1.25$; $P_{ao}/m_n = 0.25$.

a) Diş başı form faktörü Y_{Fs}

b) Gerilme düzeltme faktörü Y_{Sa}

$\epsilon_d < 2$ olan dişliler için,

$$Y_E = 0,25 + 0,75 / \epsilon_d \quad (10/14)$$

dir.

Y_{Fa} ve Y_{Sa} faktörlerinin her ikisi birlikte de mütalâa edilebilir;

$$Y_{Fs} = Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \quad (10/15)$$

Y_{Fs} - Diş başı form faktörü (Şekil 10-6, 10-7, Şekil 10-12/21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28)

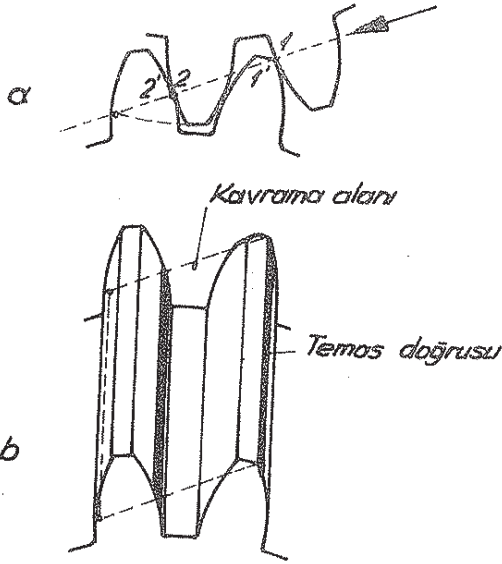
dolayısıyla,

$$G_{FD} = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_{Fs} \cdot Y_E \quad (10/16)$$

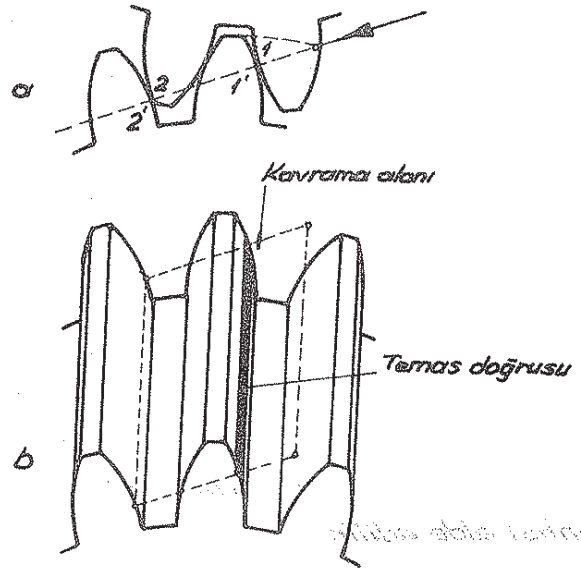
bağıntısı elde edilir:

a.2) Helisel dişlilerde;

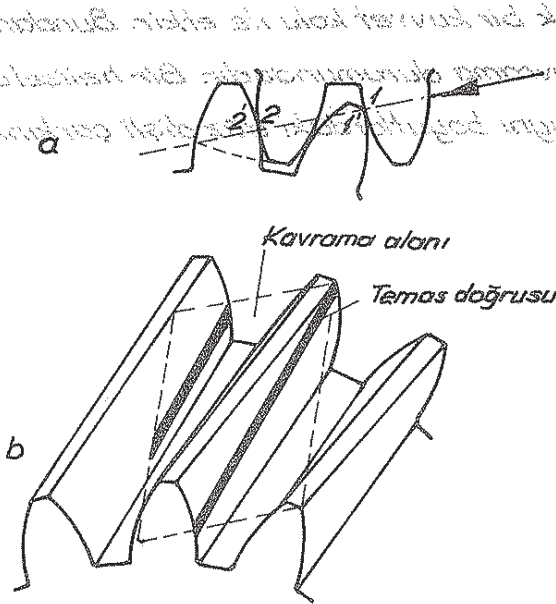
Dişlerin kavramaya başlaması, düz dişlilerde diş genişliğinin bütün noktalarında birden ve aynı anda olur (Şekil 10-8, 10-9). Helisel dişlilerde ise kavrama, diş sonundaki bir değme noktasında başlar ve çarkın dönmesi ile yavaş yavaş diş genişliği boyunca dişin diğer ucuna kadar yayılır (Şekil 10-10; 10-11 ve 6-4). Bu suretle ortaya çıkan diyagonal diş yuvarlanma doğrusu dolayısı ile diş kuvveti ortada ve düz dişlilerdekinden daha küçük bir kuvvet kolu ile etkir. Bundan başka, daima birkaç diş birden aynı zamanda kavrama durumundadır. Bir helisel dişli çarkın yük taşıma kabiliyeti, bu yüzden aynı boyutlardaki düz dişli çarkinkinden çok daha fazladır.



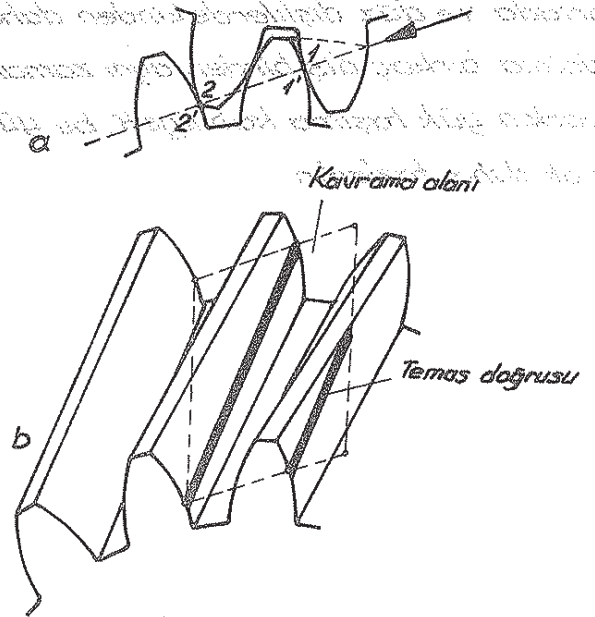
Şekil 10.8 - a) Yeni bir 1 dişinin 1 karşı tepesinde kavramaya başlaması, 2-2' ters kuvvet etkili durumunda tekil kavrama noktası.
b) Kavrama alanı, diş kuvvetinin dağılımı ve diş yuvarlanma doğrusunun yer değiştirmesi [L.20].



Şekil 10.9 - a) 1-1' diş yüzey çiftinin, 2-2' diş yüzey çifti kavrama durumunu bıraktığı andaki kavrama konumu,
b) Diş yuvarlanma doğrusunun ve diş kuvvetinin gösterilmesi [L.20].



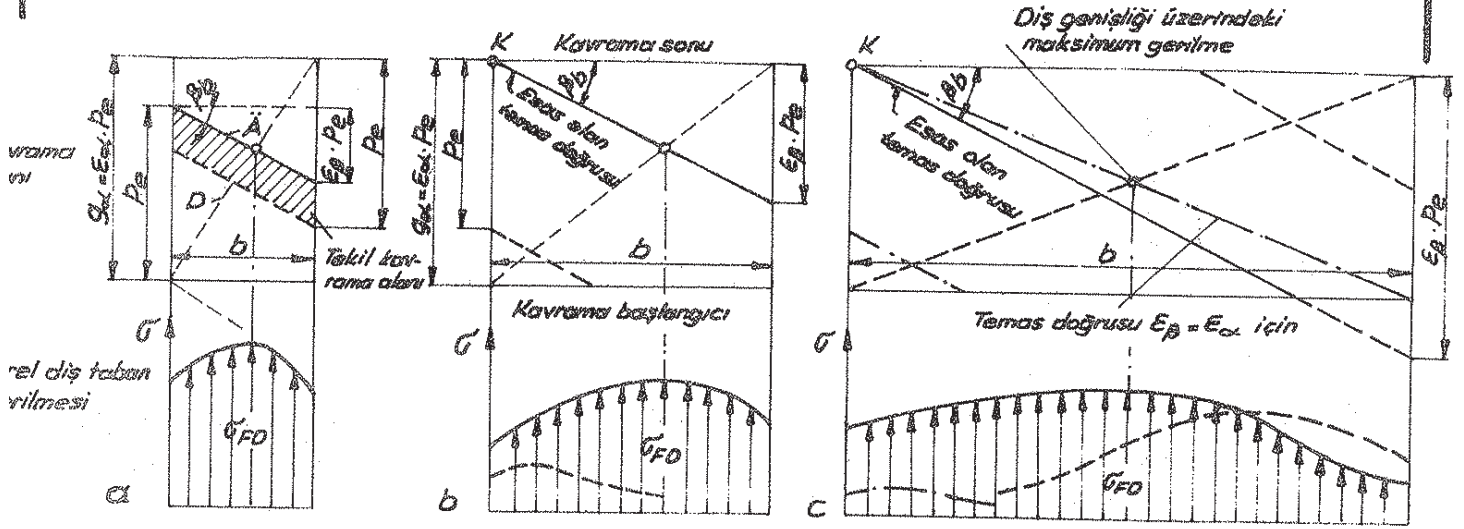
Şekil 10.10 - a) Yeni 1 dişinin 1 karşı dişinin tepesinde kavramaya başlaması
b) Kavrama alanı, helisel dişli-lerde diş kuvvetinin dağılımı ve diş yuvarlanma doğrusunun (temas doğrusunun) yer değiştirmesi [L.20].



Şekil 10.11 - a) 1-1' diş yüzey çiftinin 2-2' diş yüzey çifti kavrama durumunu bıraktığı andaki kavrama konumu
b) Helisel dişli-lerde diş kuvvetinin dağılımı ve diş yuvarlanma doğrusunun (temas doğrusunun) yer değiştirmesi [L.20].

Not. Kavrama alanı ile ilgili bilgiler için Kısım 6.15'e bakınız.

Helisel dişlilerde; diş geometrisine uygun olarak, gerilme dağılımına göre üç alan incelenebilir (Kavrama alanında, temas doğrularının durumu ve diş genişliği üzerindeki gerilme dağılımı Şekil 10-12 de gösterilmiştir).



Şekil 10-12 - Helisel dişli için, kavrama alanında esas olan temas doğruları ve diş taban gerilmesi (g_d - Kavrama boyu; P_e - Kavrama taksimatı, Şekil E5.3).

$$a) (E_\alpha + E_\beta) < 2$$

Tarınmış alan : Tekil kavrama bölgesi

A : Tekil kavrama bölgesinde temas doğrularının en dıştaki konumu.

$$b) (E_\alpha + E_\beta) > 2 ; E_\beta < E_\alpha$$

$$c) (E_\alpha + E_\beta) > 2 ; E_\beta > E_\alpha$$

• a alanında : $(E_\alpha + E_\beta) < 2$.

Tekil kavrama bölgesi mevcut. maksimum diş taban gerilmesi yaklaşık olarak, tekil kavrama bölgesinde temas doğrularının en dıştaki konumu ile D diyagonalinin kesişme noktasında ortaya çıkmaktadır (Şekil 10-12 a).

• b alanında : $(E_\alpha + E_\beta) > 2 ; E_\beta < E_\alpha$.

(Endüstri mekanizmalarında çok sık rastlanan durum)

Tekil kavrama bölgesi mevcut değil. Eğer, diş başı köşe noktası K'dan geçen bir temas doğrusu var ise en büyük diş taban gerilmesi yine ortaya çıkmakta ve maksimum gerilmenin konumu yaklaşık olarak, bu temas doğrusu ile diyagonalin kesişme noktasına bağlı olarak belirlenmektedir (Şekil 10-12 b).

• c alanında : $(E_\alpha + E_\beta) > 2 ; E_\beta > E_\alpha$.

Aynı anda birden fazla diş kavrama durumunda. Esas olan temas doğrusu (diş başı köşe noktası K'dan başlayan) burada, bütün diş genişliği boyunca uzanmaktadır. Temasta olmayan diş kesiti bir destek etkisi gösterir ve $E_\beta = E_\alpha$ sınır

hali için b alanına göre eğilme kuvvet kolu tespit edilir (Şekil 10.12 c)

b) Dış taban gerilmesinin esas olan değeri σ_{FD} (Dış tabanında nominal çevre kuvveti için hesaplanan yerel gerilme);

Helisel dişlilerde, yaklaşık olarak normal kesitteki eşdeğer - düz dişlinin diş formundan ve kavrama durumlarından hareket edilebilir. Dolayısıyla, daha önce düz dişliler için geçerli olan hesap şekline helisel dişli faktörü γ_β 'nin eklenmesiyle; dış tabanındaki zorlanma için esas olan gerilme aşağıdaki değeri alır.

$$\sigma_{FD} = \frac{F_t}{b \cdot mn} \cdot \gamma_{FS} \cdot \gamma_E \cdot \gamma_\beta \quad (10/17)$$

γ_{FS} - Dış bası form faktörü (Şekil 10.6, 10.7, Şekil 10.12 / 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28)

γ_E - Kavrama oranı faktörü (Şekil 10.5)

γ_β - Helisel dişli faktörü (Şekil 10.5)

c) Ortaya çıkan dış taban gerilmesi σ_F ;

σ_F 'in belirlenmesinde, aşağıdaki faktörlerin göz önünde tutulması gerekir.

Dış ilave kuvvetler (faktör K_A), iç dinamik ilave kuvvetler (faktör K_V), diş genişliği boyunca kuvvet dağılımı (faktör $K_{F\beta}$) ve çevresel yönde kuvvet dağılımı (faktör $K_{F\alpha}$).

Şu halde, dış tabanı taşıma kabiliyeti hesabında esas alınacak yük için, yukarıda belirtilen faktörler ile çevre kuvveti ($F_t \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$) değerini alır. Bu değer Eşitlik 10/17 de yerine konursa, ortaya çıkan dış taban gerilmesi ;

$$\sigma_F = \sigma_{FD} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP}$$

veya

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot mn} \cdot \gamma_{FS} \cdot \gamma_E \cdot \gamma_\beta \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP}$$

(10/18)

bağıntısı ile hesaplanabilir.

σ_{FP} - Müsaade edilen dış taban gerilmesi (dış tabanının emniyet gerilmesi)

Bir mekanizmanın dış taban taşıma kabiliyetine göre yapılan kontrol hesabında dış kırılmasına karşı en küçük emniyet değeri isteniyorsa, σ_F (Eşitlik 10/18) yerine σ_{FP} konur.

Not. DIN 3990 Teil 3 Dezember 1987 ye göre; Y_F , Y_{Fa} , Y_S , Y_{Sa} ve Y_{FS} faktörlerinin tayin edilmesi [L.35]:

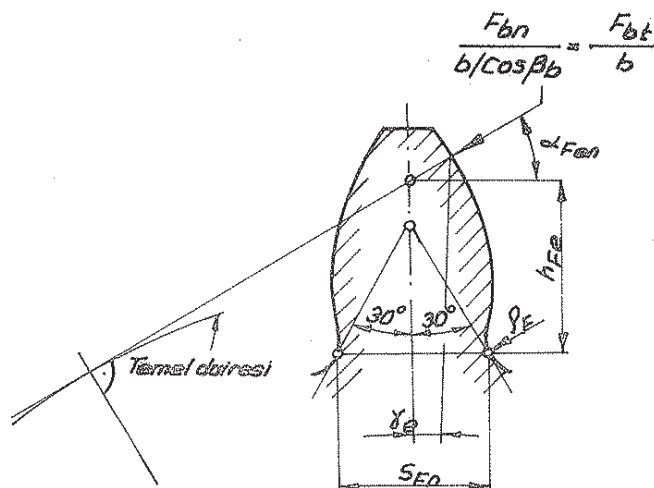
Semboller ve birimleri

C_p	mm	Referans profili ile karşı profil arasındaki baş başluğu
d_e	mm	Kuvvetin etki ettiği diş tekil kavrama noktasındaki çap
d_{f2}	mm	iç alın dişli çarkın taban dairesi çapı
h_{ap}	mm	Dişlinin referans profilinin baş yüksekliği
h_{apo}	mm	Takım - referans profilinin baş yüksekliği
h_{fp}	mm	Dişlinin referans profilinin taban yüksekliği
h_{f2}	mm	iç alın dişli çarkın dış taban yüksekliği
h_{Fa}	mm	Eğilme moment kolu (kuvvetin dış başına etkimesi halinde dış taban zorlanması için)
h_{Fe}	mm	Eğilme moment kolu (kuvvetin dış tekil kavrama noktasına etkimesi halinde dış taban zorlanması için)
p_r	mm	Takımda kambur yüksekliği
q	mm	İşleme payı
s_{pr}	mm	Referans profilinde taban kesme yüksekliği ($s_{pr} = p_r - q$)
s_{Fn}	mm	Hesaplanan kesitteki (30° lik teğetlerin temas noktalarından geçen) dış taban kalınlığı (dış tabanı yay kirişi)
Z_n	-	Eş değer diş sayısı
F_{bn}	N	Nominal - dış normal kuvveti (temas doğrusuna dik)
F_{bt}	N	Alın kesitindeki nominal - dış normal kuvveti
Y_F	-	Diş form faktörü (kuvvetin dış tekil kavrama noktasına etkimesi halinde)
Y_{Fa}	-	Diş form faktörü (kuvvetin dış başına etkimesi halinde)
Y_{FS}	-	Diş başı form faktörü
α_n	$^\circ$	Normal kavrama açısı
α_{an}	$^\circ$	Eş değer - düz dişlinin baş silindirindeki profil açısı
α_{en}	$^\circ$	Eşdeğer - düz dişlinin dış tekil kavrama noktasındaki profil açısı
α_{Fan}	$^\circ$	Eş değer - düz dişlinin baş silindirindeki kuvvet etkiye açısı
α_{Fen}	$^\circ$	Eş değer - düz dişlinin dış tekil kavrama noktasındaki kuvvet etkiye açısı
β_a	$^\circ$	Baş silindirindeki helis açısı
$\epsilon_{\alpha n}$	-	Eş değer - düz dişlinin profil kavrama oranı
ρ_{apo}	mm	Takım - referans profilinde baş kenar yuvarlatma yarı çapı
ρ_{fp}	mm	Dişlinin referans profilindeki taban yuvarlaklık yarı çapı

ρ_F mm 30° lük teğetlerin temas noktasındaki taban yuvarlaklık yarı çapı
 k - Baş yüksekliği değiştirme faktörü

• Diş form faktörü Y_F nin hesabı, metot B :

Y_F , kuvvetin dış tekil kavrama noktasına etkimesi (Şekil 10.12/1) halinde geçerlidir.



Şekil 10.12/1 - Dış dişlilerde kuvvetin dış tekil kavrama noktasına etkimesi.

$$Y_F = \frac{6 \cdot \frac{h_{Fe}}{m_n} \cdot \cos \alpha_{Fen}}{\left(\frac{S_{Fe}}{m_n}\right)^2 \cdot \cos \alpha_n} \quad (10/18-1)$$

- Dış dişliler için :

$$\frac{S_{Fn}}{m_n} = Z_n \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3} - \nu\right) + \sqrt{3} \cdot \left(\frac{G}{\cos \nu} - \frac{\rho_{fp}}{m_n}\right) \quad (10/18-2)$$

$$\frac{h_{Fe}}{m_n} = \frac{1}{2} \left[(\cos \gamma_e - \sin \gamma_e \cdot \operatorname{tg} \alpha_{Fen}) \cdot \frac{d_{en}}{m_n} - Z_n \cdot \cos\left(\frac{\pi}{3} - \nu\right) - \frac{G}{\cos \nu} + \frac{\rho_{fp}}{m_n} \right] \quad (10/18-3)$$

Dönüşüm formülleri ;

$$Z_n = \frac{Z}{\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta} \approx \frac{Z}{\cos^3 \beta} \quad (\text{Cetvel 2.1})$$

$$\nu = \frac{2G}{Z_n} \cdot \operatorname{tg} \nu - H \quad (10/18-4)$$

$$G = \frac{\rho_{fp}}{m_n} - \frac{h_{fp}}{m_n} + X \quad (10/18-5)$$

$$H = \frac{2}{Z_n} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - \frac{\pi}{3} \quad (10/18-6)$$

$$E = \frac{\pi}{4} \cdot m_n - h_{fp} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n + \frac{S_{pr}}{\cos \alpha_n} - (1 - \sin \alpha_n) \cdot \frac{\rho_{fp}}{\cos \alpha_n} \quad (10/18-7)$$

(Taban kesmesiz referans profili için $S_{pr} = 0$ konur)

$$\frac{\rho_F}{m_n} = \frac{\rho_{fp}}{m_n} + \frac{2 \cdot G^2}{\cos \nu \cdot (Z_n \cdot \cos^2 \nu - 2G)} \quad (10/18-8)$$

$$\left. \begin{aligned} \beta_b &= \arccos \sqrt{1 - (\sin \beta \cdot \cos \alpha_n)^2} \\ E_{\alpha_n} &= \frac{E_{\alpha}}{\cos^3 \beta_b} ; d_n = \frac{d}{\cos^2 \beta_b} = m_n \cdot Z_n \\ P_{bn} &= \pi \cdot m_n \cdot \cos \alpha_n ; d_{bn} = d_n \cdot \cos \alpha_n \\ d_{an} &= d_n + d_a - d \end{aligned} \right\} \text{(Cetvel 2.1)}$$

(10/18-9)

$$d_{en} = 2 \cdot \frac{Z}{|Z|} \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{an}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{bn}}{2}\right)^2} - \frac{\pi \cdot d \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha_n \cdot (E_{\alpha_n} - 1)}{|Z|} \right]^2 - \left(\frac{d_{bn}}{2}\right)^2} \quad (10/18-10)$$

Z ; dış dişlilerde pozitif, iç dişlilerde negatif alınır

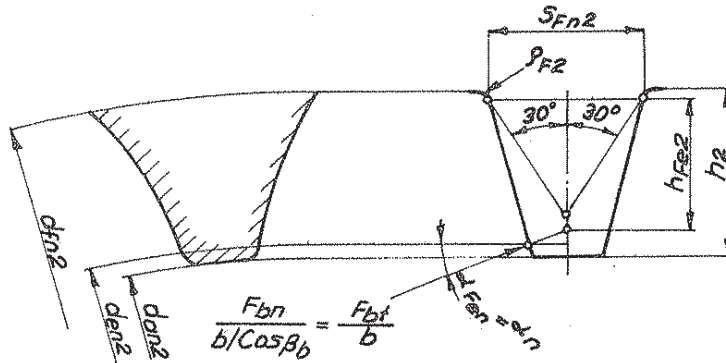
$$\alpha_{en} = \arccos \left(\frac{d_{bn}}{d_{en}} \right) \quad (10/18-11)$$

$$\gamma_e = \frac{0.5 \cdot \pi + 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha_n}{Z_n} + \operatorname{inv} \alpha_n - \operatorname{inv} \alpha_{en} \quad (10/18-12)$$

$$\alpha_{fen} = \alpha_{en} - \gamma_e = \operatorname{tg} \alpha_{en} - \operatorname{inv} \alpha_n - \frac{0.5 \cdot \pi + 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha_n}{Z_n} \quad (10/18-13)$$

- İç dişliler için :

iç dişlilerde diş form faktörü γ_F - yaklaşık olarak - referans profilinin normal kesitteki formuna sahip bir eşdeğer kremayer için hesaplanır (Şekil 10.12/2).



Şekil 10.12/2 - İç dişlilerde diş form faktörü γ_F için hesap büyüklükleri.

$$\frac{S_{Fn2}}{m_n} = 2 \cdot \left[\frac{\pi}{4} + \operatorname{tg} \alpha_n \cdot \frac{h_{fp2} - p_{fp2}}{m_n} + \frac{p_{fp2} - s_{pr}}{m_n \cdot \cos \alpha_n} - \frac{p_{fp2} \cdot \cos \frac{\pi}{6}}{m_n} \right] \quad (10/18-14)$$

$$\frac{h_{fe2}}{m_n} = \frac{d_{en2} - d_{fn2}}{2 \cdot m_n} - \left[\frac{\pi}{4} + \left(\frac{h_{fp2}}{m_n} - \frac{d_{en2} - d_{fn2}}{2 \cdot m_n} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \right] \cdot \operatorname{tg} \alpha_n - \frac{p_{fp2}}{m_n} \cdot \left(1 - \sin \frac{\pi}{6} \right) \quad (10/18-15)$$

2 endisi ile eşitlik 10/18-10' a (d_{en}), 2 endisi ile d_{an} ye benzer şekilde eşitlik 10/18-9' a (d_{fn}) bakınız.

h_{fp2} - Eşdeğer kremayerin diş taban yüksekliği

$$p_{F2} = \frac{p_{fp2}}{2} \quad (10/18-16)$$

$$p_{fp2} = \frac{c_p}{1 - \sin \alpha_n} \quad (10/18-17)$$

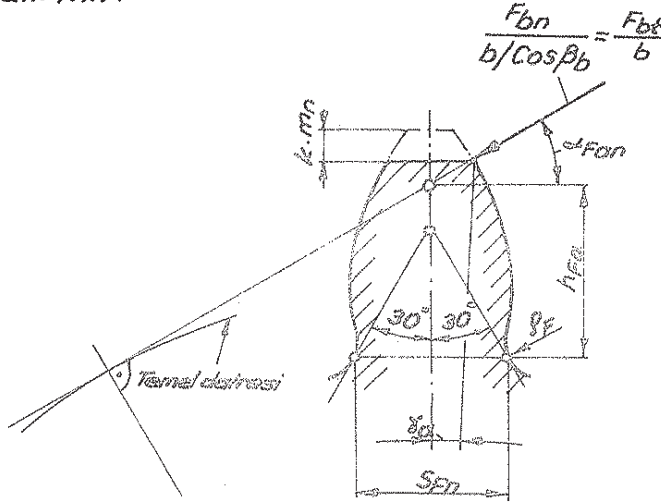
• Dış form faktörü Y_{Fa} nın elde edilmesi, metot C:

Sadece $E_{dn} < 2$ olan dişliler için geçerlidir.

Şekil 10.12/3 e göre Y_{Fa} ,

$$Y_{Fa} = \frac{6 \cdot \frac{h_{Fa}}{mn} \cdot \cos \alpha_{Fn}}{\left(\frac{S_{Fn}}{mn}\right)^2 \cdot \cos^2 \alpha_n} \quad (10/18-18)$$

bağıntısı ile belirtilir.



Şekil 10.12/3- Dış dişlilerde kuvvetin dış başına etkimesi

- Dış dişliler için:

a) Grafik yoluyla;

En çok kullanılan referans profillerinde, eşdeğer diş sayısı Z_n ve profil kaydırma faktörü x e bağlı olarak Y_{Fa} faktörü; Şekil 10.12/5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 deki diyagramlardan alınabilir.

b) Hesap yoluyla;

S_{Fn} - Eşitlik 10/18-2

β_F - Eşitlik 10/18-B

$$\alpha_{Fn} = \arccos\left(\frac{d_{Fn}}{d_{an}}\right) = \arccos\left[\frac{\cos \alpha_n}{1 + \frac{(d_a - d)}{mn \cdot Z_n}}\right] \quad (10/18-19)$$

$$\gamma_{\alpha} = \frac{0,5 \cdot \pi + 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha_n}{Z_n} + \operatorname{inv} \alpha_n - \operatorname{inv} \alpha_{Fn} \quad (10/18-20)$$

$$\alpha_{Fon} = \alpha_{Fn} - \gamma_{\alpha} = \operatorname{tg} \alpha_{Fn} - \operatorname{inv} \alpha_n - \frac{0,5 \cdot \pi + 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha_n}{Z_n} \quad (10/18-21)$$

$$\frac{h_{Fa}}{mn} = \frac{1}{2} \left[(\cos \gamma_{\alpha} - \sin \gamma_{\alpha} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{Fon}) \frac{d_{Fn}}{mn} - Z_n \cdot \cos\left(\frac{\pi}{3} - \nu\right) - \frac{G}{\cos \nu} + \frac{\rho_{FP}}{mn} \right]$$

$$\frac{h_{Fa}}{mn} = 0,5 \cdot Z_n \left[\frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_{Fon}} - \cos\left(\frac{\pi}{3} - \nu\right) \right] + 0,5 \left(\frac{\rho_{FP}}{mn} - \frac{G}{\cos \nu} \right) \quad (10/18-22)$$

Z_n - Cetvel 2.1

G - Eşitlik 10/18-5

V - Eşitlik 10/18-4

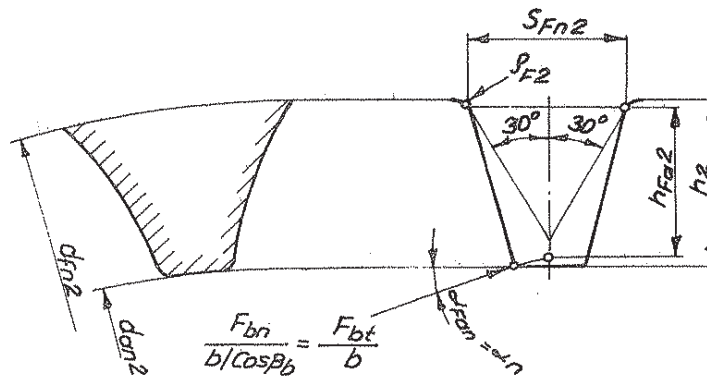
d_{on} - Eşitlik 10/18-9

d_{bn} - Cetvel 2.1

d_n - Cetvel 2.1

- İç dişliler için :

iç dişlilerde diş form faktörü Y_{Fa} - yaklaşık olarak - referans profilinin normal kesitteki formuna sahip bir eşdeğer kremayer için hesaplanır (Şekil 10.12/4)



Şekil 10.12/4 - İç dişlilerde diş form faktörü Y_{Fa} için hesap büyüklükleri.

a) Grafik yoluyla ;

Y_{Fa} faktörü ; Şekil 10.12/5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 deki diyogramlardan alınabilir.

b) Hesap yoluyla ;

S_{Fn2} - Eşitlik 10/18-14

$$\frac{h_{Fa2}}{m_n} = \frac{d_{a2} - d_{f2}}{2 \cdot m_n} - \left[\frac{\pi}{4} + \left(\frac{h_{fp2}}{m_n} - \frac{d_{a2} - d_{f2}}{2 \cdot m_n} \right) \operatorname{tg} \alpha_n \right] \cdot \operatorname{tg} \alpha_n - \frac{p_{fp2}}{m_n} \left(1 - \sin \frac{\pi}{6} \right) \quad (10/18-23)$$

p_{fp2} - Eşitlik 10/18-17

p_{F2} - Eşitlik 10/18-16

• Gerilme düzeltme faktörü Y_S nin hesabı, metot B :

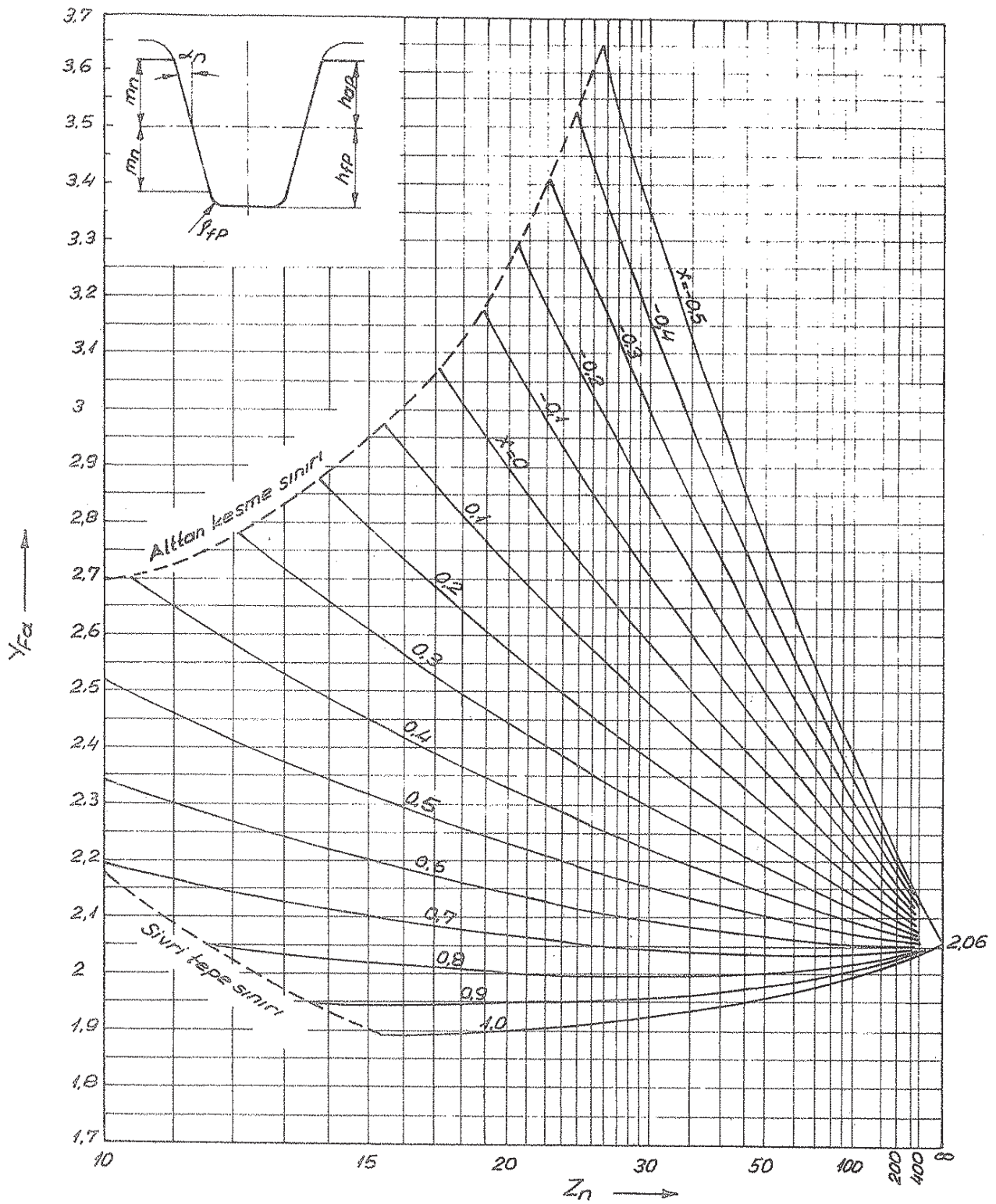
Şekil 10.12/1 e göre Y_S ;

$$Y_S = (1,2 + 0,13L) q_s \left(\frac{1}{1,21 + 2,37L} \right) \quad (10/18-24)$$

dir:

$$L = \frac{S_{Fn}}{h_{Fe}} \quad (10/18-25)$$

q_s - Çentik parametresi

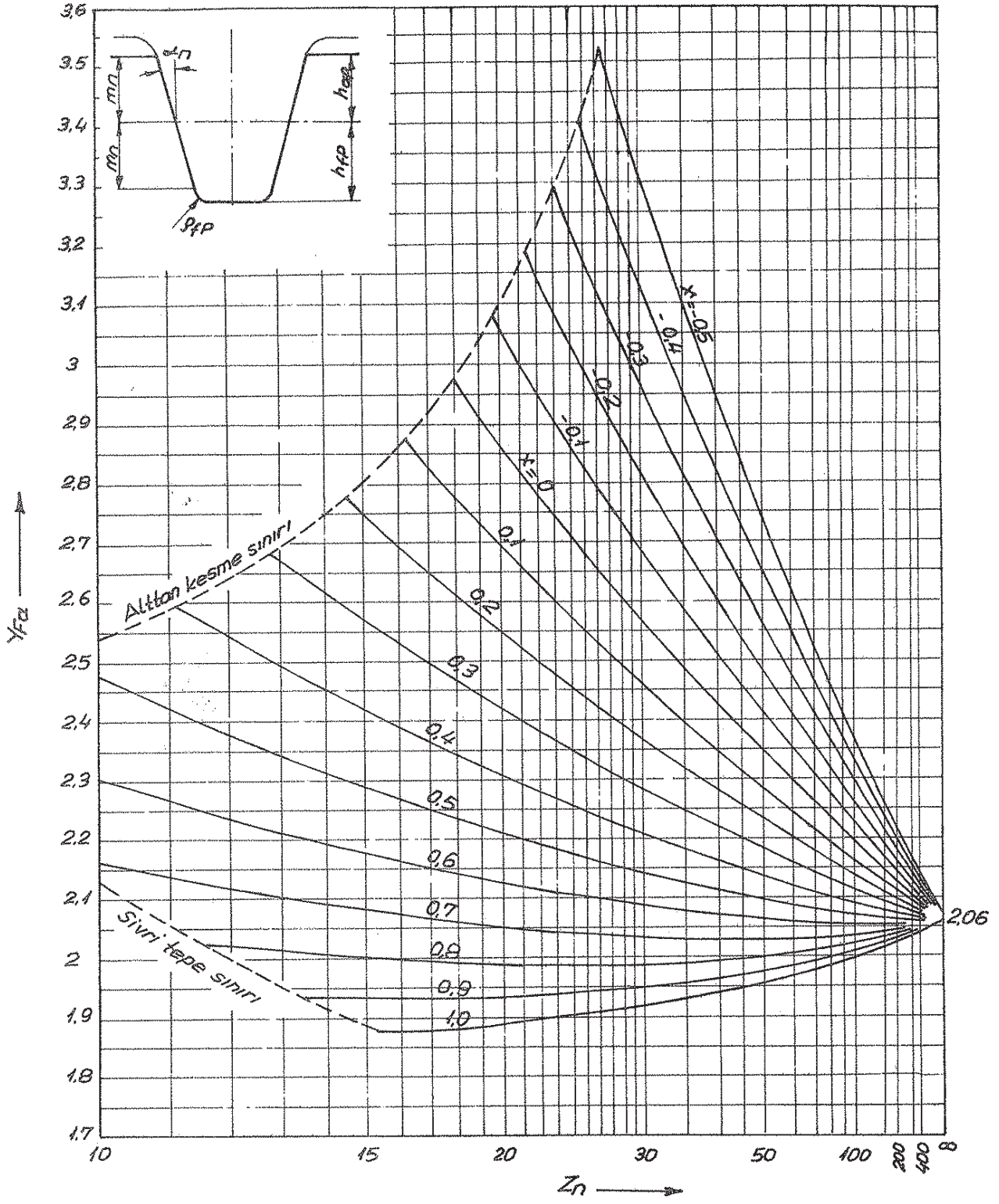


Dış yüksekliği $h = h_{fp} + h_{cap}$ ve $P_F = P_{FP} / 2$ (normal hal) olan iç dişliler için : $Y_{Fa} = 2,05B$; $Z_n = \infty$ da $Y_{Fa} = Y_{Fa\infty}$

Şekil 10-12/5 - Dış dişliler için , dış form faktörü Y_{Fa} .

Referans profili : $\Delta n = 20^\circ$; $h_{cap} / m_n = 1,0$;

$h_{fp} / m_n = 1,25$; $P_{FP} / m_n = 1,25$



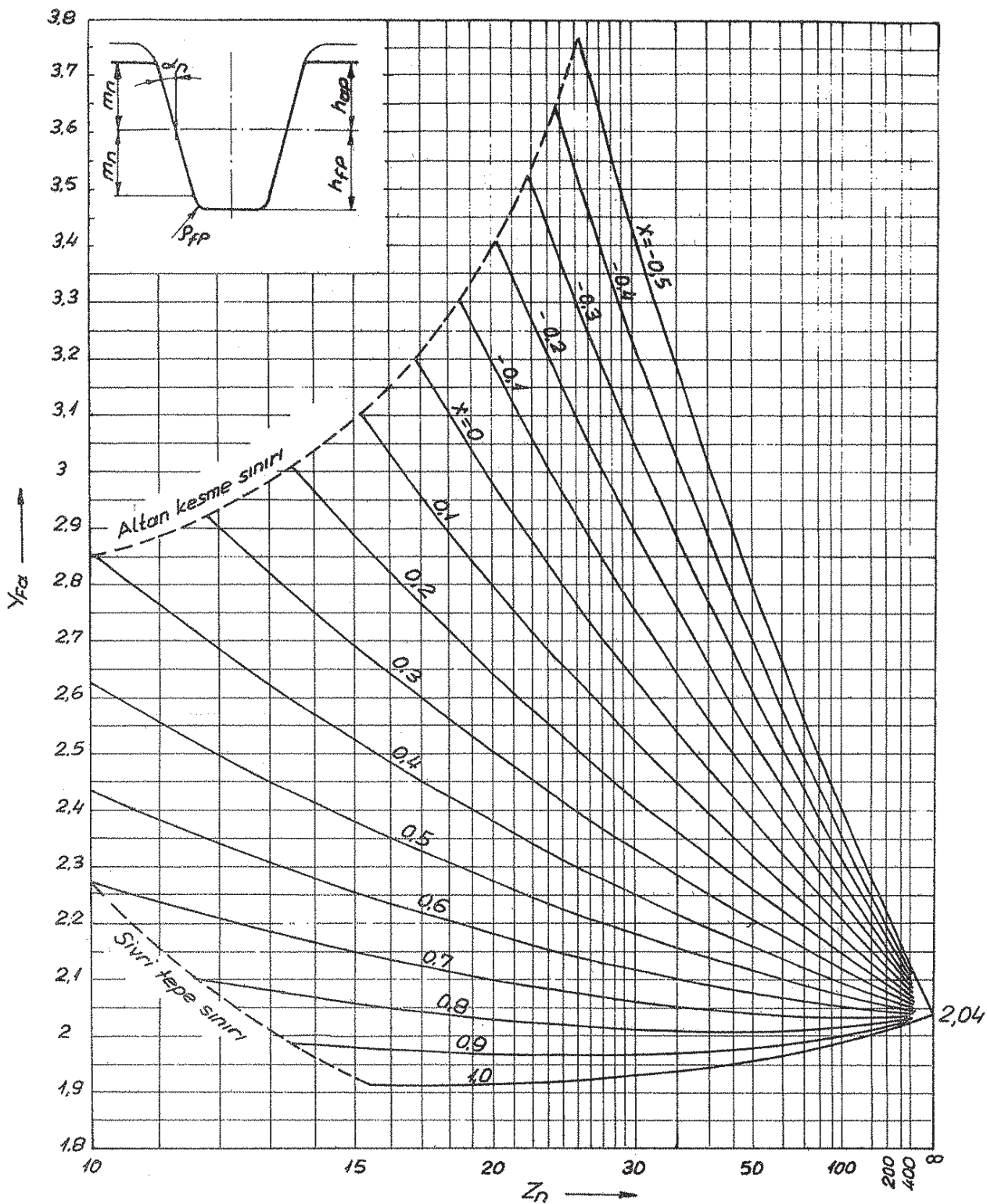
Dış yüksekliği $h = h_{fp} + h_{ap}$ ve $P_F = P_{FP} / 2$ (normal hal) olan iç dişliler

için : $Y_{Fa} = 2,061$; $Z_n = \infty$ da $Y_{Fa} = Y_{Fa\infty}$

Şekil 10.12/6 - Dış dişliler için, dış form faktörü Y_{Fa} .

Referans profili : $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{ap} / m_n = 1,0$; $h_{fp} / m_n = 1,25$;

$P_{FP} / m_n = 0,3$

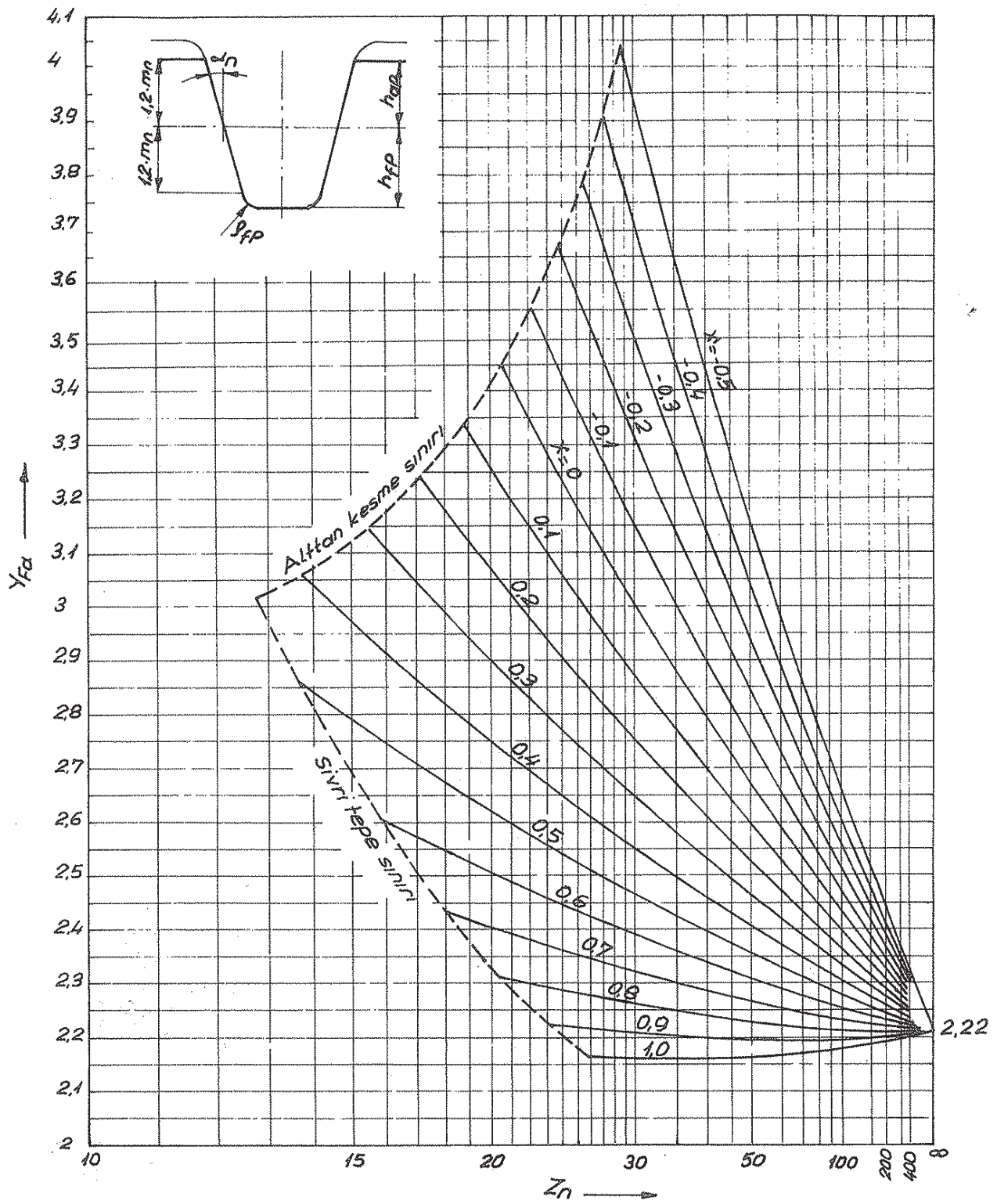


Dış yüksekliği $h = h_{fp} + h_{add}$ ve $p_F = p_{fp} / 2$ (normal hal) olan iç dişliler için : $Y_{Fa} = 2,039$; $Z_n = \infty$ da $Y_{Fa} = Y_{Fa\infty}$

Şekil 10-12/B - Dış dişliler için, dış form faktörü Y_{Fa} .

Referans profili : $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{add} / m_n = 1,0$;

$h_{fp} / m_n = 1,35$; $p_{fp} / m_n = 0,3$.

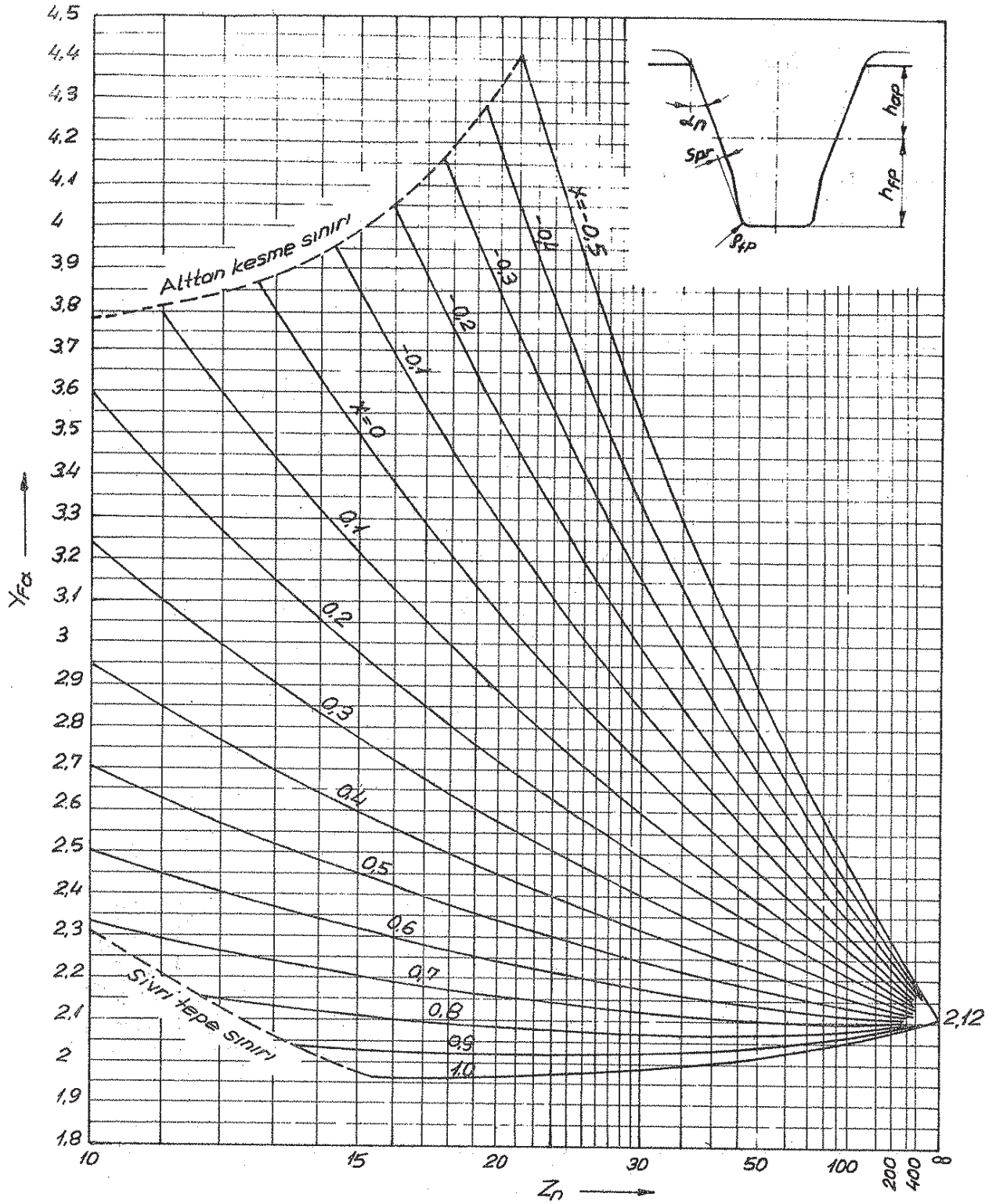


Dış yüksekliği $h = h_{fp} + h_{ap}$ ve $\rho_F = \rho_{fp}/2$ (normal hal) olan iç dişliler için: $Y_{Fa} = 2.203$; $Z_n = \infty$ da $Y_{Fa} = Y_{Fa\infty}$

Şekil 10.12/9 - Dış dişliler için, dış form faktörü Y_{Fa} .

Referans profili: $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{ap}/m_n = 1,2$;

$h_{fp}/m_n = 1,5$; $\rho_{fp}/m_n = 0,3$

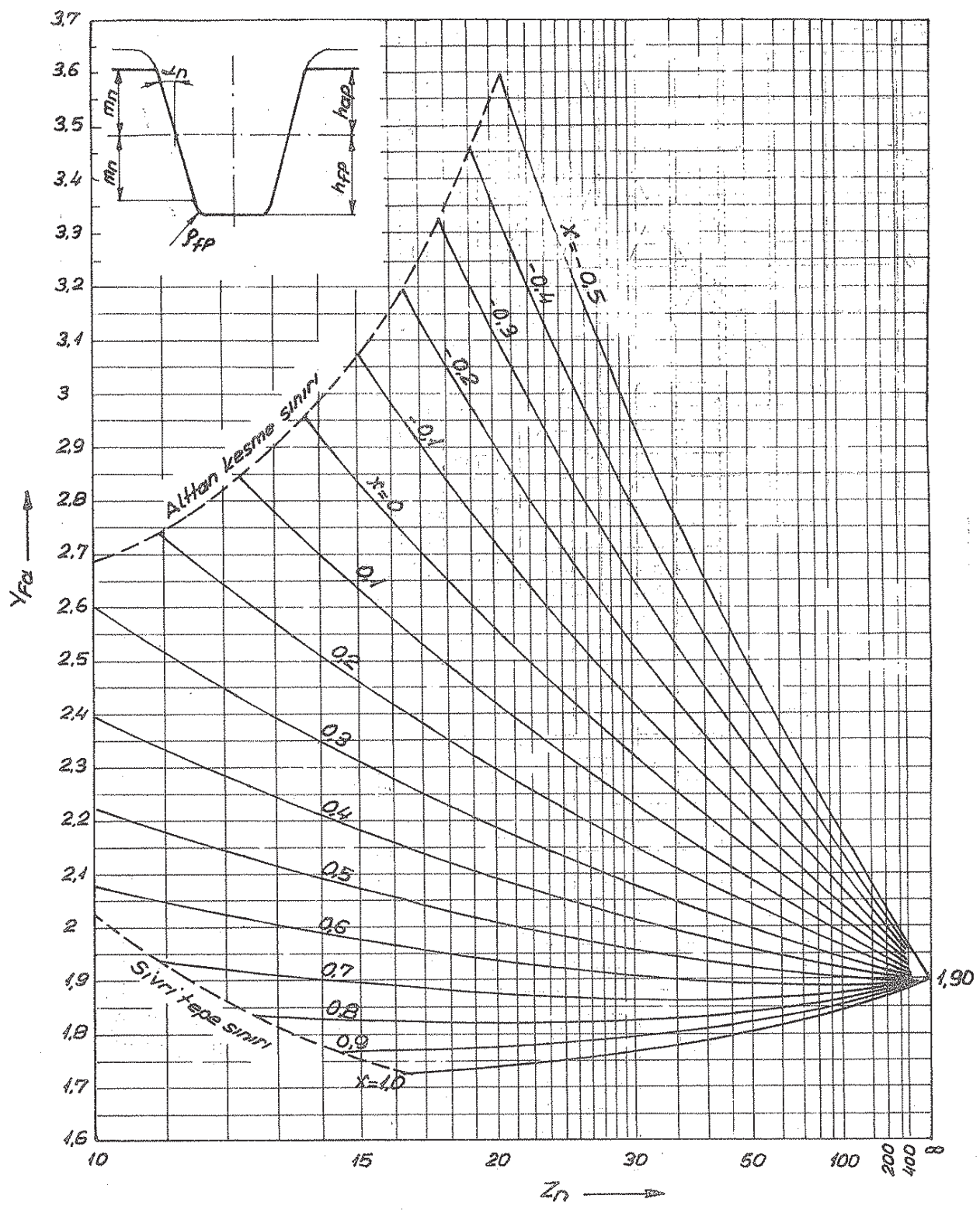


$P_F = P_{fp}/2$ olan iç dişliler için, bir açıklama yok.

Şekil 10-12/10- Diş dişliler için, diş form faktörü Y_{Fa} .

Referans profili : $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{dp}/m_n = 1.0$;

$h_{fp}/m_n = 1.4$; $P_{fp}/m_n = 0.4$; $s_{pr} = 0.02 \cdot m_n$ (daha büyük modüllerde daha küçük değerler maksada uygundur).

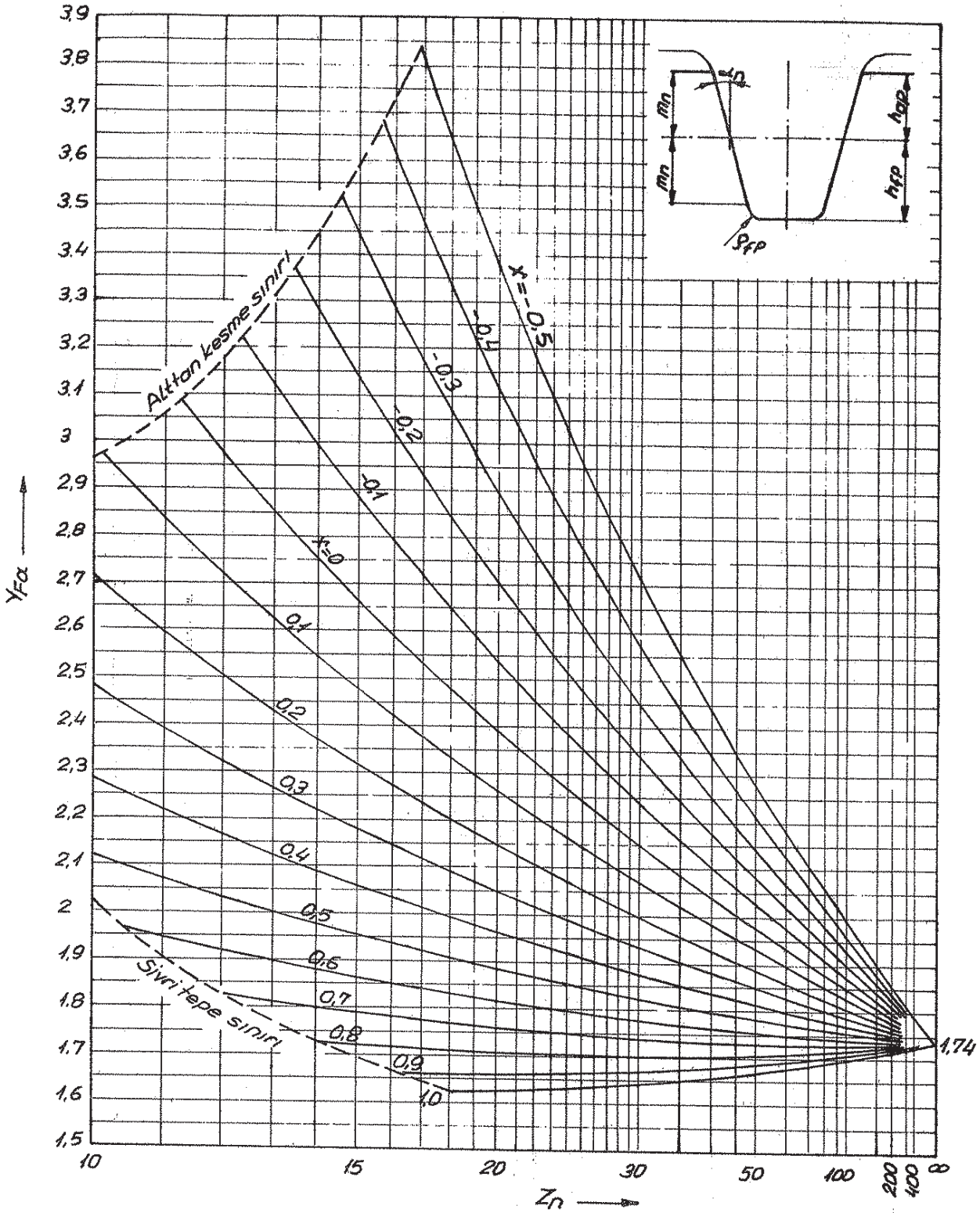


Dış yüksekliği $h = h_{fp} + h_{cp}$ ve $P_F = P_{fp} / 2$ (normal hal) olan iç dişliler için: $Y_{Fa} = 1.881$; $Z_n = \infty$ da $Y_{Fa} = Y_{Fa\infty}$

Şekil 10.12/41 - Dış dişliler için, dış form faktörü Y_{Fa} .

Referans profili: $\alpha_n = 22.5^\circ$; $h_{cp} / m_n = 1.0$

$h_{fp} / m_n = 1.25$; $P_{fp} / m_n = 0.4$



Diş yüksekliği $h = h_{fp} + h_{mp}$ ve $\beta_f = \beta_{fp}/2$ (normal hal) olan iç dişliler için : $Y_{Fa} = 1,711$; $Z_n = \infty$ da $Y_{Fa} = Y_{Fa\infty}$

Şekil 10-12/12 - Diş dişliler için , diş form faktörü Y_{Fa} .

Referans profili : $\alpha_n = 25^\circ$; $h_{mp}/m_n = 1,0$;

$h_{fp}/m_n = 1,25$; $\beta_{fp}/m_n = 0,348$

$$q_s = \frac{S_{Fn}}{2 \cdot P_F} \quad (\text{Eşitlik 10/6})$$

- Dış dişliler için :

$$S_{Fn} - \text{Eşitlik 10/18-2}$$

$$h_{Fe} - \text{Eşitlik 10/18-3}$$

$$P_F - \text{Eşitlik 10/18-8}$$

- İç dişliler için :

$$S_{Fn} - \text{Eşitlik 10/18-14}$$

$$h_{Fe} - \text{Eşitlik 10/18-15}$$

$$P_F - \text{Eşitlik 10/18-16}$$

(10/18-24) eşitliğinin geçerlilik alanı : $1 \leq q_s < 8$

• Gerilme düzeltme faktörü Y_{Sa} nın elde edilmesi , metot C :

Y_{Sa} , Y_{Fa} da olduğu gibi sadece $E_{\sigma n} < 2$ olan dişliler için geçerlidir.

a) Grafik yoluyla ;

En çok kullanılan referans profillerinde , eşdeğer diş sayısı Z_n ve profil kaydırma faktörü X e bağlı olarak Y_{Sa} faktörü ; Şekil 10-12/13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20 deki diyagramlardan okunabilir.

b) Hesap yoluyla ;

$$Y_{Sa} = (1.2 + 0.13 L_a) \cdot q_s \left(\frac{1}{1.21 + 2.3/L_a} \right) \quad (10/18-26)$$

$$L_a = \frac{S_{Fn}}{h_{Fa}} \quad (10/18-27)$$

- Dış dişliler için :

$$S_{Fn} - \text{Eşitlik 10/18-2}$$

$$h_{Fa} - \text{Eşitlik 10/18-22}$$

- İç dişliler için :

$$S_{Fn} - \text{Eşitlik 10/18-24}$$

$$h_{Fa} - \text{Eşitlik 10/18-23}$$

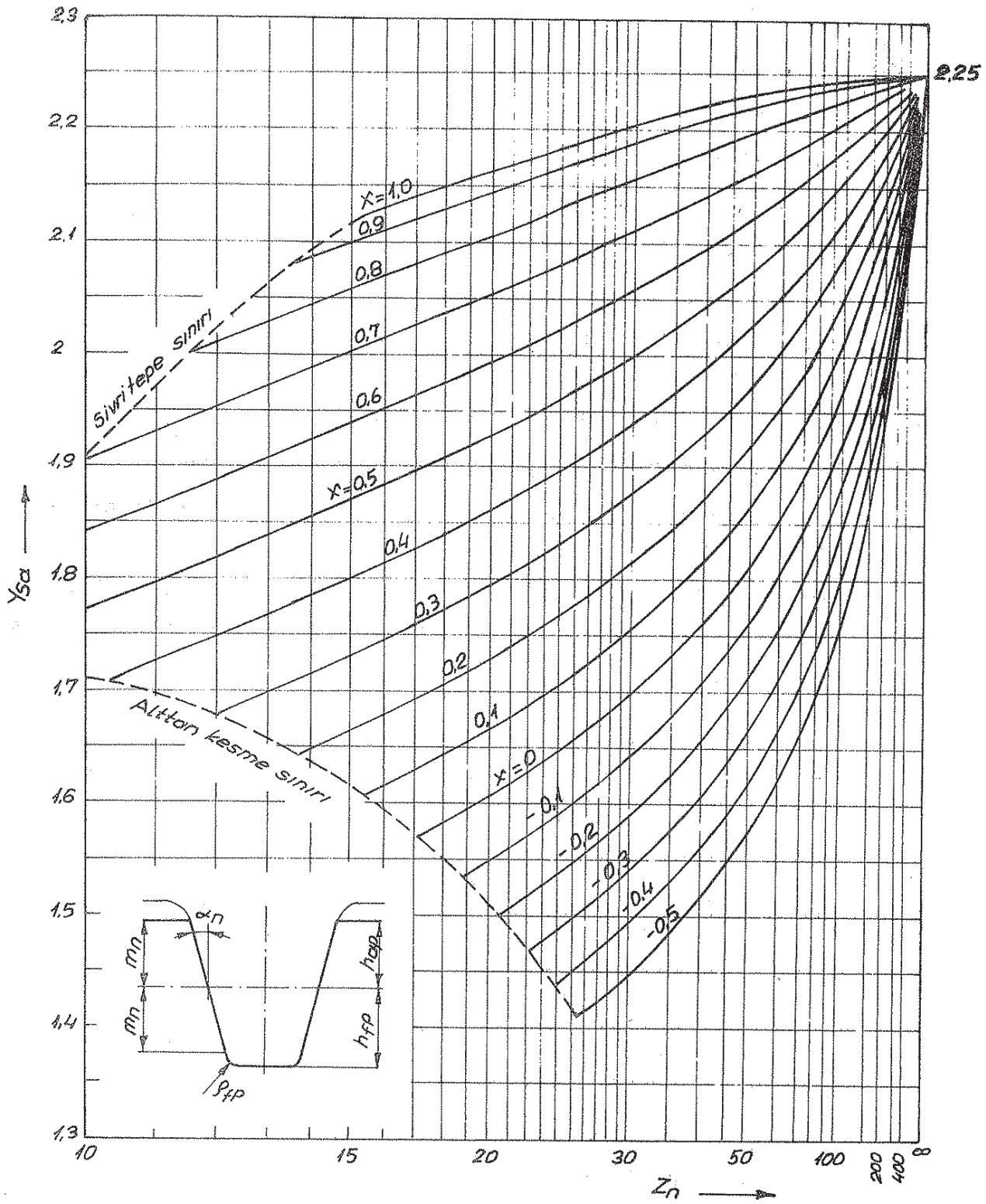
$$q_s - \text{Eşitlik 10/6}$$

(10/18-26) eşitliğinin geçerlilik alanı : $1 \leq q_s < 8$

• Diş başı form faktörü Y_{FS} nin grafik yoluyla elde edilmesi , metot C :

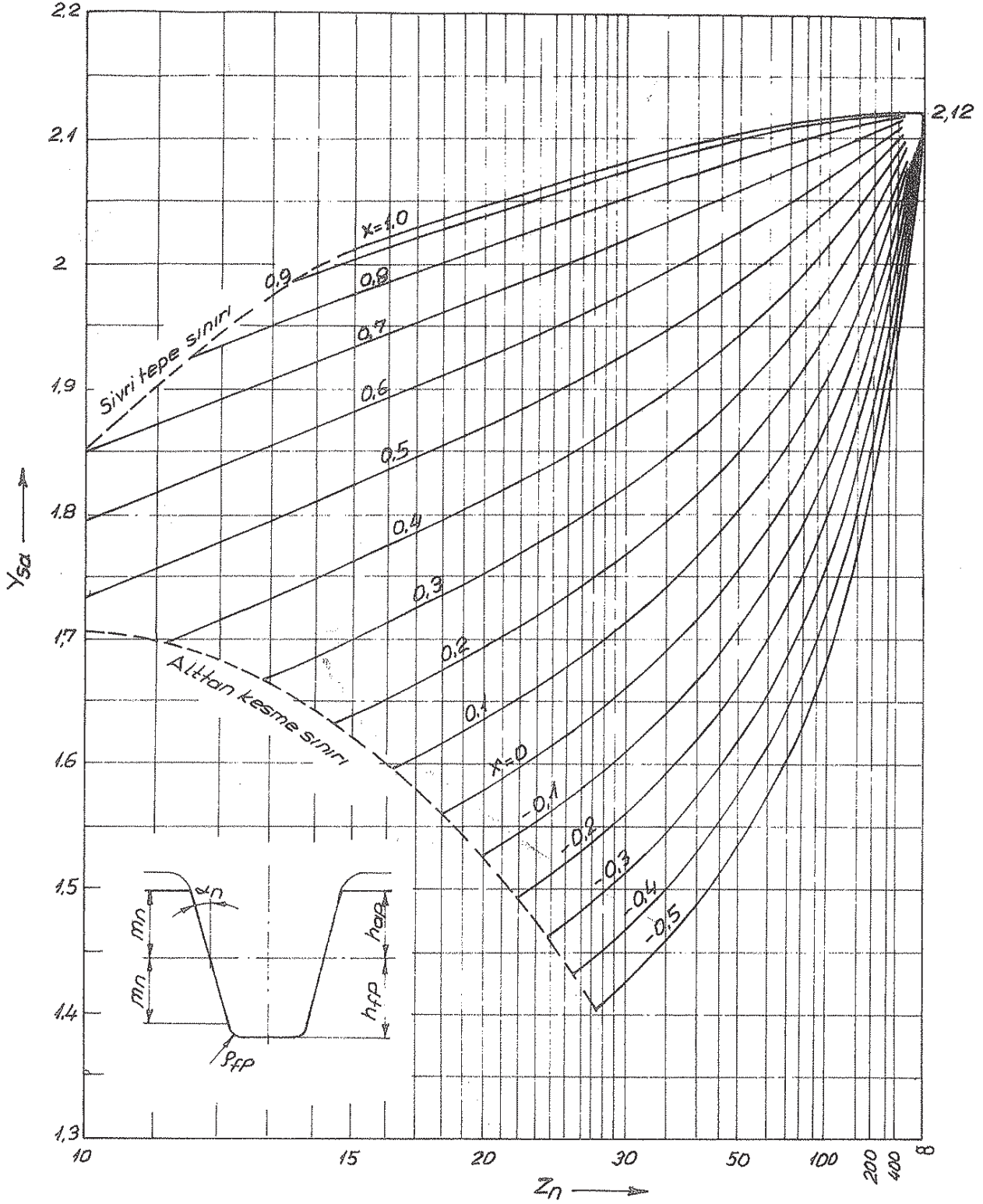
$$Y_{FS} = Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \quad (\text{Eşitlik 10/15})$$

Eşdeğer diş sayısı Z_n ve profil kaydırma faktörü X e bağlı olarak Y_{FS} ; Şekil 10-12/21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28 deki diyagramlardan bulunabilir.



Dış yüksekliği $h = h_{fp} + h_{agg}$ ve $\rho_F = \rho_{fp} / 2$ (normal hal) olan iç dişliler için : $Y_{sa} = 2,815$; $Z_n = \infty$ da $Y_{sa} = Y_{sa\infty}$

Şekil 10-12/13 - Dış dişliler için, gerilme düzeltme faktörü Y_{sa}
Referans profili : $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{agg}/m_n = 1,0$;
 $h_{fp}/m_n = 1,25$; $\rho_{fp}/m_n = 0,25$

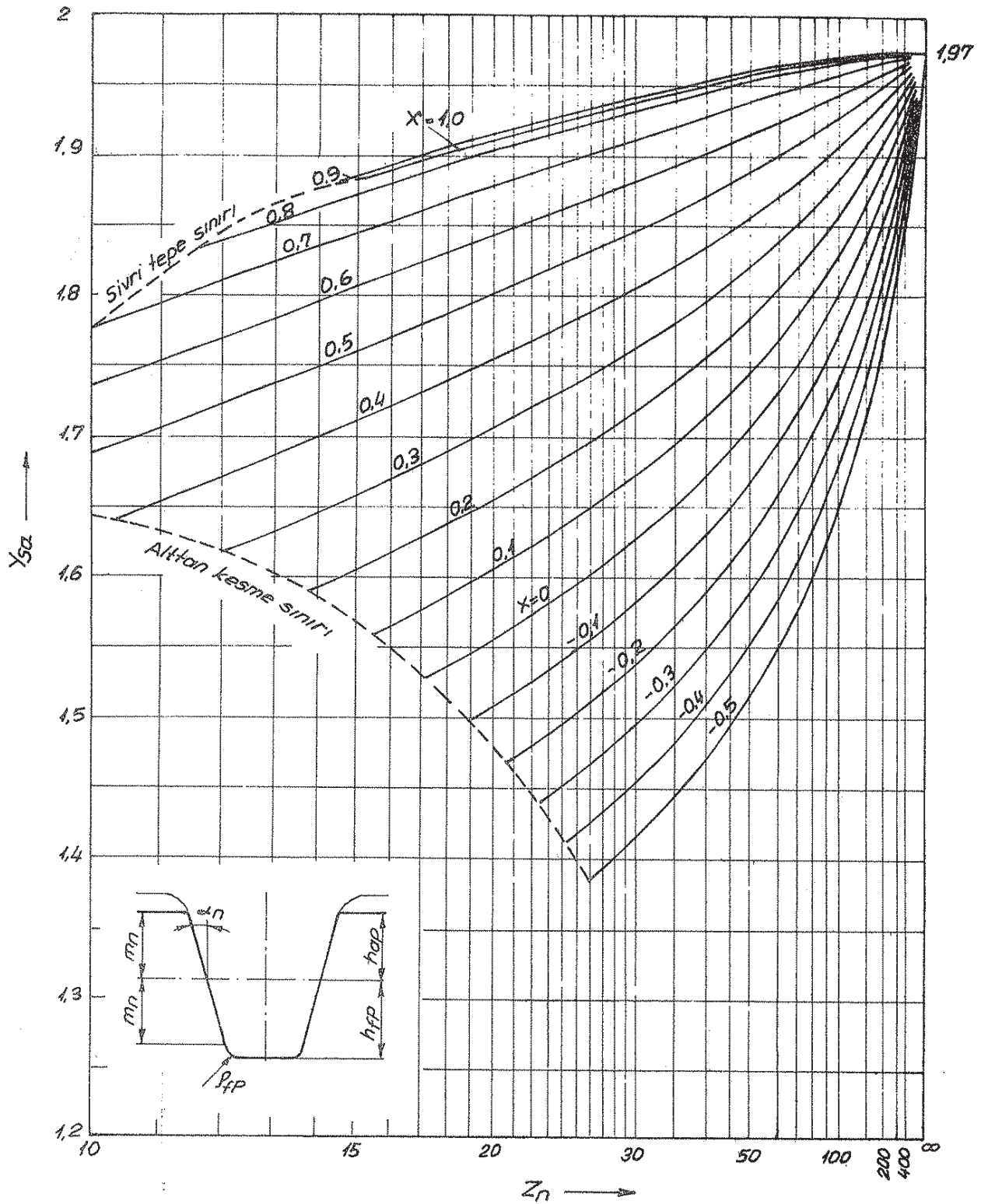


Dış yüksekliği $h = h_{fp} + h_{afd}$ ve $p_f = p_{fp}/2$ (normal hal) olan iç dişliler için: $Y_{sa} = 2,657$; $Z_n = \infty$ da $Y_{sa} = Y_{sa\infty}$

Şekil 10-12/14 - Dış dişliler için, gerilme düzeltme faktörü Y_{sa} .

Referans profili : $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{afd}/m_n = 1,0$;

$h_{fp}/m_n = 1,25$; $p_{fp}/m_n = 0,3$

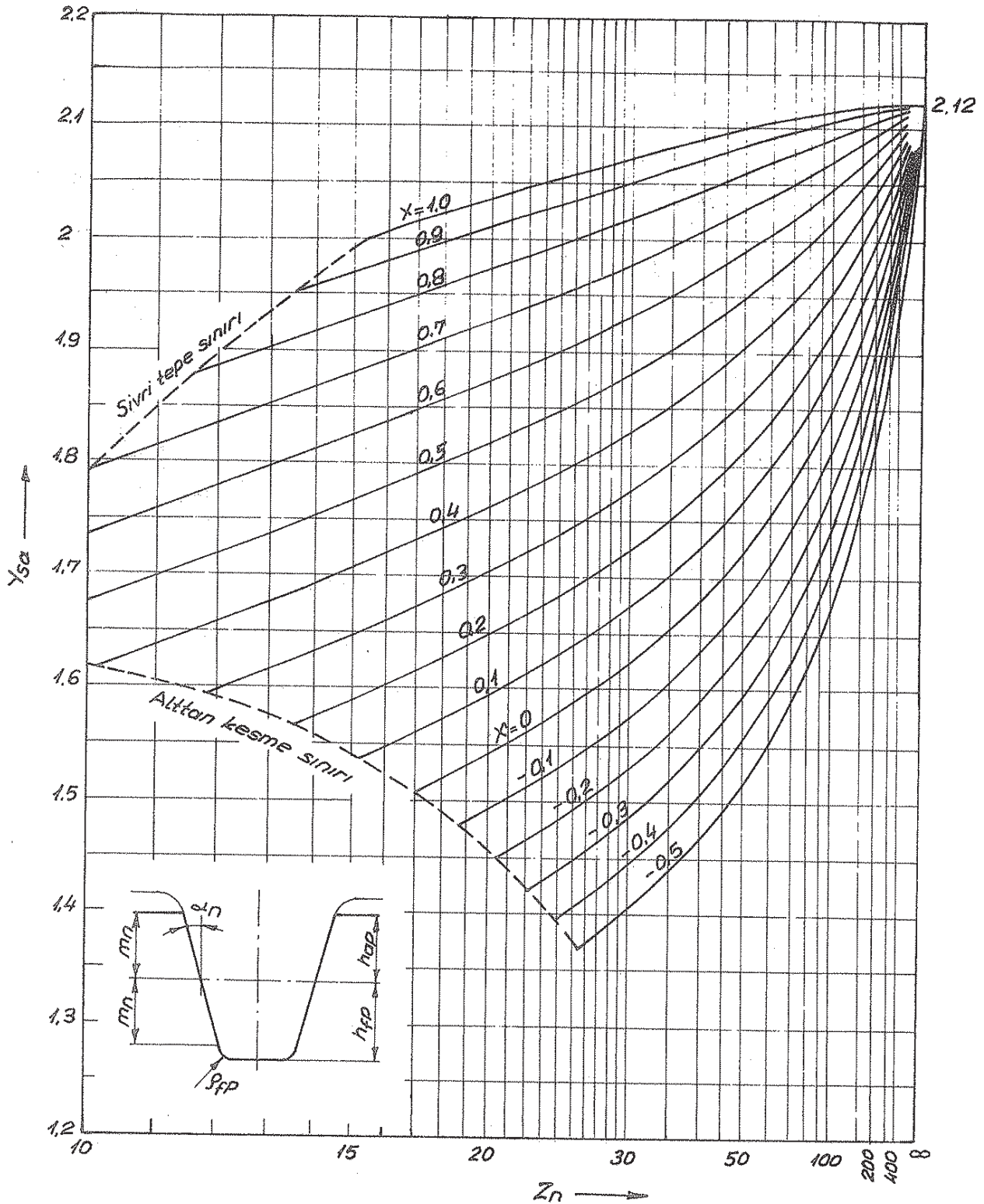


Dış yüksekliği $h = h_{fp} + h_{dp}$ ve $\rho_F = \rho_{fp} / 2$ (normal hal) olan iç dişliler için : $Y_{sa} = 2,474$; $Z_N = \infty$ da $Y_{sa} = Y_{sa\infty}$

Şekil 10.12/15 - Dış dişliler için, gerilme düzeltme faktörü Y_{sa} .

Referans profili : $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{dp} / m_n = 1,0$; $h_{fp} / m_n = 1,25$;

$\rho_{fp} / m_n = 0,375$

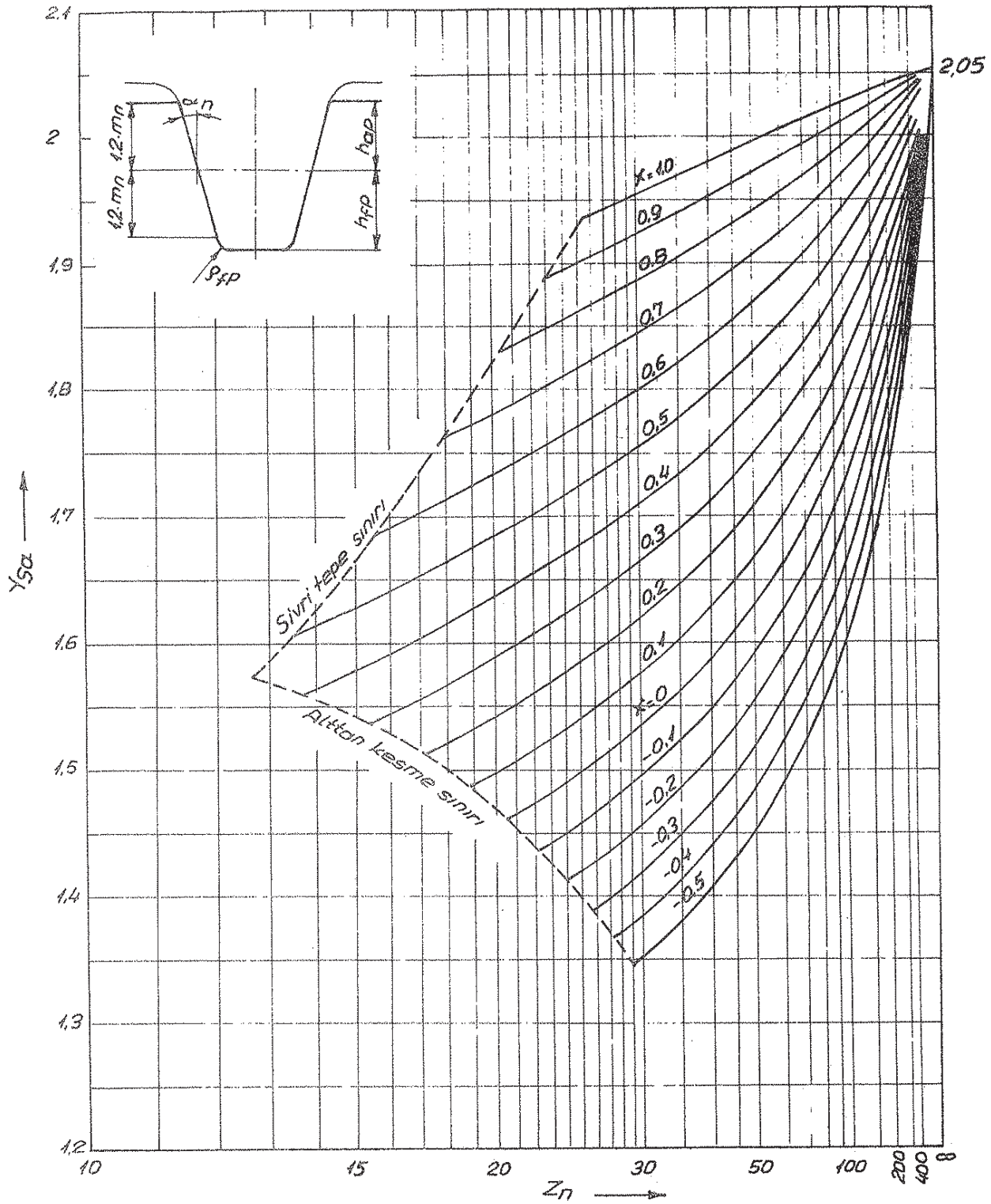


Diş yüksekliği $h = h_{fp} + h_{dp}$ ve $\rho_F = \rho_{fp}/2$ (normal hal) olan iç dişliler için: $Y_{sa} = 2,655$; $Z_n = \infty$ da $Y_{sa} = Y_{sa\infty}$

Şekil 10.12/16 - Diş dişliler için, gerilme düzeltme faktörü Y_{sa} .

Referans profili: $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{dp}/m_n = 1,0$;

$h_{fp}/m_n = 1,35$; $\rho_{fp}/m_n = 0,3$

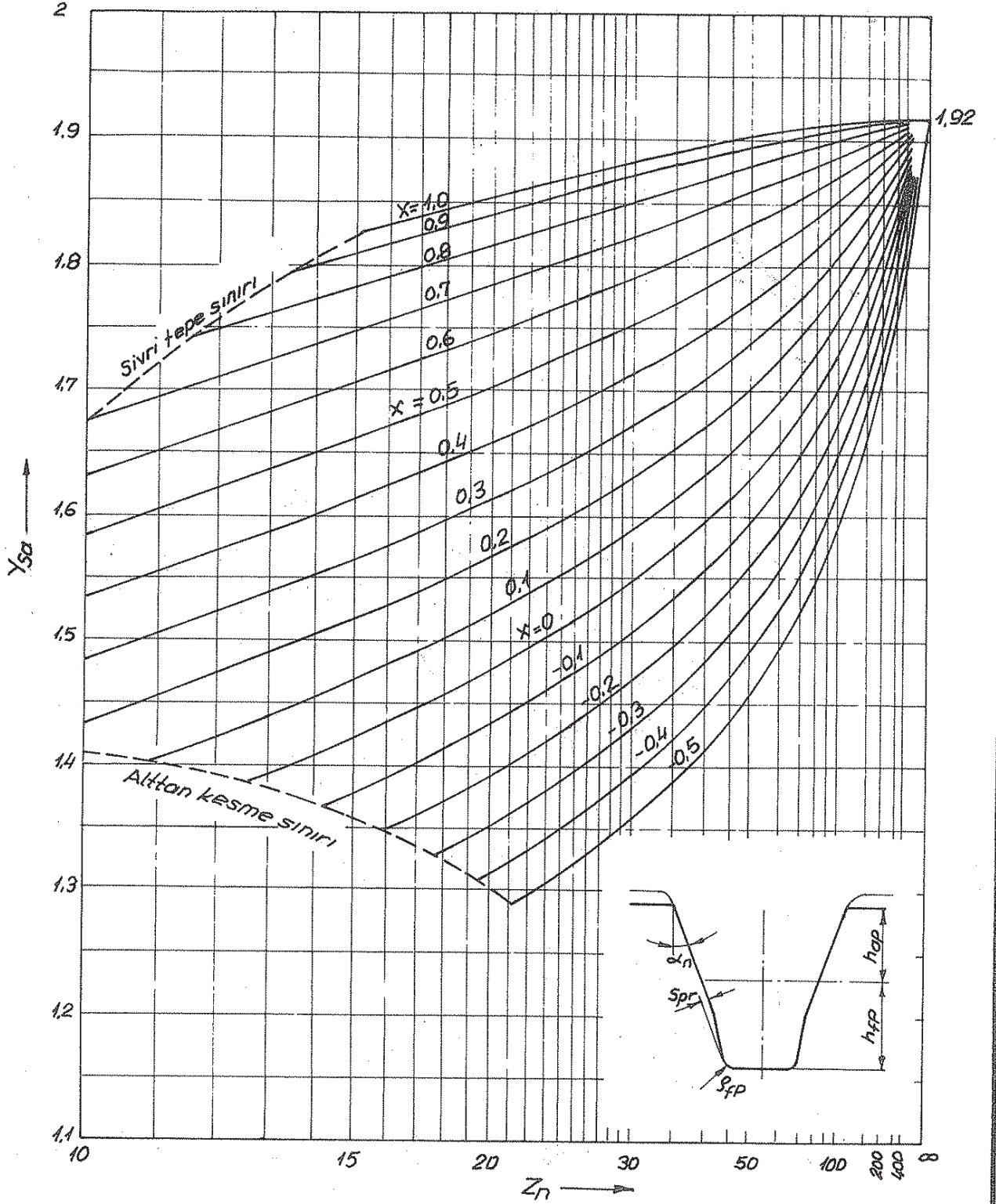


$Dış\ yüksekliği\ h = h_{fp} + h_{dp}$ ve $P_F = P_{fp}/2$ (normal hal) olan iç dişliler için : $Y_{sa} = 2,522$; $Z_n = \infty$ da $Y_{sa} = Y_{sa\infty}$

Şekil 10-12/17 - Dış dişliler için, gerilme düzeltme faktörü Y_{sa}

Referans profili : $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{dp}/m_n = 1,2$;

$h_{fp}/m_n = 1,5$; $P_{fp}/m_n = 0,3$

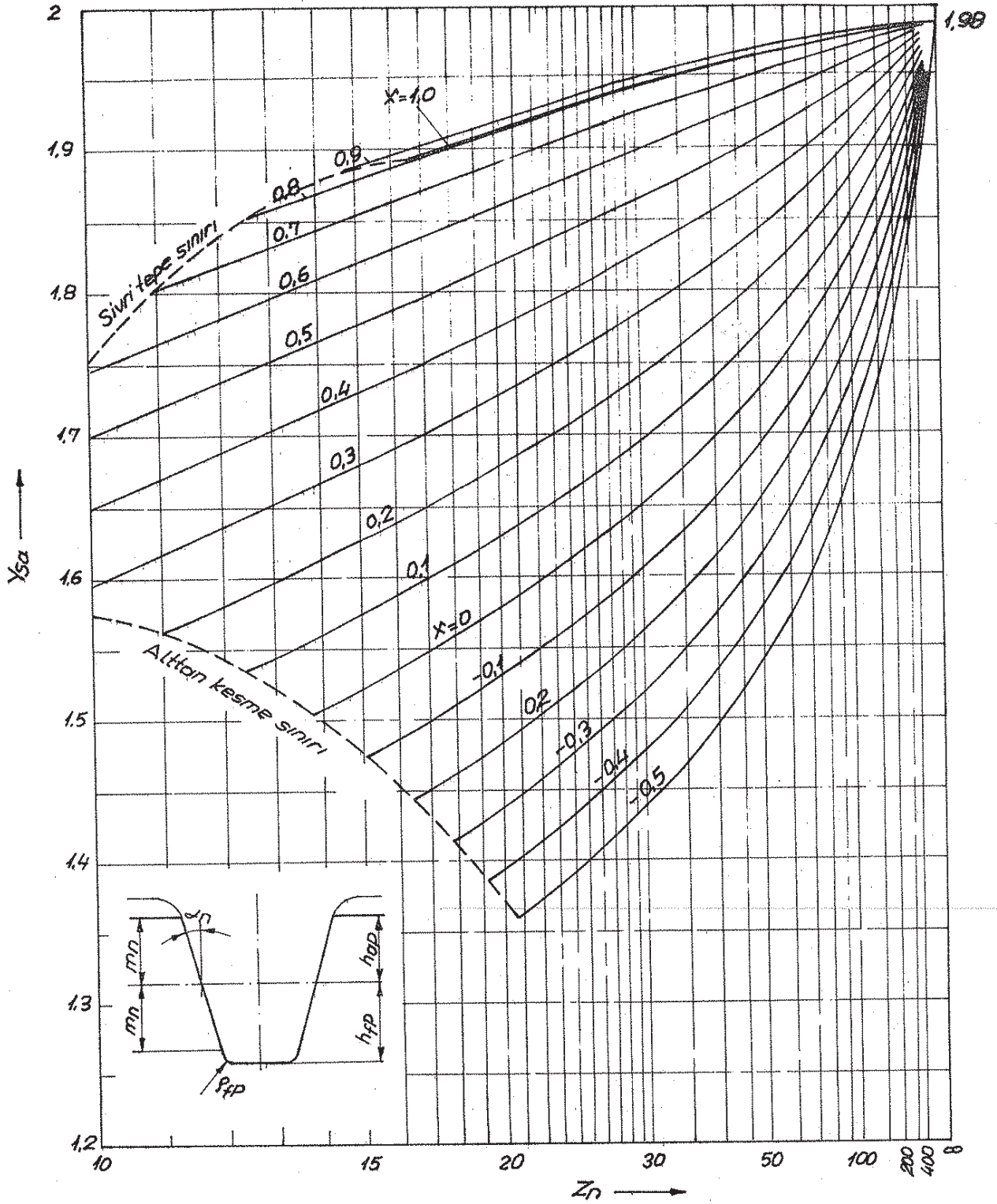


$S_F = S_{fp}/2$ olan iç dişliler için bir açıklama yok

Şekil 10.12/18 - Dış dişliler için, gerilme düzeltme faktörü Y_{sa} .

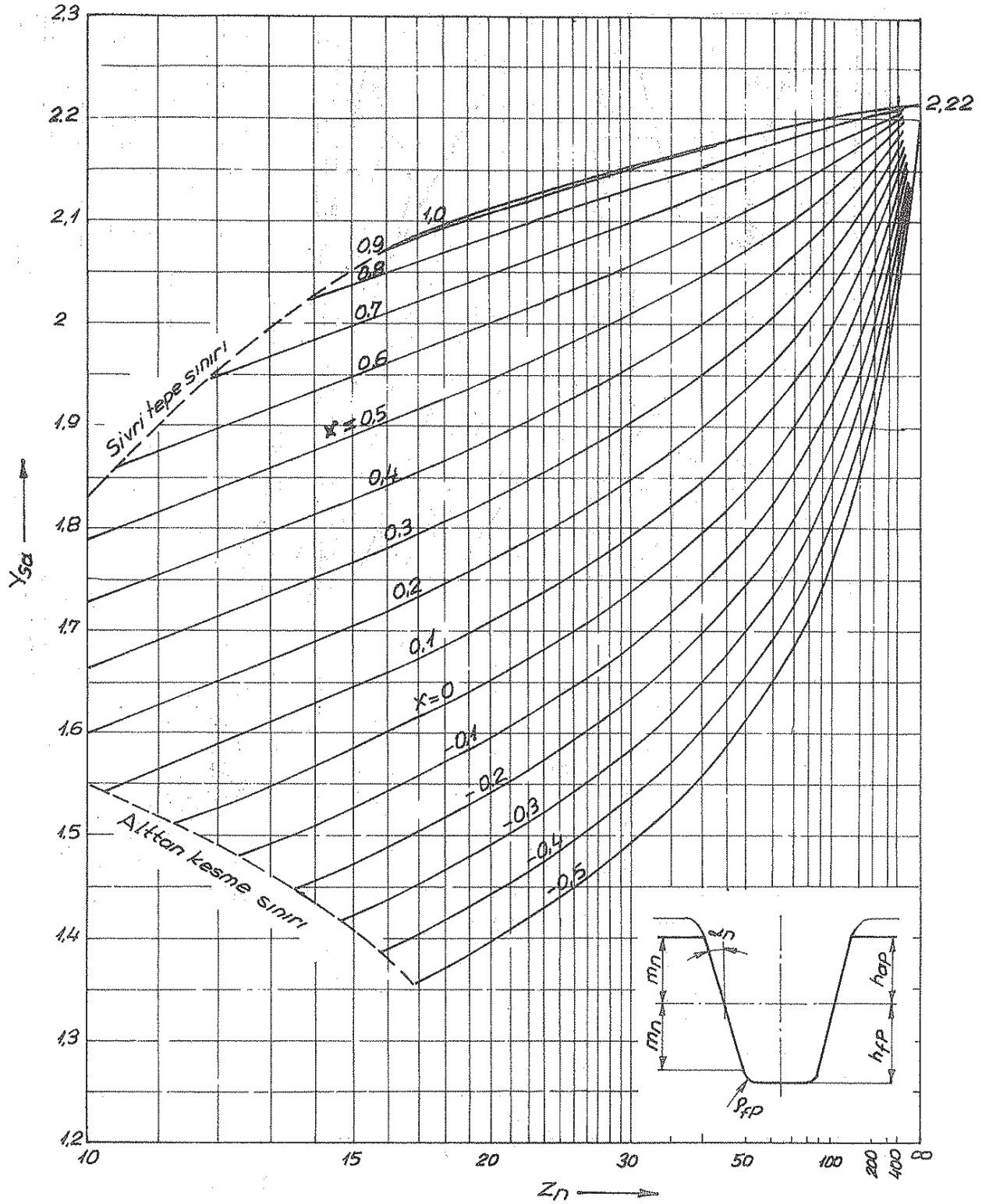
Referans profili : $\alpha_n = 20^\circ$, $h_{ap}/m_n = 1.0$; $h_{fp}/m_n = 1.4$;

$S_{fp}/m_n = 0.4$; $S_{pr} = 0.02 m_n$ (daha büyük modüllerde daha küçük değerler maksada uygundur).



Diş yüksekliği $h = h_{fp} + h_{dp}$ ve $p_F = p_{fp}/2$ (normal hal) olan iç dişliler için : $Y_{sa} = 2,506$; $Z_1 = \infty$ da $Y_{sa} = Y_{sa\infty}$

Şekil 10.12/19 - Diş dişliler için, gerilme düzeltme faktörü Y_{sa}
Referans profili : $\alpha_n = 22,5^\circ$; $h_{dp}/m_n = 1,0$;
 $h_{fp}/m_n = 1,25$; $p_{fp}/m_n = 0,4$

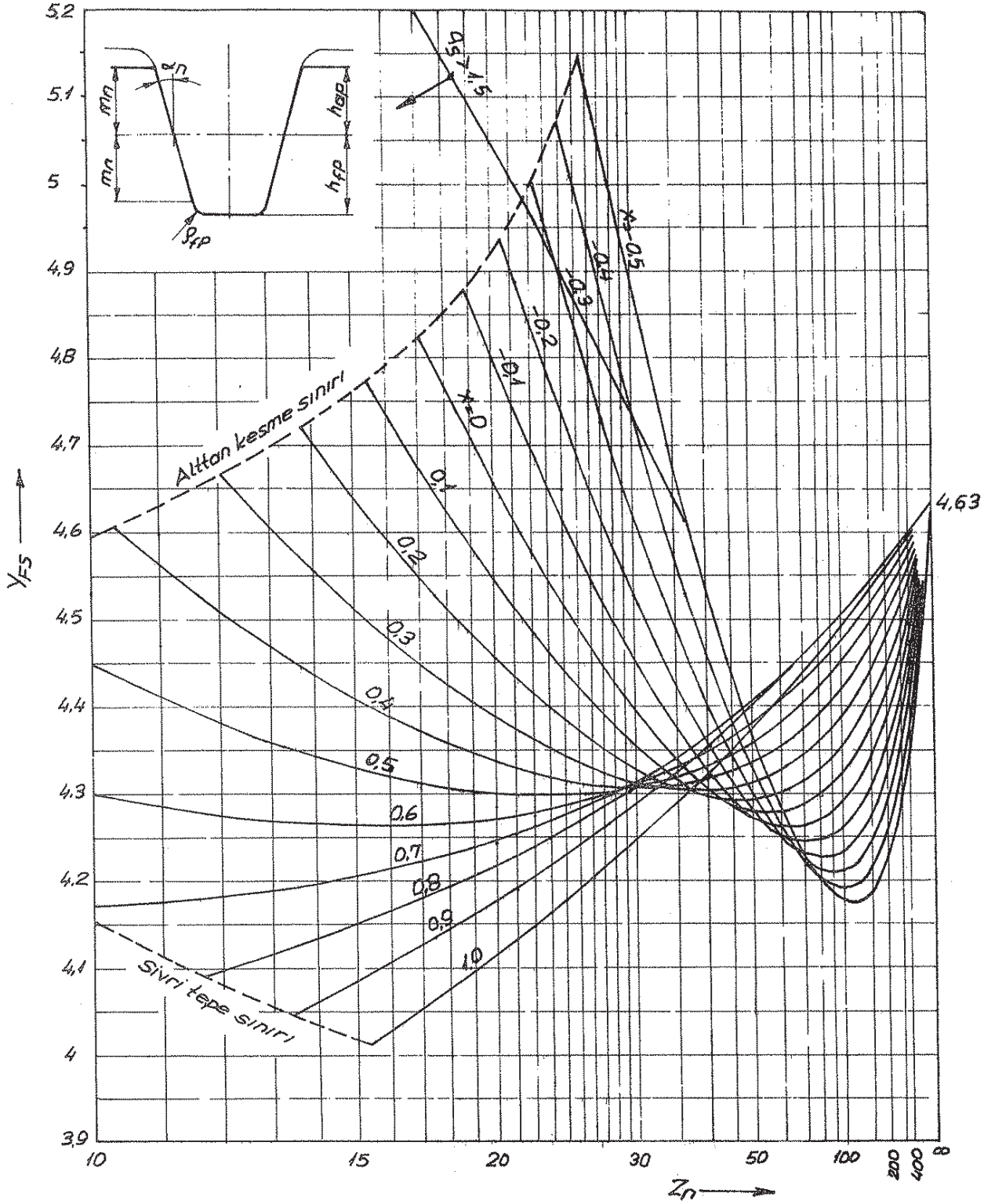


Dış yüksekliği $h = h_{fp} + h_{dp}$ ve $\rho_f = \rho_{fp}/2$ (normal hal) olan iç dişliler için : $Y_{sa} = 2,807$; $Z_n = \infty$ da $Y_{sa} = Y_{sa\infty}$

Şekil 10.12/20 - Dış dişliler için, gerilme düzeltme faktörü Y_{sa} .

Referans profili: $\alpha_n = 25^\circ$; $h_{dp}/m_n = 1,0$;

$h_{fp}/m_n = 1,25$; $\rho_{fp}/m_n = 0,318$

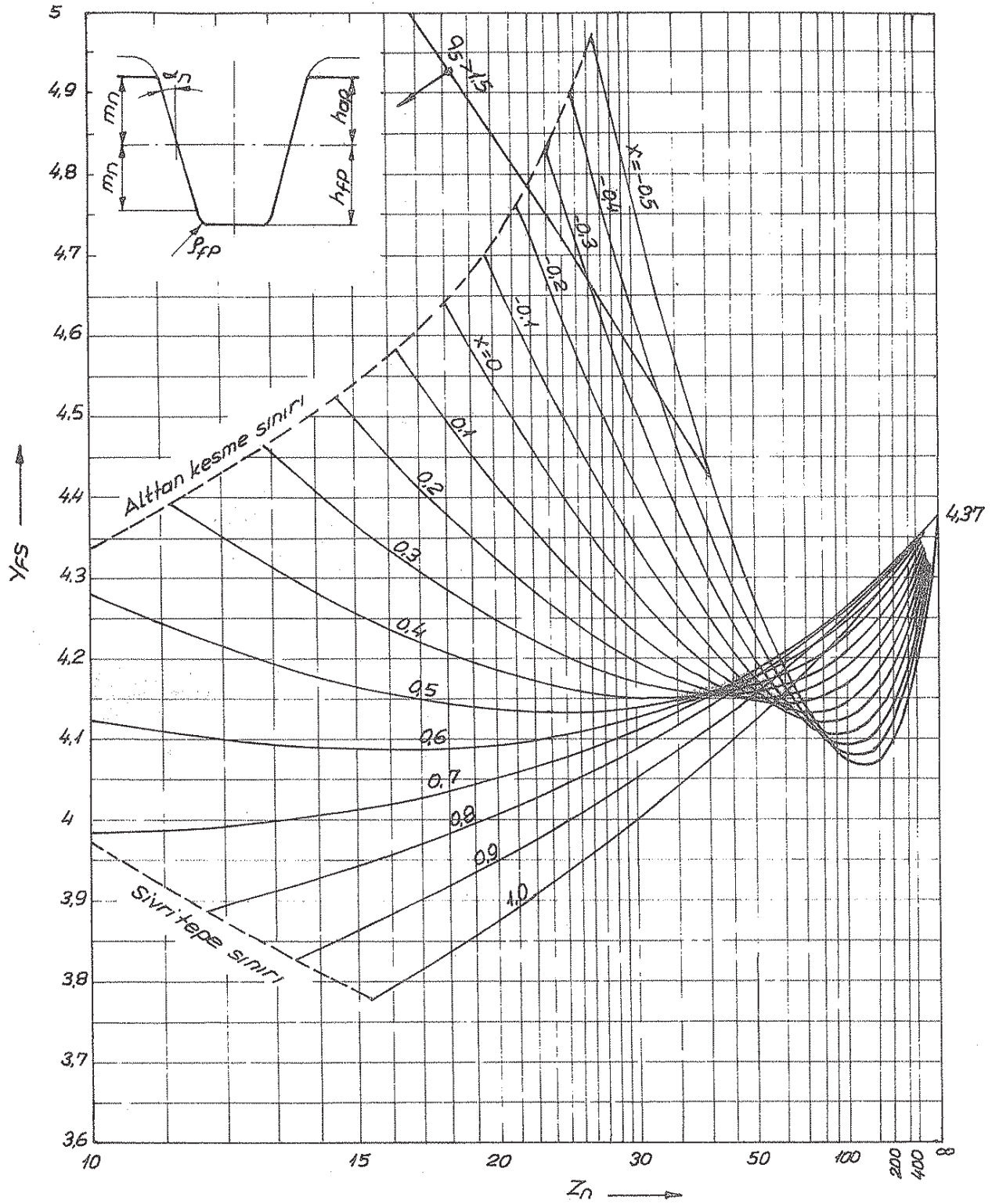


Diş yüksekliği $h=h_{fp}+h_{add}$ ve $S_F=S_{fp}/2$ (normal hal) olan iç dişliler için : $Y_{FS} = 5,793$; $Z_N = \infty$ da $Y_{FS} = Y_{FS\infty}$

Şekil 10.12/21 - Diş dişliler için, diş başı faktörü $Y_{FS} = (Y_{Fa} \cdot Y_{Sa})$.

Referans profili : $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{add}/m_n = 1,0$;

$h_{fp}/m_n = 1,25$; $S_{fp}/m_n = 0,25$.

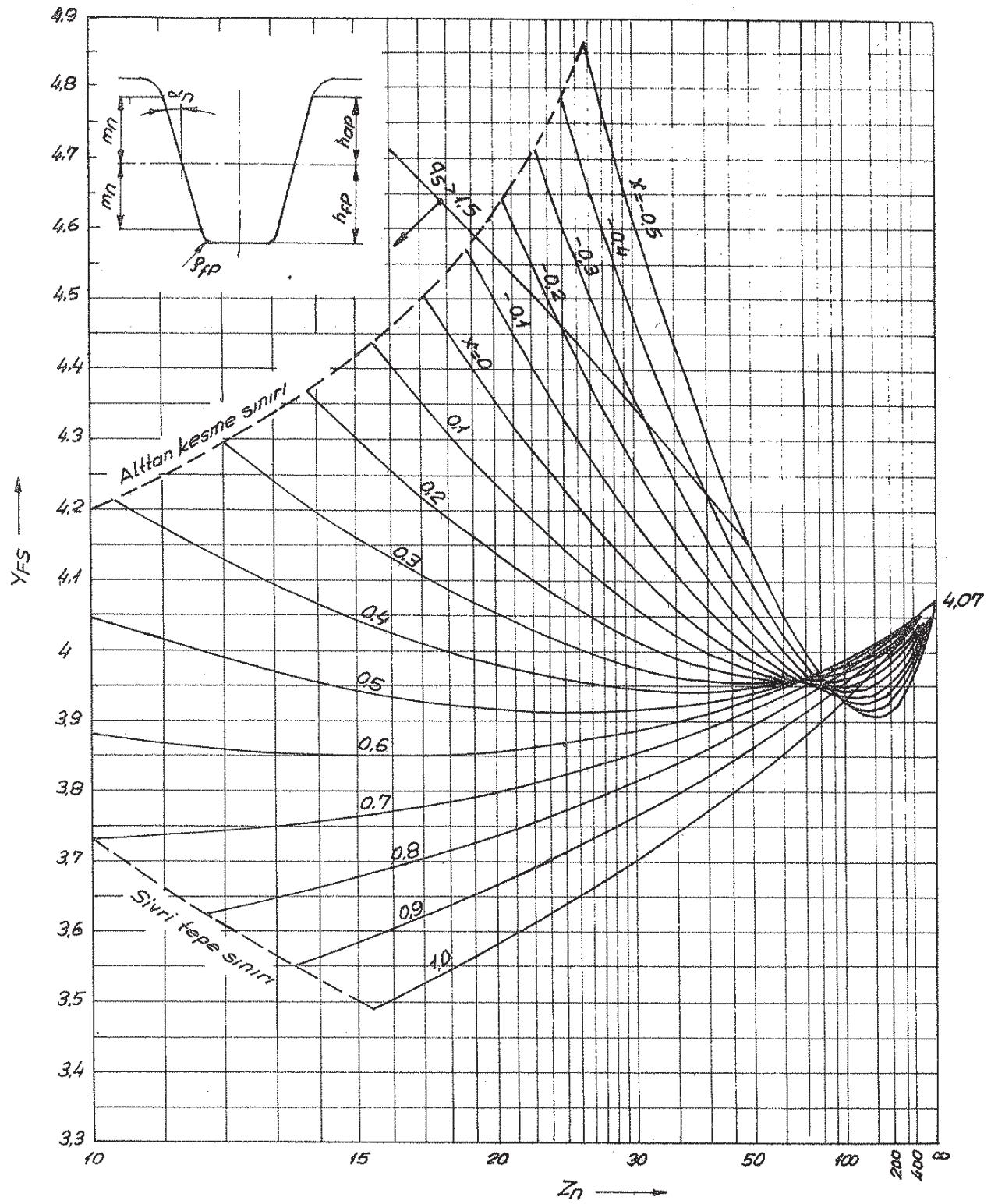


Dış yüksekliği $h = h_{fp} + h_{dp}$ ve $\beta_F = \beta_{fp}/2$ (normal hal) olan iç dişliler için: $Y_{FS} = 5,476$; $Z_n = \infty$ da $Y_{FS} = Y_{FS\infty}$

Şekil 10.12/22 - Dış dişliler için, dış başı faktörü $Y_{FS} = (Y_{Fa} \cdot Y_{Sa})$.

Referans profili: $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{dp}/m_n = 1,0$;

$h_{fp}/m_n = 1,25$; $\beta_{fp}/m_n = 0,3$

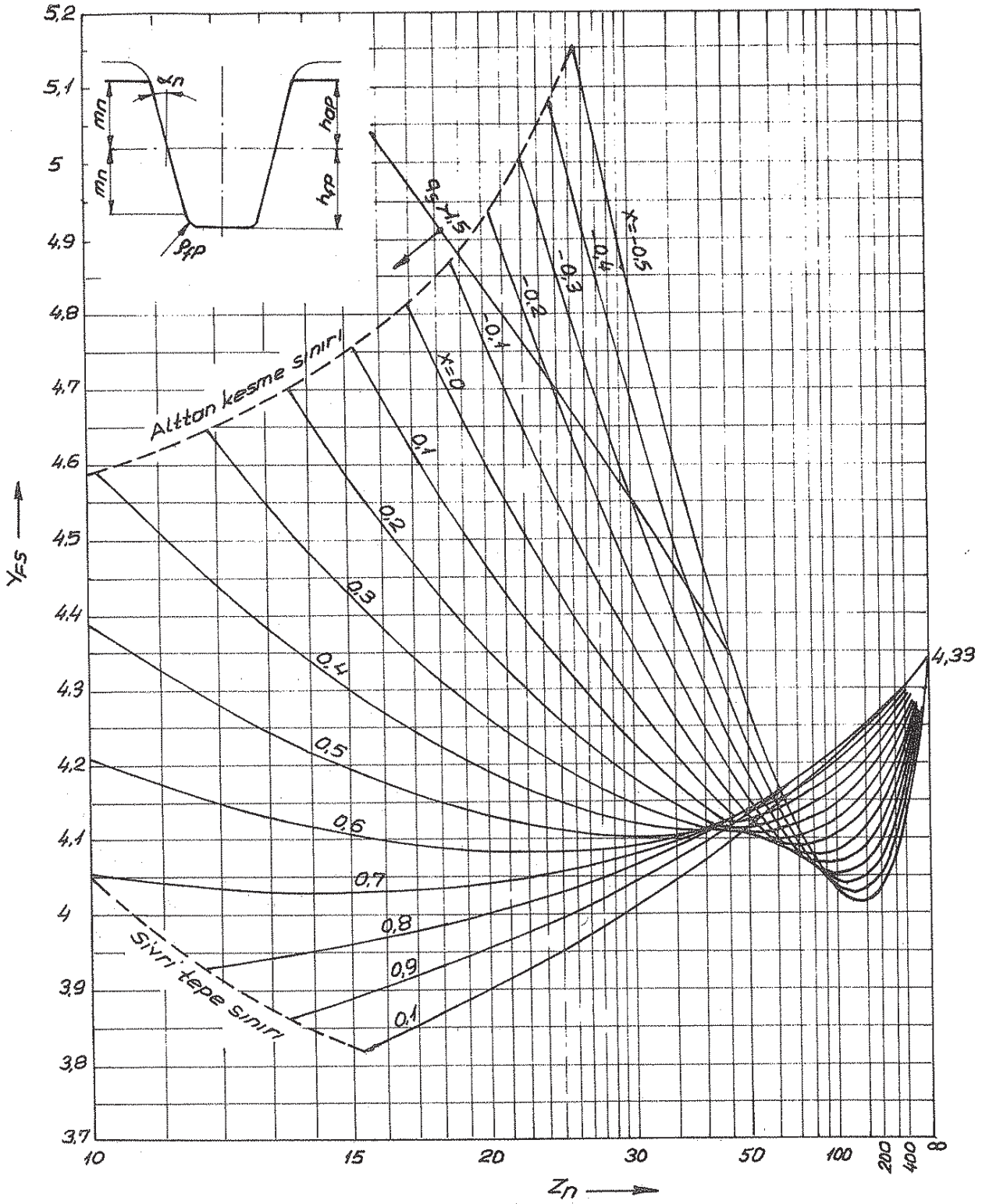


Diş yüksekliği $h = h_{fp} + h_{hp}$ ve $P_f = P_{fp}/2$ (normal hal) olan iç dişliler için: $Y_{FS} = 5,109$; $Z_n = \infty$ da $Y_{FS} = Y_{FS\infty}$

Şekil 10.12/23 - Diş dişliler için, diş başı faktörü $Y_{FS} = (Y_{Fa} \cdot Y_{Sa})$.

Referans profili : $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{hp}/m_n = 1,0$;

$h_{fp}/m_n = 1,25$; $P_{fp}/m_n = 0,375$

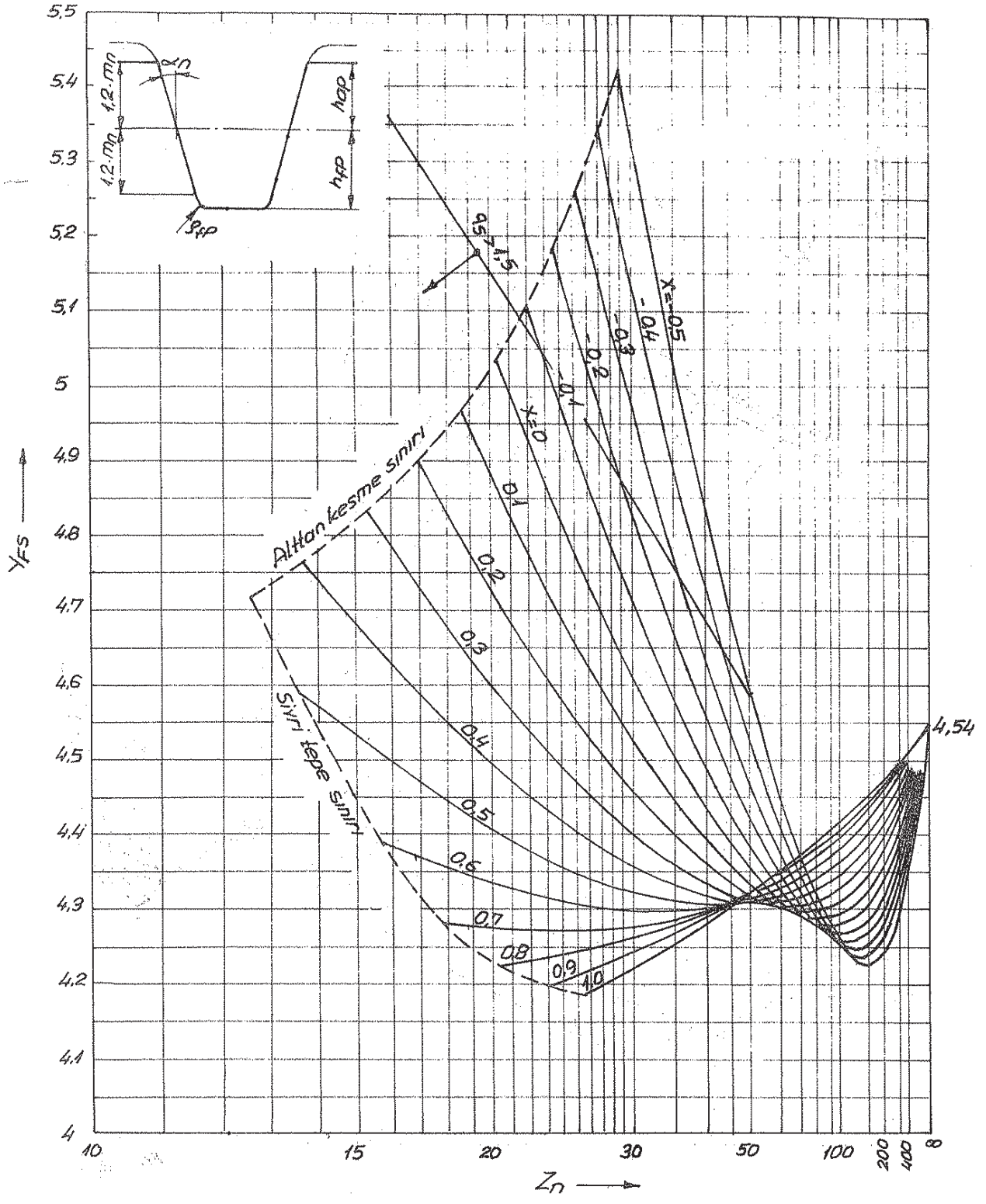


Dış yüksekligi $h = h_{fp} + h_{dp}$ ve $\rho_F = \rho_{fp}/2$ (normal hal) olan iç dişliler için : $Y_{FS} = 5,414$; $Z_n = \infty$ da $Y_{FS} = Y_{FS\infty}$

Şekil 10-12/24 - Dış dişliler için, dış başı faktörü $Y_{FS} = (Y_{Fa} \cdot Y_{Sa})$.

Referans profili : $\phi_n = 20^\circ$; $h_{dp}/m_n = 1,0$;

$h_{fp}/m_n = 1,35$; $\rho_{fp}/m_n = 0,3$

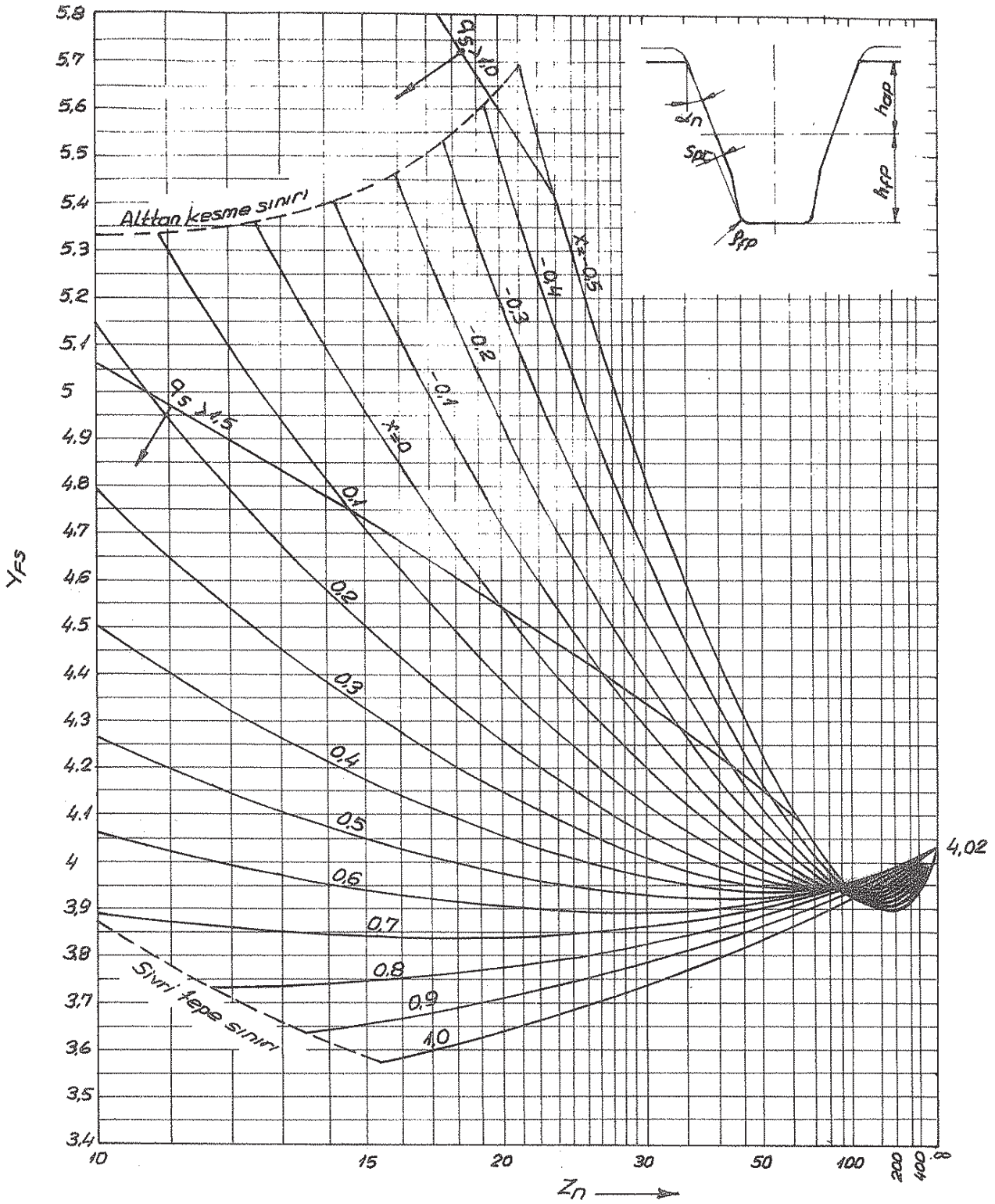


Diş yüksekliği $h = h_{fp} + h_{dp}$ ve $\rho_F = \rho_{fp}/2$ (normal hal) olan iç dişliler için : $Y_{FS} = 5.556$; $Z_N = \infty$ da $Y_{FS} = Y_{FS\infty}$

Sekil 10-12/25 - Diş dişliler için , diş başı faktörü $Y_{FS} = (Y_{Fa} \cdot Y_{Sa})$.

Referans profili : $\phi_n = 20^\circ$; $h_{dp}/m_n = 1.2$;

$h_{fp}/m_n = 1.5$; $\rho_{fp}/m_n = 0.3$.

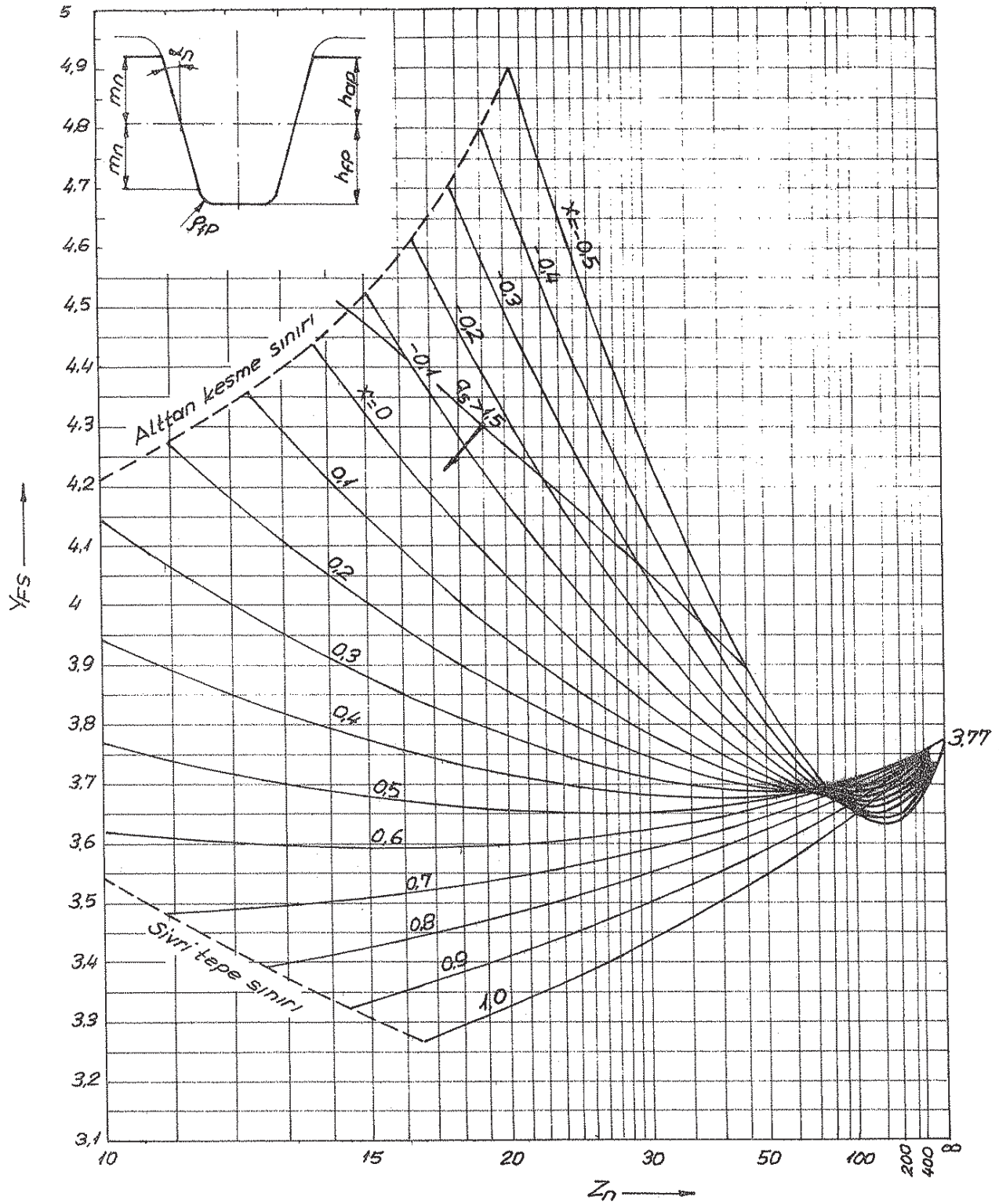


$\beta_f = \beta_{fp} / 2$ olan iç dişliler için bir açıklama yok.

Şekil 10.12/26 - Diş dişliler için diş başı faktörü $Y_{FS} = (Y_{Fa} \cdot Y_{Sa})$.

Referans profili : $\alpha_n = 20^\circ$; $h_{ap} / m_n = 1.0$; $h_{fp} / m_n = 1.4$;

$\beta_{fp} / m_n = 0.4$; $s_{pr} = 0.02 \cdot m_n$ (daha büyük modüllerde daha küçük değerler maksada uygundur).

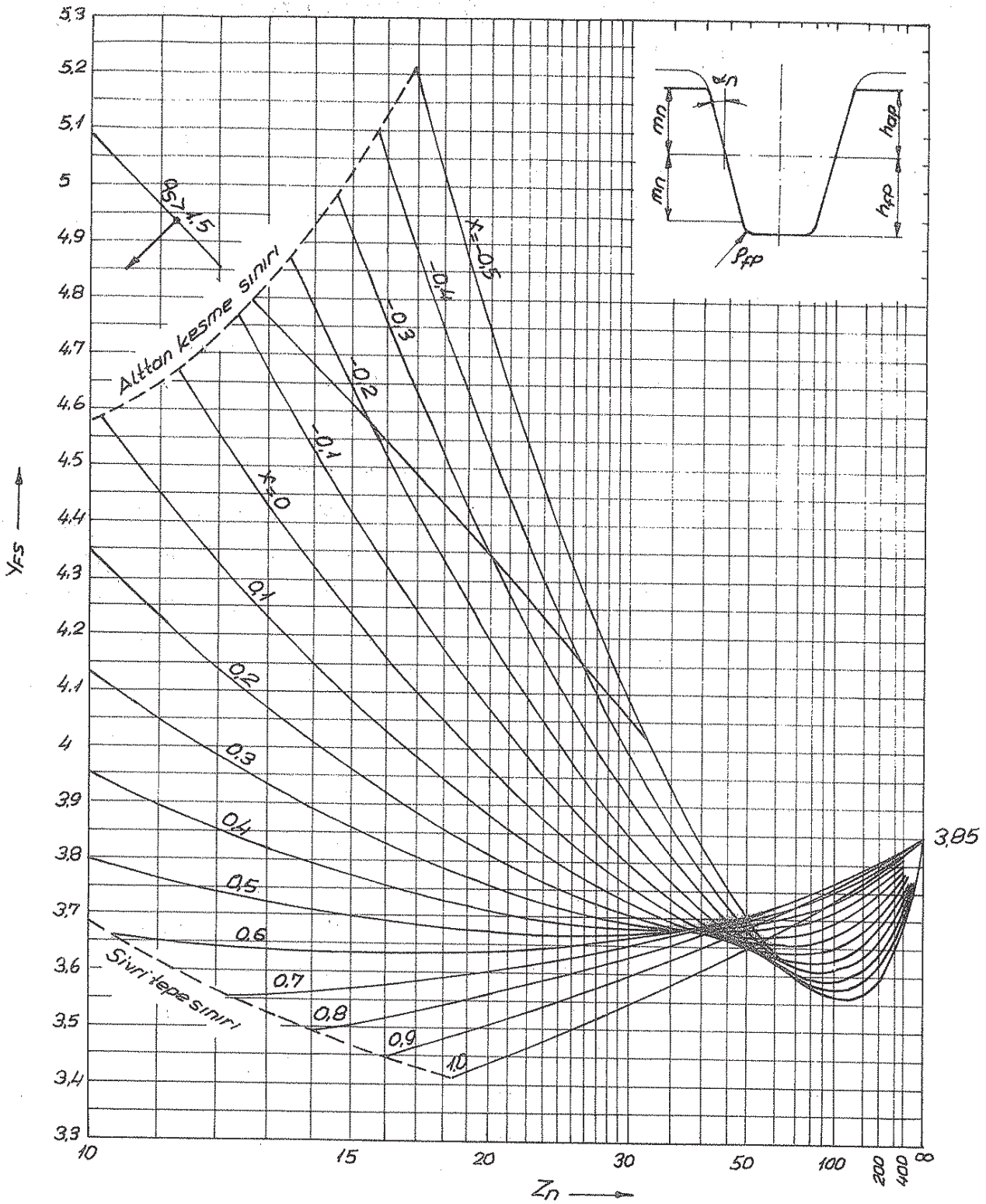


Dış yüksekliği $h = h_{fp} + h_{add}$ ve $p_f = p_{fp}/2$ (normal hal) olan iç dişliler için : $Y_{FS} = 4.714$; $Z_N = \infty$ da $Y_{FS} = Y_{FS\infty}$

Şekil 10.12/27 - Dış dişliler için , dış başı faktörü $Y_{FS} = (Y_{Fa} \cdot Y_{Sa})$.

Referans profili : $\alpha_n = 22.5^\circ$; $h_{add}/mn = 1.0$;

$h_{fp}/mn = 1.25$; $p_{fp}/mn = 0.4$.



Diş yüksekliği $h = h_{fp} + h_{cp}$ ve $p_f = p_{fp}/2$ (normal hal) olan iç dişliler için : $Y_{FS} = 4.803$; $Z_n = \infty$ da $Y_{FS} = Y_{FS\infty}$

Şekil 10.12/2B - Diş dişliler için, diş başı faktörü $Y_{FS} = (Y_{Fa} \cdot Y_{Sa})$.

Referans profili : $\alpha_n = 25^\circ$; $h_{cp}/m_n = 1.0$;

$h_{fp}/m_n = 1.25$; $p_{fp}/m_n = 0.318$.

10.2 - Müsaade edilen dış taban gerilmesi (Dış tabanı emniyet gerilmesi) σ_{FP}

Çentikli parçalar için kullanılan semboller ile, emniyet katsayısı 1 olan titreşimli zorlanma halindeki elemanlar için

$$\sigma_{nom} \leq \sigma_D / \beta_k \quad (10/19)$$

bağıntısı verilir.

σ_{nom} - Nominal gerilme

σ_D - Dış tabanı sürekli titreşim mukavemeti veya dış tabanındaki titreşimli zorlanma hali için sürekli mukavemet değeri (pürüzsüz, parlatılmış nü-mune de)

β_k - Çentik katsayısı (çentik etki-tesir-sayısı)

Eleman üzerindeki çentik, çap değişikliği ve delik gibi kuvvet akışını değiştiren süreksizlik noktaları civarında gerilme artışları (gerilme konsantrasyonu) meydana gelir. Bu noktadaki gerilmeler nominal gerilmenin ($\sigma_{nom.}$) çok üstüne çıkabilir. Geometrik süreksizliğin meydana getirdiği bu artış bir faktörle belirtilir.

$$\alpha_k = \frac{\sigma_{max.}}{\sigma_{nom.}} \quad (10/20)$$

veya

$$\sigma_{max.} = \sigma_{nom.} \cdot \alpha_k \leq \sigma_D \cdot \alpha_k / \beta_k \quad (10/21)$$

dir.

α_k - Çentik form faktörü.

Çentik form faktörünün büyüklüğü, boyut değişimi ve bilhassa çentiğin keskinliğine kuvvetle bağlıdır. Diğer taraftan muhtelif malzemeler arasında çentik tesirine karşı hassasiyet bakımından farklar mevcuttur. Kırılgan malzemeler çentiğe karşı çok, sünek malzemeler ise daha az hassasiyet gösterirler. Bunun sebebini, sünek malzemelerin akma sınırlarının genişliğinde aramalıdır. Çentik noktasındaki gerilme tepeleri sünek malzemelerde kolayca yuvarlatılır. Bu bakımdan malzemenin çentik hassasiyetini de ihtiva eden bir faktör tarif edilmiştir.

$$\eta = \frac{\beta_k - 1}{\alpha_k - 1} \quad (10/22)$$

Burada η malzemenin çentik hassasiyetini gösteren bir faktördür. Çok kırılgan malzemelerde $\eta = 1$, sünek malzemelerde ise $\eta < 1$ dir.

Standart deney çarkının, dış tabanı - sürekli mukavemeti $\sigma_{FLim.}$ ile çentik etki sayısı β_{kt} arasındaki

$$\sigma_{FLim.} = \sigma_D / \beta_{kt} \quad (10/23)$$

bağıntısı gereğince

$$\sigma_{max.} \leq \sigma_{FLim.} \cdot \beta_{KT} \cdot \alpha_K / \beta_K \tag{10/24}$$

yazılabilir. Bu denklem, $n_X = \alpha_K / \beta_K$ ve $\beta_{KT} = \alpha_{KT} / n_{XT}$ tarifleri ile

$$\sigma_{max.} \leq \sigma_{FLim.} \cdot \alpha_{KT} \cdot n_X / n_{XT} \tag{10/25}$$

olur:

α_{KT} - Standart deney çarkının çentik form faktörü (DIN 3990'a göre Y_{ST} olan sembolü ile sabit bir değere sahiptir, $Y_{ST} = 2,0$).

n_X / n_{XT} - Relatif destek sayısı

DIN 3990'a göre,

$$Y_{\delta rel T} = \frac{n_X}{n_{XT}} \tag{10/26}$$

dir:

$Y_{\delta rel T}$ - Sürekli mukavemet için relatif destek sayısı (Şekil 10.13 ile karşılaştırınız).

$Y_{\delta rel T}$ ile ilgili olarak aşağıdaki değerlerde alınabilir (kısaltılmış hesap metodu);

$$\left. \begin{array}{l} q_S \geq 1.5 \text{ ise } Y_{\delta rel T} = 1.0 \\ 1.0 < q_S < 1.5 \text{ ise } Y_{\delta rel T} = 0.95 \end{array} \right\} \tag{10/27}$$

şu halde

$$\sigma_{max.} \leq \sigma_{FLim.} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{\delta rel T} = \sigma_{FE} \cdot Y_{\delta rel T} \tag{10/28}$$

elde edilir ($Y_{ST} \cdot Y_{\delta rel T} = 2,0 \cdot Y_{\delta} / Y_{ST}$ şeklinde yazılabilir burada; Y_{δ} hesaplanan dişli çarka, Y_{ST} deney çarkına ait destek sayılarıdır).

σ_{FE} - Standart deney çarkının dış tabanındaki zorlanma için esas olan gerilme değeri (Cetvel E1.2 ; Şekil E1.2 ; Şekil E1.3b, d, f, h, k, l)

Statik gerilme için benzer şekilde,

$$\sigma_{max.} \leq \sigma_{Fstat.} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{\delta rel T(stat.)} = \sigma_{FES} \cdot Y_{\delta rel T(stat.)} \tag{10/29}$$

ifadesi yazılabilir:

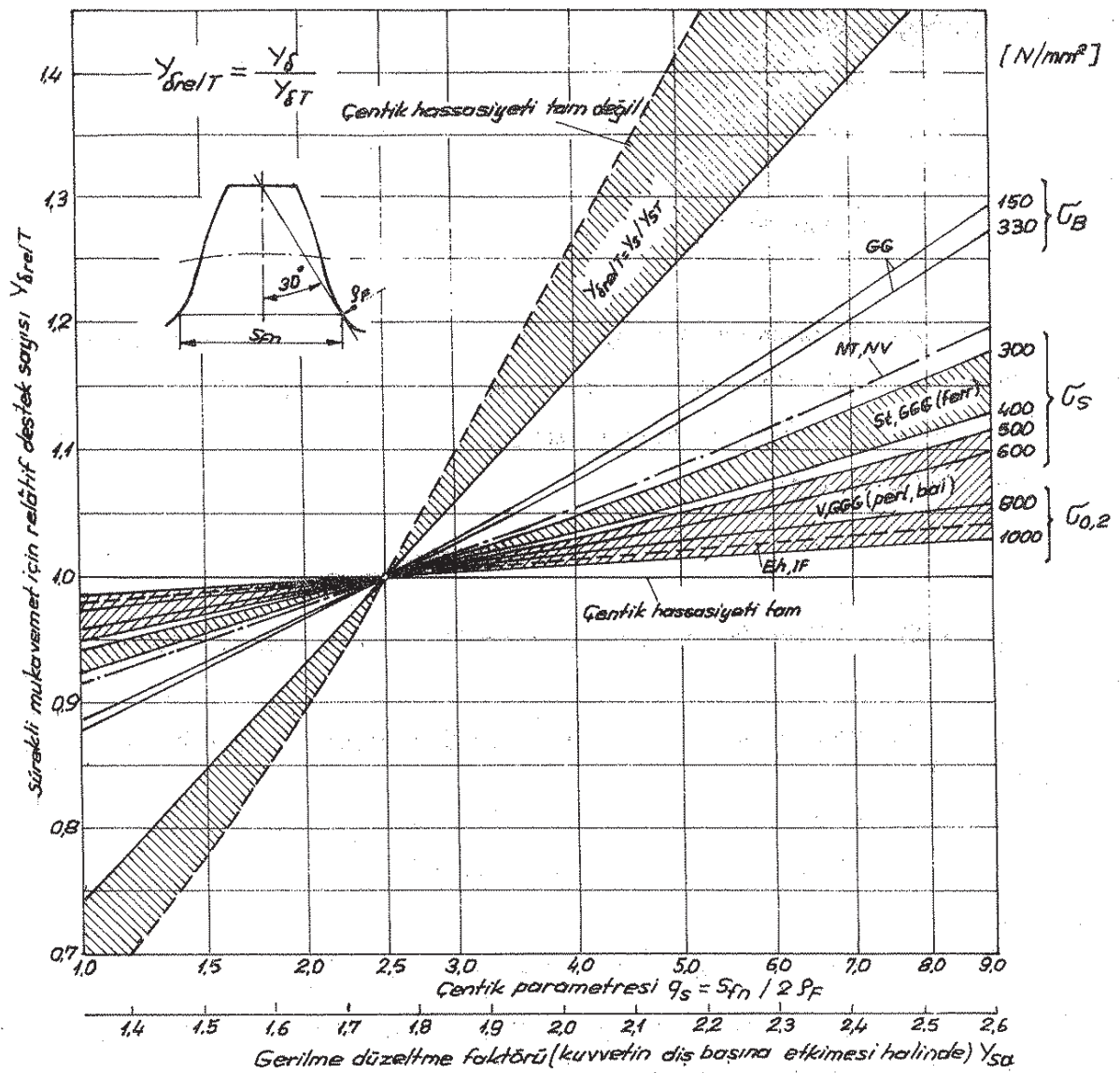
$Y_{\delta rel T(stat.)}$ - Statik mukavemet için relatif destek sayısı (Şekil 10.15)

σ_{FES} - Standart deney çarkının dış tabanındaki statik zorlanma için esas olan gerilme değeri (Cetvel E1.2).

$Y_{ST} = 2,0$ sabiti ile esas olan gerilmeler,

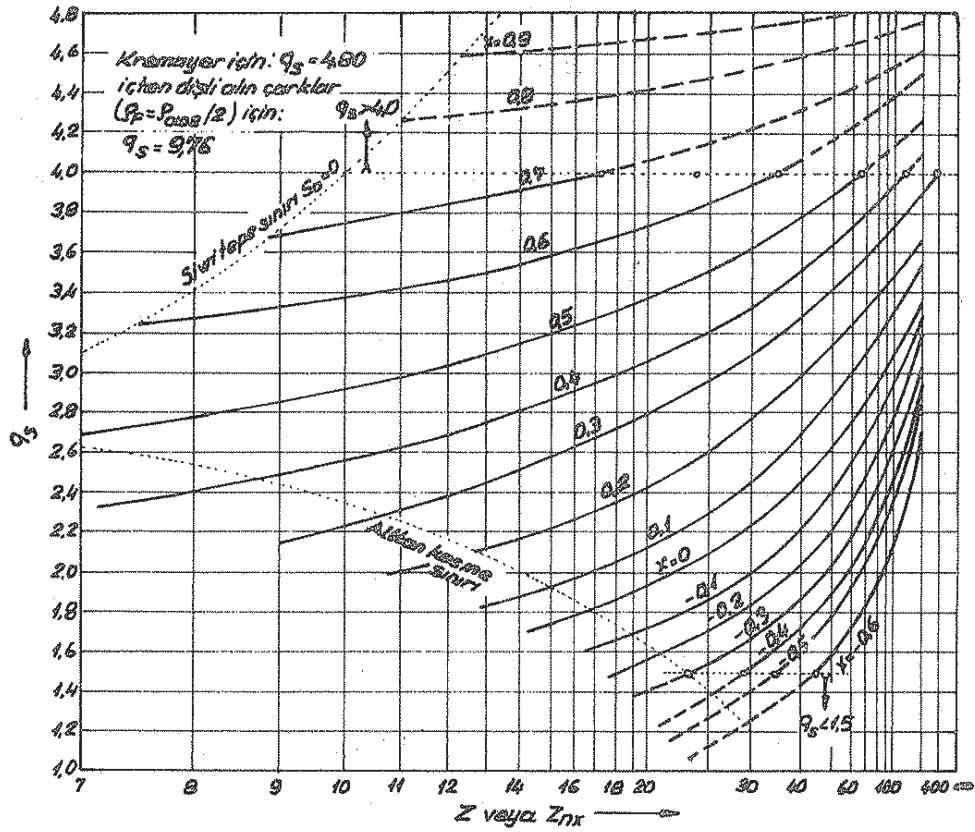
$$\left. \begin{array}{l} \sigma_{FE} = \sigma_{FLim.} \cdot Y_{ST} = 2,0 \cdot \sigma_{FLim.} \\ \sigma_{FES} = \sigma_{Fstat.} \cdot Y_{ST} = 2,0 \cdot \sigma_{Fstat.} \end{array} \right\} \tag{10/30}$$

değerlerini alırlar.

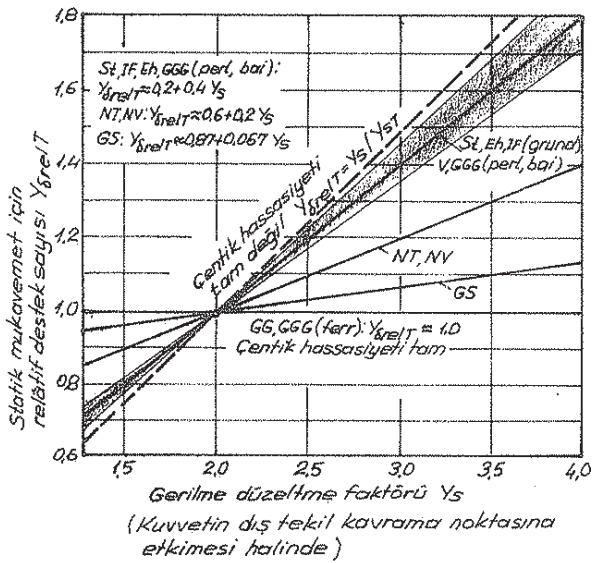


Şekil 10-13 - Diş tabanı sürekli mukavemeti için relâtif destek sayısı $Y_{\delta rel/T}$ (deney çarkındaki ölçümlere göre).

- St veya V için geçerli olanlar GS içinde geçerlidir.
- Malzeme sembolleri için Kısım 1 d ye bakınız.
- DIN 867 ye göre referans profilli dişliler için çentik parametresi q_s , Şekil 10-14 de verilmiştir.
- Y_{Sa} , $S_{Fn} / h_{Fa} \approx 1,1$ için geçerlidir. İki referans profili için sayısal değerler Şekil 10-6b ve 10-7b de verilmiştir.
- Uygun diş formlarındaki çelik dişli çarkların sürekli mukavemeti için, $1,5 < q_s < 4,0$ aralığında $Y_{\delta rel/T} \approx 1$ alınabilir ($q_s > 2,5$ olması halinde yapılan hesap emniyetlidir). q_s 'in sınır değerleri için Şekil 10-6; 10-7 ve 10-14'e bakınız.
- Y_{δ} dişli çarkın, $Y_{\delta T}$ standart-referans-deney çarkının destek sayısıdır (pürüzsüz, parlatılmış numuneye relâtif olarak).



Şekil 10.14 - DIN 867 ye göre imal edilmiş olan dişliler için çentik parametresi $q_s = S_{Fn} / (2 q_F)$.
(DIN 867 ye göre takım profili : $\alpha_n = 20^\circ$; $h_a / m_n = 1$;
 $h_{apo} / m_n = 1,25$; $q_{\alpha 0} = 0,25 m_n$).



Şekil 10.15 - Diş tabanı statik mukavemet için relâtif destek sayısı $Y_{srel T}$ (deney çarkındaki ölçümlere göre).

- GG, GGG (ferr): Kopma sınırı ;
- St, GS, V, GGG (perl, bai): Plâstik deformasyon başlangıcı ;
- NT, NV, Eh, Ih (grund): Hasar sınırı
- Malzeme sembolleri için Kısım 1 d ye bakınız.
- $S_{Fn} / h_{Fa} \approx 1,1$ için ;
 $Y_s \approx 1,8 Y_E \cdot Y_{Sa} \cdot E_{\alpha n} / (2 - 0,2 E_{\alpha n})$
 $Y_s \approx Y_{Sa} \cdot (0,6 + 0,4 E_{\alpha n})$.
- Y_{Sa} , iki referans profili için Şekil 10.6b ve 10.7b de verilmiştir.

Müsaade edilen dış taban gerilmesi σ_{FP} nin hesabı ;

Dış tabanı taşıma kabiliyeti hesabı, dış yüzeyi taşıma kabiliyetinden tamamen ayrı olarak yürütüldüğünden, müsaade edilen dış taban gerilmesi σ_{FP} in hesabı ve belirtilmesinde mevcut yüzey basıncının göz önüne alınmasına gerek yoktur.

1° Sürekli mukavemet halinde :

Dış tabanı emniyet gerilmesi ;

$$\sigma_{FP} = \sigma_{FG} / S_{Fmin.} = \sigma_{FE} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X \cdot Y_A / S_{Fmin.} \quad (10/31)$$

denkleminde hesap edilir.

Not . DIN 3990 Teil 3 metot B, C, (D) ye göre [L.35]:

Sürekli mukavemet için müsaade edilen dış taban gerilmesi σ_{FP} ;

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FLim.} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin.}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X$$

$$= \frac{\sigma_{FE} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin.}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X = \frac{\sigma_{FG}}{S_{Fmin.}}$$

şeklinde verilmiştir. Buradaki Y_{NT} faktörü (Standart- referans- deney çarkının ömür faktörü) sürekli mukavemet için $Y_{NT} = 1$ (Şekil 10.21, Cetvel 10.2) olması nedeniyle eşitlik 10/31 de konulmamıştır.

Sürekli mukavemetin artırılması ve azaltılması :

• Daha büyük dış taban yuvarlatmaları veya dış tabanında daha hassas işçilik (taşlama, parlatma) dış taban mukavemetini artırır. Parlatmanın mukavemet artırıcı etkisi yumuşak çeliklerde az olmasına rağmen sertleştirilmiş çeliklerde % 40 'ı bulur.

• Dış taban kavisi sıkıştırılarak (örneğin; çelik bilya püskürtülerek) dış tabanı sürekli mukavemeti sertleştirilmiş dişlilerde oldukça artırılabilir.

• Malzeme, çentik etkisine karşı ne kadar hassas ise (kırılgan) çentik yeri sürekli mukavemeti o oranda azaltır.

2° Statik mukavemet halinde :

$$\sigma_{FPS} = \sigma_{FGS} / S_{Fmin.} = \sigma_{FES} \cdot Y_{\delta relTS} / S_{Fmin.} \quad (10/32)$$

dir σ_{FES} yerine,

$$\sigma_{FES} = \sigma_{FE} \cdot Y_{NT} \quad (10/33)$$

yazılabilir. Burada Y_{NT} , $N_L = 0$ yük tekrarına karşılık gelen ömür faktörüdür.

Not . DIN 3990 Teil 3 metot B, C (D) ye göre [L.35]:

Statik mukavemet için müsaade edilen dış taban gerilmesi σ_{FPS} ;

$$\sigma_{FPS} = \frac{\sigma_{FLim.} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin.}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X$$

$$= \frac{\sigma_{FE} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin.}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X = \frac{\sigma_{FGS}}{S_{Fmin.}}$$

Şeklinde verilmiştir. Buradaki Y_{relT} ve Y_x faktörleri statik mukavemet için $Y_{relT} = 1$ (Şekil 10.17), $Y_x = 1,0$ (Şekil 10.16 ; Cetvel 10.1) olması nedeniyle eşitlik 10/32 de konulmamıştır.

3°- Zaman mukavemeti halinde :

$$\sigma_{FPN} = \sigma_{FEN} / S_{Fmin.} = \sigma_{FE} \cdot Y_N / S_{Fmin.} \quad (10/34)$$

dir. Y_N zaman faktörü olup

$$Y_N = Y_{srelT} \cdot Y_{relT} \cdot Y_x \cdot Y_A \cdot Y_{NT} \quad (10/35)$$

bağıntısı ile hesaplanabilir (Benzer olarak Şekil 9.17 yi inceleyiniz).

Not . Zaman mukavemeti için müsaade edilen dış taban gerilmesi σ_{FPN} in DIN 3990 Teil 3 metot B, C, (D) ye göre elde edilmesi [L.35] :

• Grafik yoluyla ;

Sürekli mukavemet için σ_{FP} ve statik mukavemet için σ_{FPS} değerleri kısım 10.2 de verilen eşitlikler ile hesaplanır ve ömür faktörü Y_{NT} ye benzer şekilde bir Wöhler eğrisi çizilirse (Şekil 10.23a) bu eğriden yük tekrarlama sayısı N_L ye karşılık gelen σ_{FPN} okunabilir. (ömür eğrisinin elde edilmesi Şekil 10.23 de gösterilmiştir).

• Hesap yoluyla ;

Sürekli mukavemet için σ_{FP} ve statik mukavemet için σ_{FPS} değerleri kısım 10.2 de verilen eşitlikler ile hesaplanırsa, σ_{FPN} zaman mukavemeti bölgesinde yük tekrarlama sayısı N_L ye bağlı olarak aşağıdaki denklemlerden bulunabilir (metot B).

$$\sigma_{FPN} = \sigma_{FP} \cdot Y_N = \sigma_{FP} \cdot \left(\frac{3 \cdot 10^6}{N_L} \right)^{exp.} \quad (10/35a)$$

- imalat ve ıslah çeliği , perlitik veya beynitik küresel grafitli dökme demir, perlitik temper döküm malzemelerde :

Şekil 10.24 e göre zaman mukavemeti bölgesi : $10^4 < N_L \leq 3 \cdot 10^6$ için ;

$$exp. = 0,4037 \cdot \log \frac{\sigma_{FPS}}{\sigma_{FP}} \quad (10/35b)$$

- Sementasyon veya yüzey sertleştirilmesi ile sertleştirilmiş çelik ; ıslah çeliği veya nitrasyon çeliği , gaz ile nitrirlenmiş ; ıslah ve sementasyon çeliği , nitro-karbürize edilmiş ; ferritik küresel grafitli dökme demir ; dökme demir malzemelerde :

Şekil 10.21 e göre zaman mukavemeti bölgesi : $10^3 < N_L \leq 3 \cdot 10^6$ için ;

$$exp. = 0,2876 \cdot \log \frac{\sigma_{FPS}}{\sigma_{FP}} \quad (10/35c)$$

Dış tabanı emniyet gerilmesine etkileyen faktörler ;

σ_{FE} - Bir dişli çarkın dış tabanındaki zorlanma için esas olan gerilme değeri (esas alınan dış taban mukavemeti veya dış tabanı - sınır mukavemeti = $\sigma_{FP} \cdot S_{Fmin.}$).

σ_{FE} - Standart deney çarkının dış tabanındaki zorlanma için esas olan gerilme değeri (Cetvel E1.2 ; Şekil E1.2 ; Şekil E1.3b, d, f, h, k, l).

Y_{srelT} - Dış tabanı sürekli mukavemeti için relâtif destek sayısı (Şekil 10-13; Eşitlik 10/27 ; Eşitlik 10/36-1, 10/36-4)

Malzemenin çentik hassasiyetinin etkisini göz önüne alan bir faktördür.

Y_x - Büyüklük faktörü (dış taban mukavemeti için)

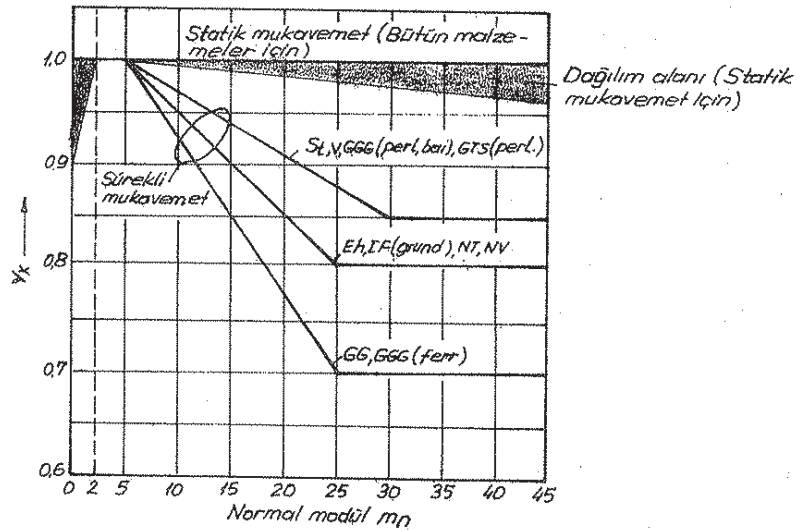
Dış boyutlarının etkisini göz önüne alan bir faktördür. Z_x ; modül, malzeme ve ısıl işleme bağlı olarak,

• Statik ve sürekli mukavemet için :

Şekil 10-16 dan alınabilir veya Cetvel 10-4 e göre hesaplanabilir.

• Zaman mukavemeti için :

Sürekli mukavemet ve statik mukavemet için bulunan değerler arasında lineer interpolasyon yapılır.



Şekil 10-16- Büyüklük faktörü Y_x (dış taban mukavemeti için)

St : Çelik ($\sigma_B < 800 \text{ N/mm}^2$)

V : İslah çeliği , islah edilmiş ($\sigma_B \geq 800 \text{ N/mm}^2$)

GG : Dökme demir

GGG (perl. , bai, ferr.) : Küresel grafitli dökme demir (perlitik, bey-nitik, ferritik yapıda)

GTS (perl.) : Siyah temper döküm (perlitik yapıda)

Eh : Sementasyon çeliği, sementasyonla sertleştirilmiş

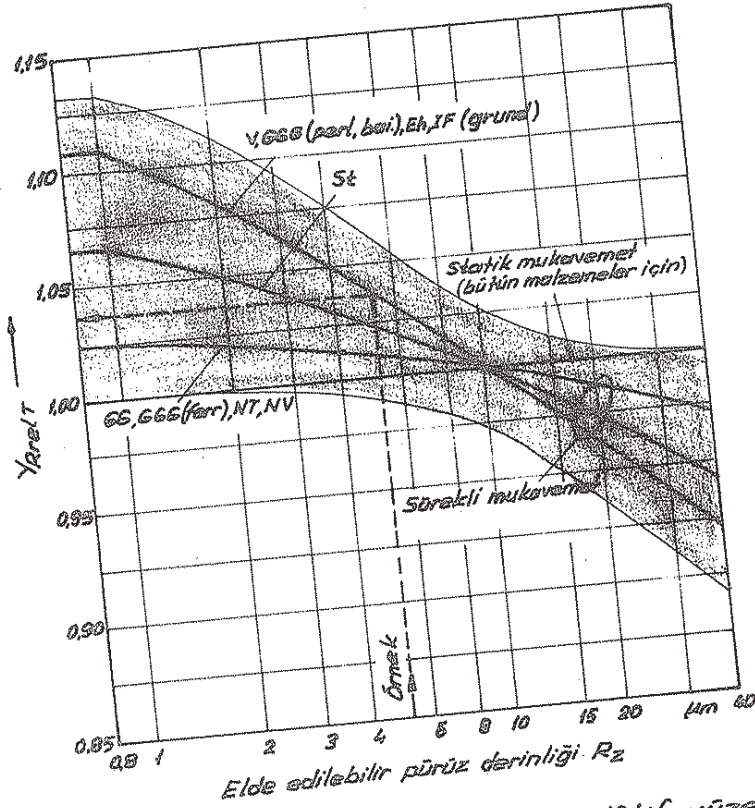
IF (grund) : Çelik ve GGG , endüksiyon veya alevle sertleştirilmiş (dış dibi dahil olmak üzere)

NT, NV veya NTV : Nitrasyon ve islah çeliği, nitritlenmiş; islah ve sementasyon çeliği, nitrokarbürize edilmiş.

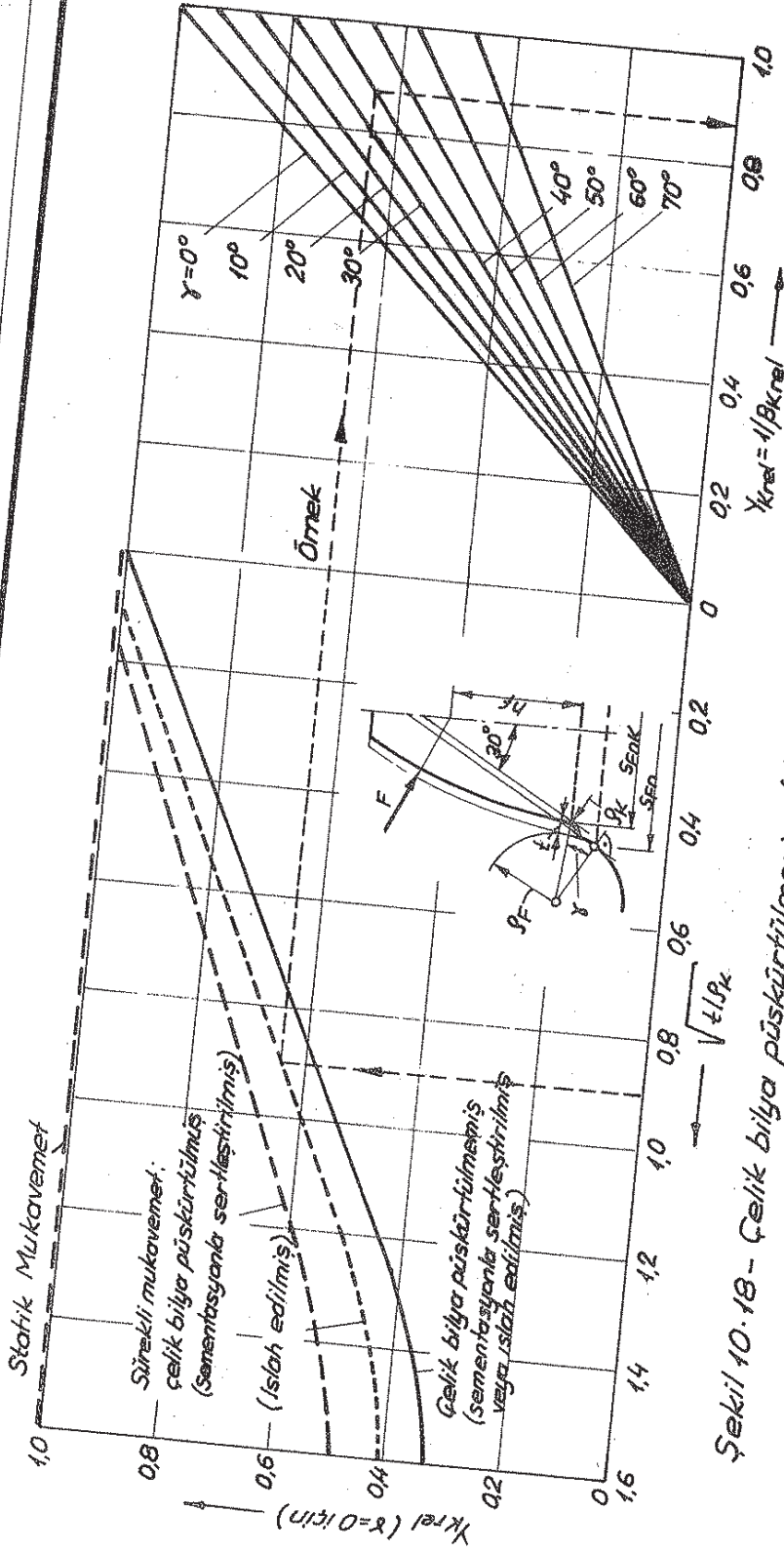
Malzeme		Normal modül m_n	Büyükölç faktörü Y_x
St, V, GGG (perl., bai.), GTS (perl.) Eh, IF (grund), NTV	Sürekli mukavemet için	$m_n \leq 5$	$Y_x = 1,0$
		$5 < m_n < 30$	$Y_x = 1,03 - 0,005 \cdot m_n$
		$30 \leq m_n$	$Y_x = 0,95$
GG, GGG (ferr.)	Sürekli mukavemet için	$m_n \leq 5$	$Y_x = 1,0$
		$5 < m_n < 25$	$Y_x = 1,05 - 0,01 \cdot m_n$
		$25 \leq m_n$	$Y_x = 0,9$
GG, GGG (ferr.)	Sürekli mukavemet için	$m_n \leq 5$	$Y_x = 1,0$
		$5 < m_n < 25$	$Y_x = 1,075 - 0,015 \cdot m_n$
		$25 \leq m_n$	$Y_x = 0,7$
Statik mukavemet için bütün malzemeler		-	$Y_x = 1,0$

Çizelge 10.1 - Büyükölç faktörü Y_x (diş taban mukavemeti için).
[L. 35 Teil 3]

Y_{relT} - Diş taban mukavemeti için relâtif yüzey düzgünlüğü faktörü (Şekil 10.17; Eşitlik 10/36; Eşitlik 10/36 - 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13)



Şekil 10.17 - Diş taban mukavemeti için relâtif yüzey düzgünlüğü faktörü Y_{relT} (standart-referans-deney çarkındaki ölçme-lere göre). $Y_{relT} = Y_R / Y_{RT}$; Y_R dişli çarkın, Y_{RT} pürüz derinliği $R_{zT} = 10 \mu m$ olan standart-referans-deney çarkının yüzey düzgünlüğü faktörüdür (pürüzsüz, parlatılmış nümuneye relâtif olarak). Malzeme sembolleri için kısım 1 d'ye bakınız.



Şekil 10.18 - Çelik bihya püskürtülmesine (dış taban kavisine) bağlı olarak taşıma kabiliyetinin artırılması. Sementasyonla sertleştirilmiş dişli çarklarda taşınmış çentige bağlı olarak mukavemetin azalması, Faktör Y_{krel} .

Y_{krel} - Relatif çentik etki faktörü,

β_{krel} - Relatif çentik etki sayısı,

t - Çentik derinliği [mm]

r_k - Çentik yarı çapı,

γ - Çentik durum açısı,

S_{FNK} - Çentikli kesitte diş kalınlığı

r_F - Dış taban kavisi yarı çapı

...an yuvarlaklığındaki yüzey düzgünlüğünün etkisini göz önüne alan bir

1.5 ... 4 aralığındaki çentik parametresi $q_s = S_{Fn} / (2\beta_F)$ ile diş tabanındaki
rinliği $R_z \leq 16 \mu m$ olan çelik dişli çarklar için, (10/36)

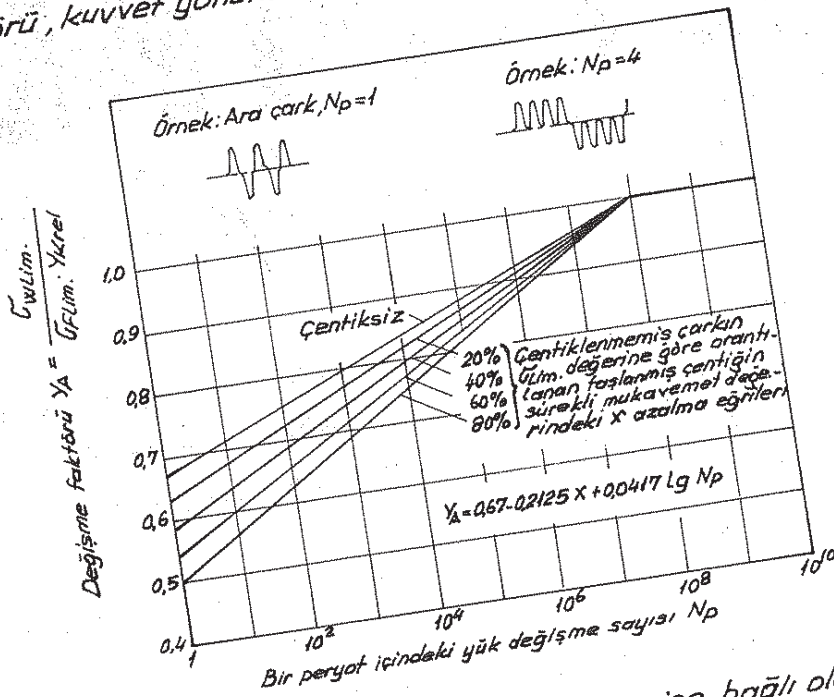
$$Y_{\delta rel T} = Y_{R rel T} \approx 1$$

- (kısaltılmış hesap metodu). $q_s > 2.5$ olması halinde yapılan hesap emniyetli-

• Diş taban kavisinde gerçeğe yakın çentik formu meydana getirebilmek için
ra dikisi ile açılmış çentiğin (taşlanmış çentik) ve diş taban kavisine çelik bilya
irtülmesinin etkisi, Y_{rel} yerine Y_{krel} faktörü (Şekil 10.18) ile göz önüne ali-

Y_A - Kuvvet yönü değişme faktörü (Şekil 10.19)

Y_A faktörü, kuvvet yönünün değişmesinin etkisini göz önüne alır.

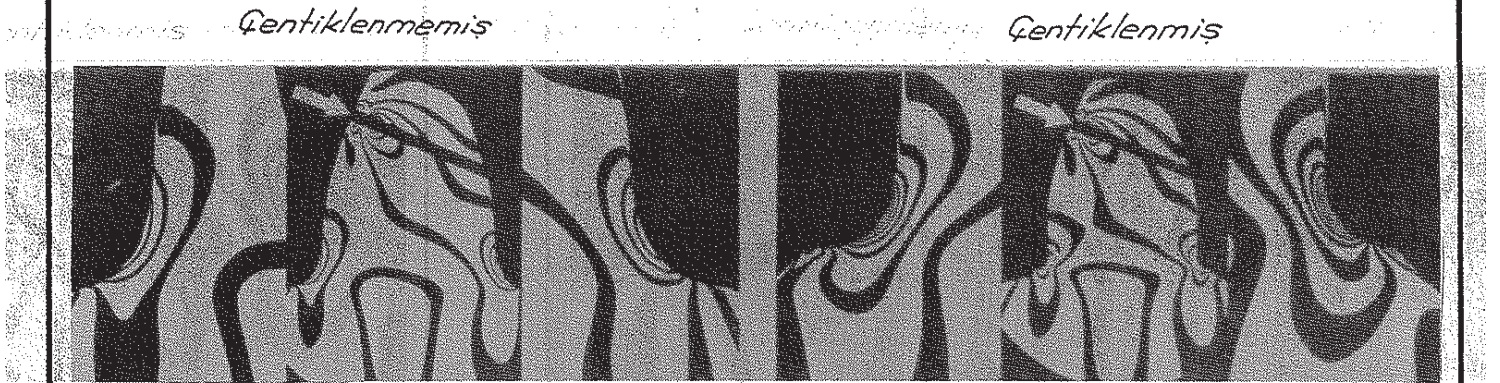


Şekil 10.19 - Kuvvet yönünün değişmesine bağlı olarak sürekli
mukavemetin azalması (Aida, T.; Oda, S. 'e göre)

ve Wirth, X. 'e göre çentiğin etkisi. Bir periyotta her
iki yöndeki yük tekrarlama sayısı farklı büyüklükte
ise Y_A , bu her iki değerden daha küçüğü ile tespit
edilir (hesap emniyeti için).

σ_{wl} - Diş tabanı - sürekli değişken mukavemet değeri.
Kuvvet yönünün değişmesi; ara çarklarda her bir devirde bir defa kuvvet yö-
nünü değiştirir, bazı işletme mekanizmalarında ise kuvvet yönünün ilk değişmesi bir çok
- meydana gelir. Ara çarkı düşünelim, her hangi bir anda diş tabanının

çekmeye çalışan tarafı bir müddet sonra basmaya, basmaya çalışan tarafı ise çekmeye çalışır. Görülüyor ki aynı diş tabanı tarafındaki gerilmenin büyüklük ve işaretli zamanına bağlı olarak değişmektedir. Bu nedenle sürekli mukavemet, normal titreşim mukavemetine kıyasla daha küçüktür (diş tabanındaki keskin çentiklerin de özellikle aksiyel aksiyonla aksi tesir yapacağı unutulmamalıdır). Ayrıca, diş tabanı çentiklenmiş ve çentiklenmemiş bir dişe ait gerilme dağılımını (gerilme optiği ile elde edilen) Şekil 10-20 de görmek mümkündür.



Şekil 10-20- Diş tabanında taşlanmış çentik bulunan ve bulunmayan normal profilde frezelenmiş bir dişe ait gerilme dağılımını göstermektedir. [L-26]

S_{fmin} - Diş kırılmasına karşı emniyet katsayısının en küçük değeri veya diş tabanı zorlanması için istenen en küçük emniyet faktörü. (Cetvel 9-3).

Ü_{pes} - Standart deney çarkının diş tabanındaki statik zorlanma için esas olan gerilme değeri (Cetvel E1-2).

Y_{srelTS} - Diş tabanı statik mukavemeti için relâtif destek sayısı (Şekil 10-15; Eşitlik 10/37-1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11).

Y_{NT} - Standart - referans - deney çarkının diş tabanı zorlanması için ömür faktörü.

Sürekli mukavemet ve statik mukavemet için Y_{NT}, Şekil 10-21 veya Cetvel 10-2 den alınabilir.

Zaman mukavemeti için ömür faktörü Y_{NT}, sürekli mukavemet ve statik mukavemet için elde edilen değerler arasında lineer interpolasyon yapılarak bulunur.

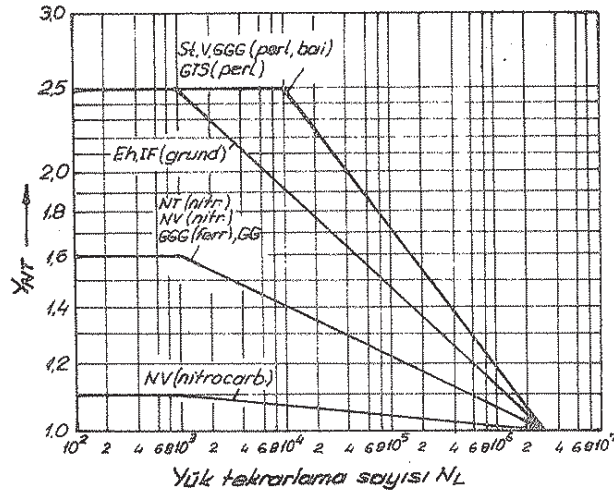
Y_N - Zaman faktörü (diş tabanı mukavemeti için). Y_N faktörünün tespit edilmesi;

1° - Sürekli mekanizmalar için:

Sürekli mukavemet halinde $N_L \geq N_{66}$ olup burada Y_N, aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$Y_N = Y_{srelit} \cdot Y_{relit} \cdot Y_x \cdot Y_A \quad (\text{Eşitlik 10/35})$$

(Sürekli mukavemet için $Y_{NT} = 1$ - Şekil 10-21, Cetvel 10-2 - olması nedeniyle yukarıdaki eşitlikte konulmamıştır).



Şekil 10-21- Standart deney çarklarının dış taban mukavemeti için ömür faktörü Y_{NT} (Normlaştırılmış hasar eğrileri)

- Malzeme sembolleri için kısım 1 d ye bakınız.
- Bir çarkta, dişlerin herbir devirde bir defa kavramaya girmesi halinde yük tekrarlama sayısı, $N_L = t \cdot n \cdot 60$ denkleminde bulunur: t - Toplam tam yük ömrü [saat], n - Devir sayısı [d/dak].

Malzeme	Yük tekrarlama sayısı N_L	Ömür faktörü Y_{NT}
St, V, GGG (perl., bai.), GTS (perl.)	$N_L \leq 10^4$ statik mukavemet	2,5
	$3 \cdot 10^6 \leq N_L$ sürekli mukavemet	1
Eh, IF (grund)	$N_L \leq 10^3$ statik mukavemet	2,5
	$3 \cdot 10^6 \leq N_L$ sürekli mukavemet	1
NTV (nitr.), GG, GGG (ferr.)	$N_L \leq 10^3$ statik mukavemet	1,6
	$3 \cdot 10^6 \leq N_L$ sürekli mukavemet	1
NV (nitrocarb.)	$N_L \leq 10^3$ statik mukavemet	1,1
	$3 \cdot 10^6 \leq N_L$ sürekli mukavemet	1

Cetvel 10-2 - Sürekli mukavemet ve statik mukavemet için ömür faktörü Y_{NT} .

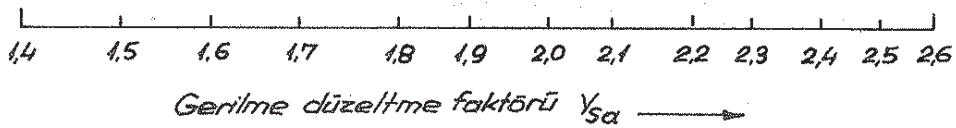
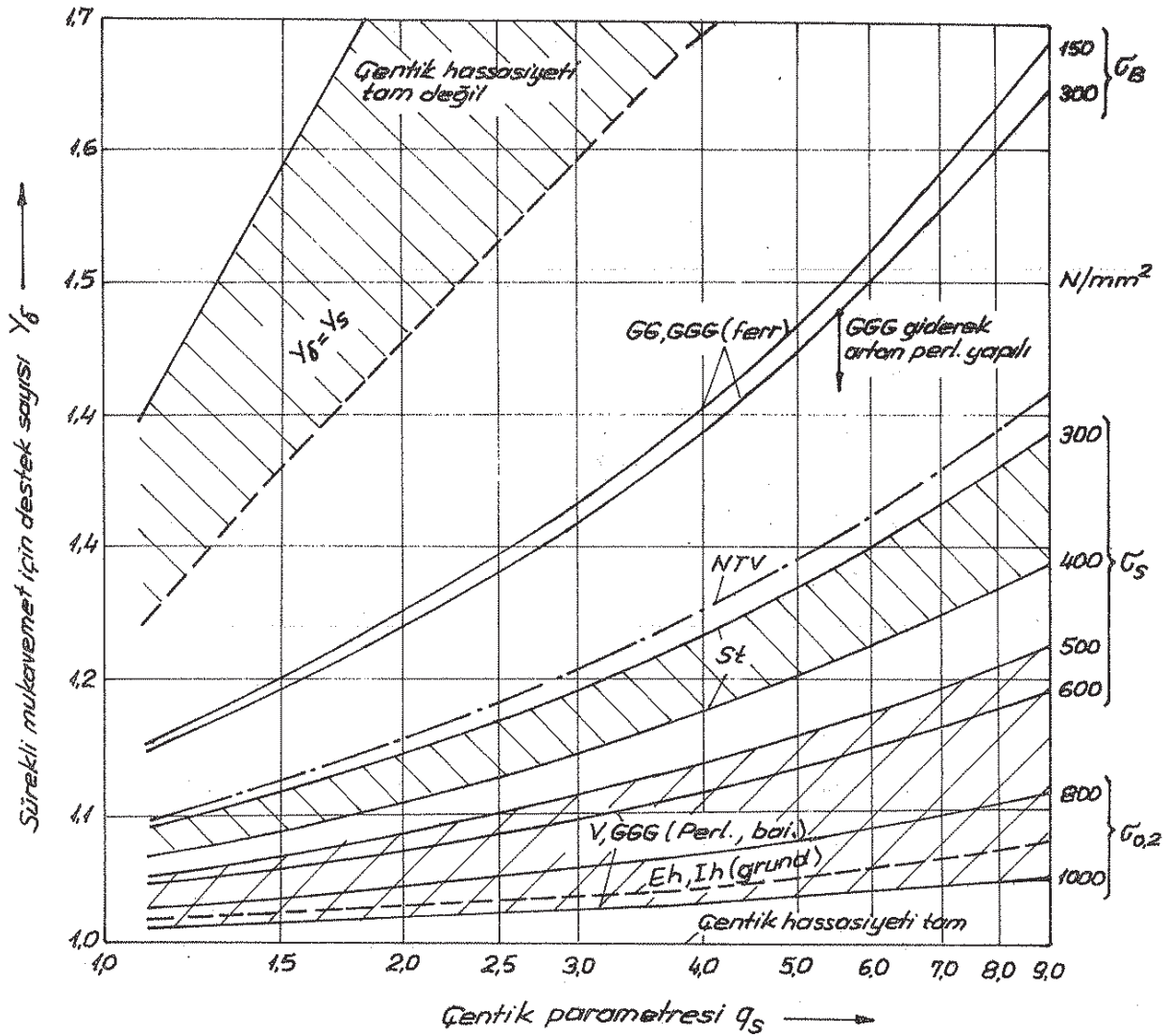
Malzeme sembolleri kısım 1d deadır [L. 35 Teil 3].

Relatif destek sayısı Y_{srelit} nin elde edilmesi [L. 35 Teil 3]:

- Metot B ye göre ;
- Grafik yoluyla ;

Y_{srelit} , çentik parametresi q_s (gerekirse Y_{sa}) ve malzemeye bağlı olarak

Şekil 10.13 den alınabilir. Ayrıca, hesaplanan dişli çarkın çentik parametresi q_s için Y_δ ve standart-referans-deney çarkının çentik parametresi $q_{sT} = 2,5$ için $Y_{\delta T}$ Şekil 10.21/1 den okunursa $Y_{\delta rel T}$, $Y_{\delta rel T} = Y_\delta / Y_{\delta T}$ ile hesaplanabilir.



Şekil 10.21/1- Destek sayısı Y_δ (sürekli mukavemet için)

Y_{sa} , $s_{Fn} / h_{Fa} \approx 1,1$ için geçerlidir. Malzeme sembollerine (kısım 1d) bakınız.

- Hesap yoluyla;

$Y_{\delta rel T}$, aşağıdaki bağıntılardan tayin edilebilir:

$$Y_{\delta rel T} = \frac{Y_\delta}{Y_{\delta T}} = \frac{1 + \sqrt{\rho' \cdot x^*}}{1 + \sqrt{\rho' \cdot x_T^*}}$$

(10/36-1)

ρ' - Kaygan tabaka genişliği (Cetvel 10.3)

Nr	Malzeme (Şekil 10.19 e göre)	ρ' [mm]
1	GG; $\sigma_B = 150 \text{ N/mm}^2$	0,3124
2	GG, GGG (ferr.); $\sigma_B = 300 \text{ N/mm}^2$	0,3095
3	GGG giderek artan perlitik kristal yapılı : Yaklaşık olarak çeliğe yakın	
4	NTV	0,1005
5	St, GS; $\sigma_S = 300 \text{ N/mm}^2$	0,0833
6	St, GS; $\sigma_S = 400 \text{ N/mm}^2$	0,0445
7	V, GS, GGG (perl., bai); $\sigma_S = 500 \text{ N/mm}^2$	0,0281
8	V, GS, GGG (perl., bai); $\sigma_S = 600 \text{ N/mm}^2$	0,0194
9	V, GS, GGG (perl., bai); $\sigma_{0,2} = 800 \text{ N/mm}^2$	0,0064
10	V, GS, GGG (perl., bai); $\sigma_{0,2} = 1000 \text{ N/mm}^2$	0,0014
11	Eh, IF (grund)	0,0030

Cetvel 10.3 - ρ' değerleri.

x^* - Çentikte gerilme düşüşü ile ilgili faktör

$$x^* = x_p^* (1 + 2 \cdot q_s) \quad (10/36-2)$$

x_p^* - Pürüzsüz, parlatılmış nümunedeki gerilme düşüşü ile ilgili katsayı

$$x_p^* \cong \frac{1}{5} \quad (10/36-3)$$

x_T^* - Standart-referans-deney çarkının $q_{ST} = 2,5$ ile eşitlik 10/36-2 ye göre hesaplanan değeri.

• Metot C ye göre ;

- $q_s \geq 1,5$ olan dişliler için $Y_{\delta_{relT}} = 1,0$ kabul edilebilir.

- $q_s > 2,5$ olması halinde yapılan hesap emniyetlidir.

- $q_s < 1,5$ olan çelik dişliler için $Y_{\delta_{relT}} = 0,95$ alınabilir.

- q_s sınır değerleri için Şekil 10.12/21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28 e bakınız

• Metot D ye göre ;

$$Y_{\delta_{relT}} = 1,0 \quad (10/36-4)$$

dir.

Relatif yüzey düzgünlüğü faktörü $Y_{\delta_{relT}}$ nin elde edilmesi [L.35 Teil 3] :

• Metot B ye göre ;

- Grafik yoluyla ;

$Y_{\delta_{relT}}$, pürüz derinliği R_z (hesaplanan dişli çarkın diş tabanındaki) ve malzemeye bağlı olarak Şekil 10.17 den alınabilir.

- Hesap yoluyla ;

$R_z < 1 \mu\text{m}$ için :

V, GGG (perl., bai.), Eh ve IF (grund) malzemelerde ;

$$Y_{RrelT} = 1,120$$

(10/36-5)

St malzemelerde ;

$$Y_{RrelT} = 1,070$$

(10/36-6)

GG, GGG (ferr.) ve NTV malzemelerde ;

$$Y_{RrelT} = 1,025$$

(10/36-7)

$1 \mu m \leq R_z \leq 40 \mu m$ için :

V, GGG (perl., bai), Eh ve IF (grund) ;

$$Y_{RrelT} = 1,674 - 0,529 \cdot (R_z + 1)^{0,4}$$

(10/36-8)

St ;

$$Y_{RrelT} = 5,306 - 4,203 \cdot (R_z + 1)^{0,01}$$

(10/36-9)

GG, GGG (ferr.) ve NTV ;

$$Y_{RrelT} = 4,299 - 3,259 \cdot (R_z + 1)^{0,005}$$

(10/36-10)

• Metot C ye göre ;

Bütün malzemelerde ;

$R_z \leq 16 \mu m$ için :

$$Y_{RrelT} = 1,0$$

(10/36-11)

$R_z > 16 \mu m$ için ;

$$Y_{RrelT} = 0,9$$

(10/36-12)

• Metot D ye göre ;

Bütün malzemelerde ;

$$Y_{RrelT} = 0,9$$

(10/36-13)

Y_x - Şekil 10.16 , Cetvel 10.1

Y_A - Şekil 10.19

2° - Statik mukavemetli mekanizmalar için :

Statik mukavemet halinde $N_L \leq N_D$ olup burada Y_N ,

$$Y_N(s) = Y_{srelT}(s) \cdot Y_A(s) \cdot Y_{NT}(s)$$

(10/37)

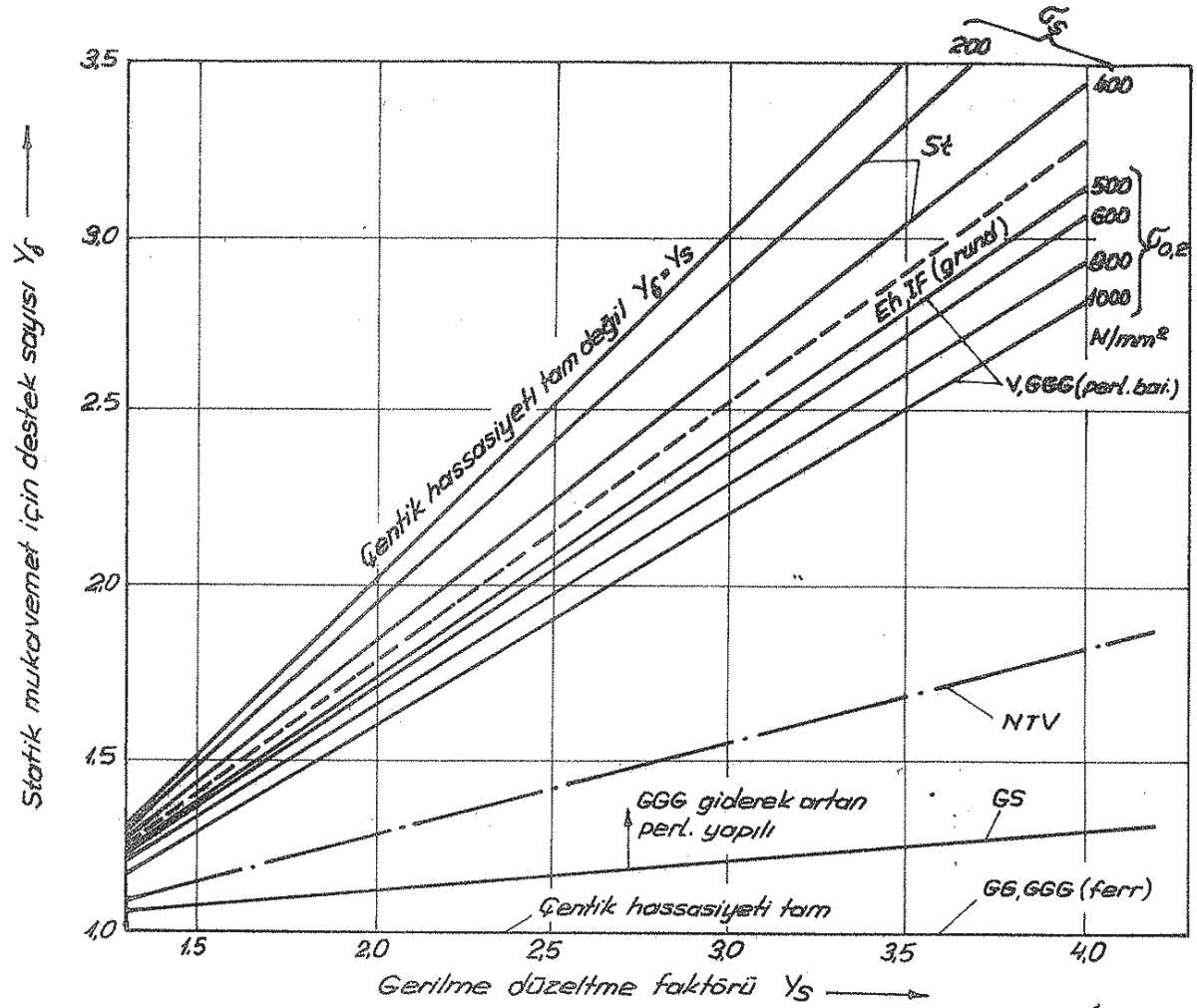
bağıntısı ile verilir. (Statik mukavemet için $Y_{RrelT} = 1$ - Şekil 10.17-, $Y_x = 1$ - Şekil 10.16, Cetvel 10.1 - olması nedeniyle eşitlik 10/37 de konulmamıştır).

Relatif destek sayısı $Y_{srelT}(s)$ nin elde edilmesi [L.35 Teil 3] :

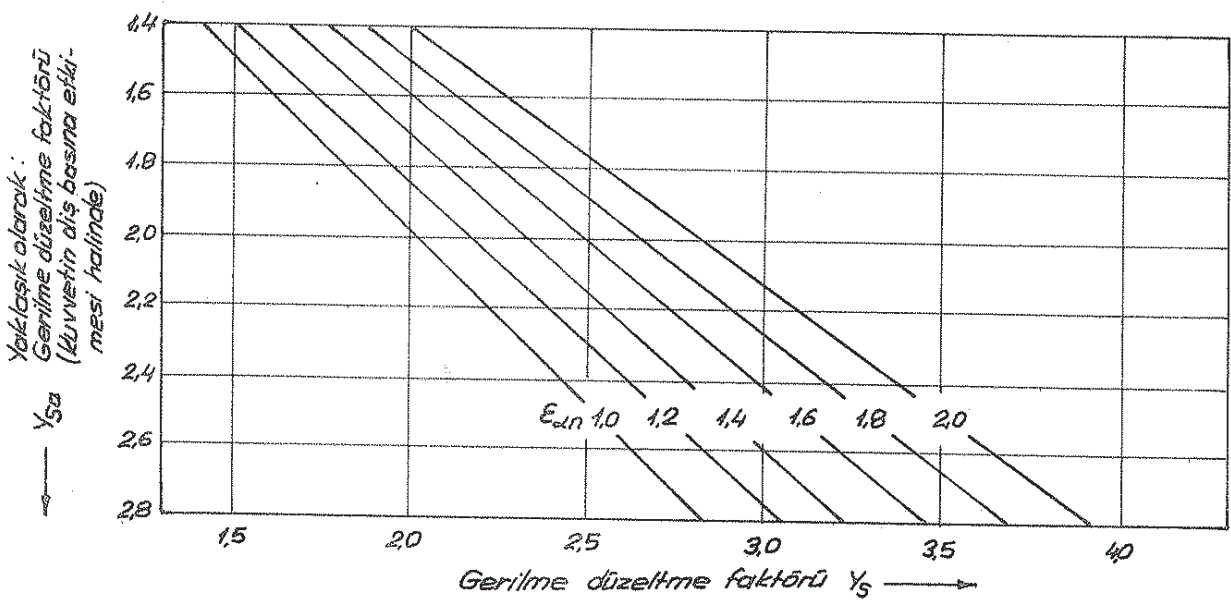
• Metot B ye göre ;

- Grafik yoluyla ;

Y_{srelT} , gerilme düzeltme faktörü Y_s ve malzemeye bağlı olarak Şekil 10.15 den alınabilir. Ayrıca, hesaplanan dişli çarkın gerilme düzeltme faktörü Y_s için Y_s ve standart-referans-deney çarkının gerilme düzeltme faktörü $Y_{ST} = 2,0$ için Y_{ST} Şekil 10.21/2 den okunursa Y_{srelT} , $Y_{srelT} = Y_s / Y_{ST}$ ile hesaplanabilir. Y_s , Y_{sa} ve E_{dn} den grafik veya hesap yoluyla Şekil 10.21/3 deki diyagramdan da bulunabilir.



Şekil 10-21/2 - Destek sayısı Y_g (statik mukavemet için).
Malzeme sembollerine (kısım 1d) bakınız.



Şekil 10-21/3 - Y_s , $Y_{s\alpha}$ ve E_{dn} arasındaki bağıntı.

$$Y_s \cong Y_{s\alpha} \cdot (0.6 + 0.4 \cdot E_{dn}),$$

$$S_{Fn} / h_{Fa} \cong 1.1 \text{ için geçerlidir.}$$

- Hesap yoluyla ;

Çelik (uzama sınırı belirtilmiş), St malzemelerde :

$$Y_{\delta_{relT}} = \frac{1 + 0,93 \cdot (Y_S - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{200}{\sigma_S}}}{1 + 0,93 \cdot \sqrt[4]{\frac{200}{\sigma_S}}} \quad (10/37-1)$$

Sürekli yükselen akma eğrili ve 0,2-uzama sınırlı çelik, V ve GGG (perl., bai) malzemelerde :

$$Y_{\delta_{relT}} = \frac{1 + 0,82 \cdot (Y_S - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{0,2}}}}{1 + 0,82 \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{0,2}}}} \quad (10/37-2)$$

Eh, IF (grund) (zorlanma hasar sınırına kadar) malzemelerde :

$$Y_{\delta_{relT}} = 0,44 \cdot Y_S + 0,12 \quad (10/37-3)$$

NTV (zorlanma hasar sınırına kadar) malzemelerde :

$$Y_{\delta_{relT}} = 0,20 \cdot Y_S + 0,60 \quad (10/37-4)$$

GS (zorlanma hasar sınırına kadar) malzemelerde :

$$Y_{\delta_{relT}} = 0,07 \cdot Y_S + 0,86 \quad (10/37-5)$$

GG ve GGG (ferr.) (zorlanma kopma sınırına kadar) malzemelerde :

$$Y_{\delta_{relT}} = 1,0 \quad (10/37-6)$$

• Metot C ye göre ;

St, GGG (perl., bai), V, Eh, IF (grund) :

$$Y_{\delta_{relT}} = 0,52 \cdot Y_{Sa} + 0,20 \quad (10/37-7)$$

NTV :

$$Y_{\delta_{relT}} = 0,26 \cdot Y_{Sa} + 0,60 \quad (10/37-8)$$

GS :

$$Y_{\delta_{relT}} = 0,09 \cdot Y_{Sa} + 0,86 \quad (10/37-9)$$

GG, GGG (ferr.) :

$$Y_{\delta_{relT}} = 1,0 \quad (10/37-10)$$

• Metot D ye göre ;

Bütün malzemelerde :

$$Y_{\delta_{relT}} = 1,0 \quad (10/37-11)$$

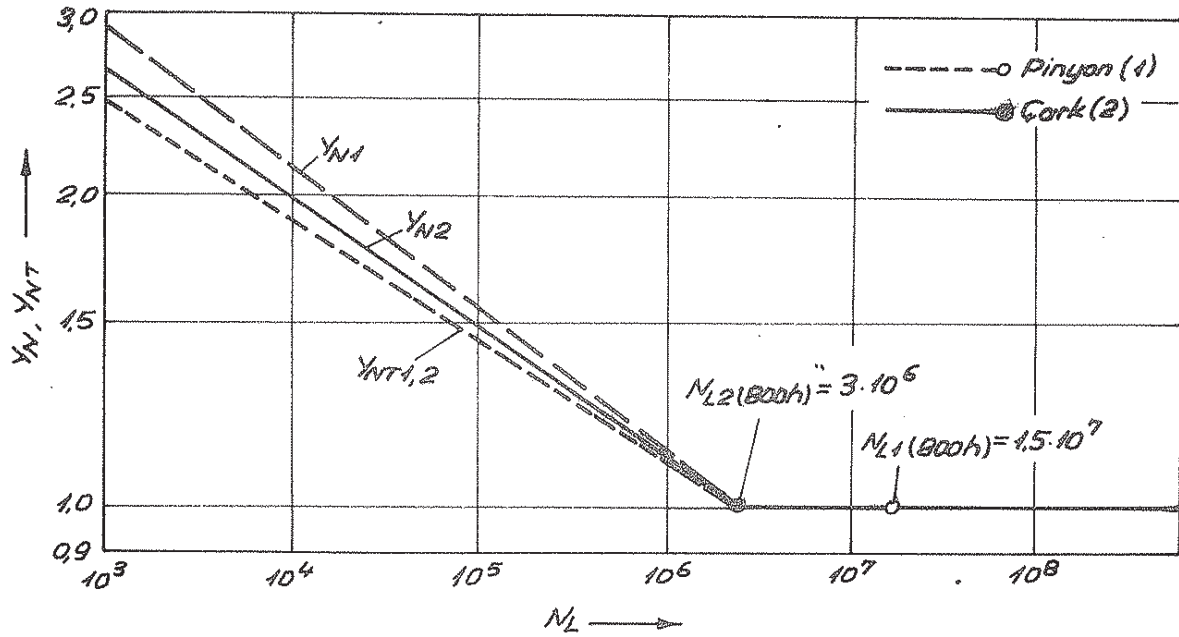
$Y_A(s)$ - Şekil 10.19

$Y_{NT}(s)$ - Şekil 10.21, Cetvel 10.2

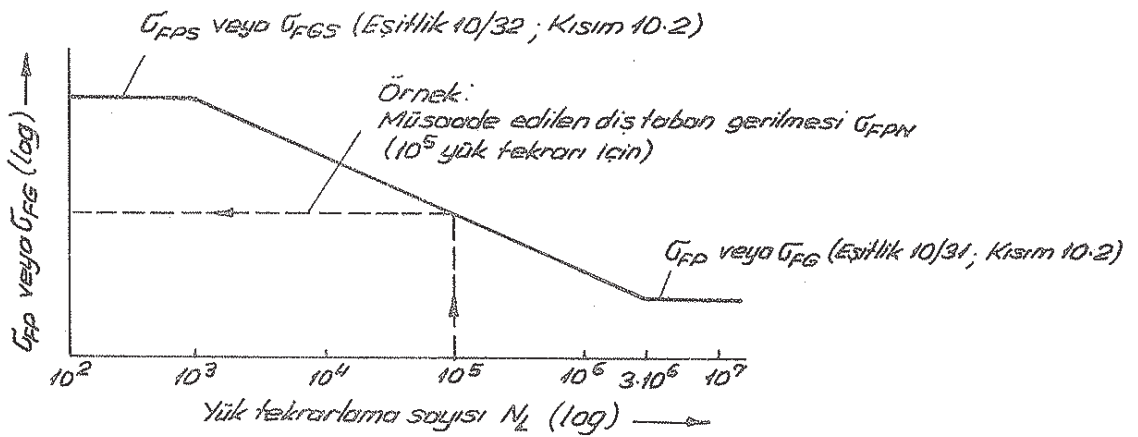
3°- Zaman mukavemetli mekanizmalar için :

Zaman mukavemeti halinde $N_0 < N_L < N_{\infty}$ olup burada, Y_N nin değişimi çizilir ve bu değişim eğrisinden yük tekrarlama sayısı N_L ye karşılık gelen Y_N değeri alınır (Şekil 9.17 deki örneğe benzer olarak). Ayrıca Y_N nin diyagramdan nasıl elde

edildiği, Şekil 10.22'deki bir örnekte gösterilmiştir (N_0 ve N_{∞} değerleri için Cetvel 9.2 ve Şekil 10.21'e bakınız).

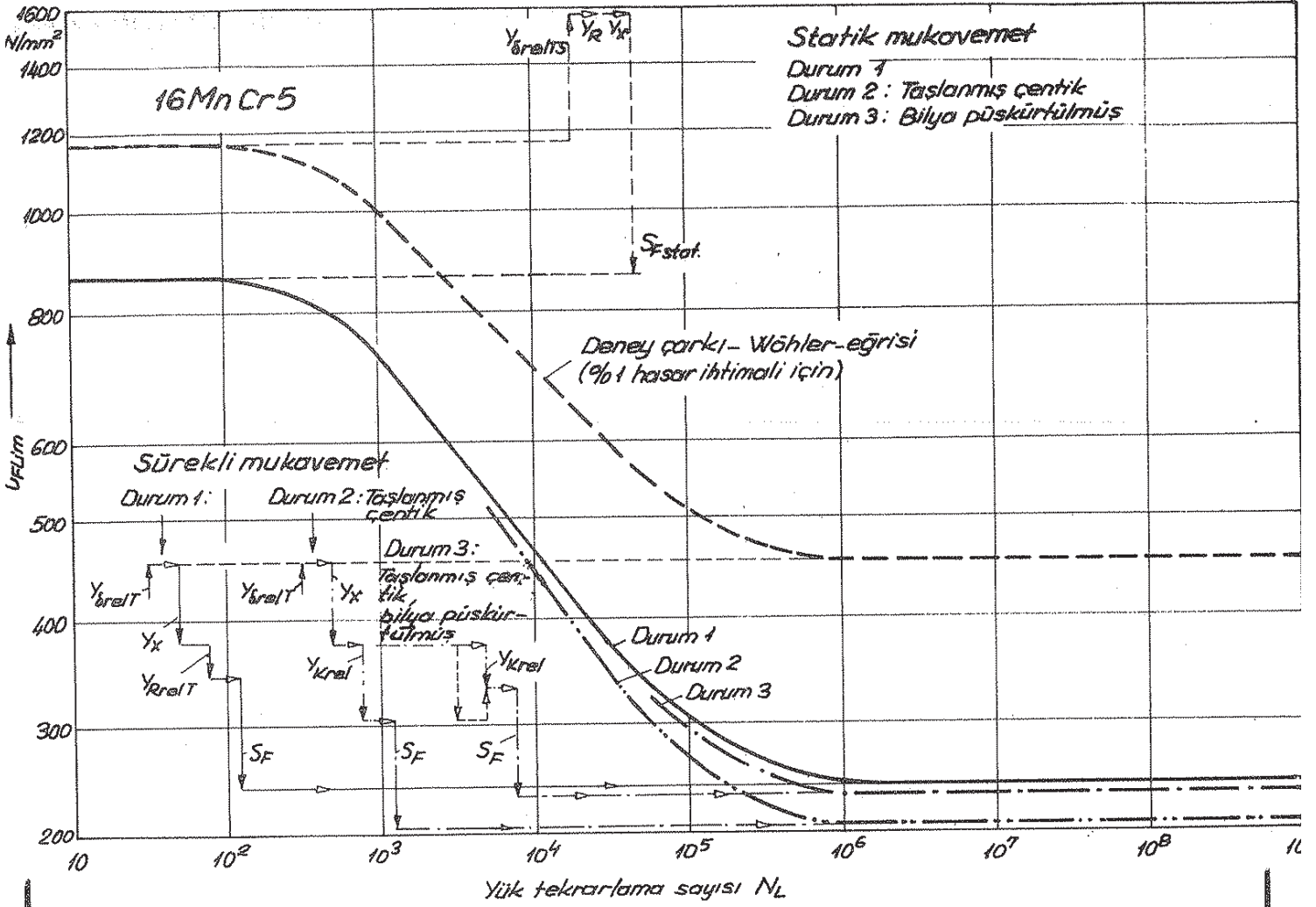


Şekil 10.22 - Zaman faktörü Y_N nin yük tekrarlama sayısı N_L ye göre diyagramdan elde edilmesi. (Görüldüğü gibi, pinyon ve çarkın toplam yük tekrarlama sayıları dış tabanı - sürekli mukavemet alanı içine düşmektedir. $Y_{N1} = 1,0$, $Y_{N2} = 1,0$).



Şekil 10.23a - Metot B ye göre zaman mukavemeti için müsaade edilen dış taban gerilmesi σ_{FPN} nin grafik yoluyla elde edilmesi (prensip şeması).

Bu bilgilerden sonra problemi çözmeye devam edelim.



Sekil 10.23 - Bir dişli çarkın ömür eğrisinin elde edilmesi (Diş taban mukavemeti için deney çarkı - Wöhler - eğrisi).

Mekanizma değerleri : $m=20$; $E_\alpha=1,6$; $q_s = S_{FN} / (2S_F) = 4$;
 $Y_{Sa} = 2,1$; diş tabanında $R_z = 20 \mu m$. Durum 1: Diş tabanında taşlanmış çentik yok. Durum 2 : Taşlanmış çentik var,
 Y_{krel} Şekil 10.18'e göre. Durum 3: Taşlanmış çentik var ve çelik bilya püskürtülmüş. Bulunan faktörler ;

Diş tabanı sürekli mukavemeti için Diş tabanı statik mukavemeti için

$$Y_{srelT} = 1,01$$

$$Y_{srelT} = 1,32$$

$$Y_{relR} = 0,92$$

$$Y_{relR} = 1,0$$

$$Y_x = 0,85$$

$$Y_x = 1,0$$

$$Y_{krel} = 0,80 \text{ (Bilya püskürtülmüş: } 0,90)$$

$$Y_{krel} = 1,0 \text{ (Bilya püskürtülmüş: } 1,0)$$

$$S_F = 1,5$$

$$S_F = 1,8$$

10.3 - Ortaya çıkan diş taban gerilmesi σ_F

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m n} \cdot Y_{FS} \cdot Y_E \cdot Y_B \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{FB} \cdot K_{F\alpha} \quad (\text{Eşitlik 10/10})$$

a) Diş başı form faktörü Y_{FS} ;

Pinyon için,

Kamburlu takım ile imal edilmiş ; $h_{a0} = 14 \text{ mn}$, $s_{a0} = 0,4 \text{ mn}$

$$\left. \begin{array}{l} Z_{n1} = 23,5 \\ x_1 = 0,313 \end{array} \right\} \parallel Y_{FS} \approx 4,07 \quad (\text{Şekil 10.7a})$$

Çark için,

Normal takım ile imal edilmiş ; $h_{a0} = 1,25 \text{ mn}$, $s_{a0} = 0,25 \text{ mn}$

$$\left. \begin{array}{l} Z_{n2} = 115,6 \\ x_2 = -0,0706 \end{array} \right\} \parallel Y_{FS} \approx 4,27 \quad (\text{Şekil 10.6a})$$

b) $Y_E \cdot Y_B$ faktörü ;

$E_{\alpha n} = 1,63 < 2$ dolayısıyla Şekil 10.5 kullanılabilir.

• Kovrama oranı faktörü Y_E ;

$$\left. \begin{array}{l} E_{\alpha} = 1,61 \\ \beta = 7^\circ \end{array} \right\} Y_E = 0,71 \quad (\text{Şekil 10.5c})$$

veya hesapla,

$$Y_E = 0,25 + 0,75 / E_{\alpha n} \quad (\text{Şekil 10.5c})$$

$$Y_E = 0,25 + 0,75 / 1,63$$

$$\parallel Y_E = 0,71$$

• Helisel dişli faktörü Y_B ;

$E_{\beta} = 1,16 > 1$ dolayısıyla $E_{\beta} = 1$ alınarak Şekil 10.5b den:

$$\left. \begin{array}{l} \beta = 7^\circ \\ E_{\beta} = 1 \end{array} \right\} \parallel Y_B = 0,94$$

veya hesapla,

$$Y_B = 1 - E_{\beta} \cdot \frac{\beta}{120^\circ}$$

$$Y_B = 1 - 1 \cdot \frac{7}{120}$$

$$\parallel Y_B = 0,94$$

Not : Y_B faktörünün bazı literatürlerdeki değerleri :

• Roloff / Matek [L. 12] ye göre ;

$$Y_B = 1 - E_{\beta} \cdot \beta / 120$$

$$\geq 1 - 0,25 \cdot E_{\beta} \geq 0,75$$

- Dubbel [L.15] 'e göre ;

$$Y_{\beta} = 1 - \beta^{\circ} / 120^{\circ} \leq 0,75$$

- Karl-Heinz Decker [L.10] 'a göre ;

$$\beta = 0^{\circ} \ 5^{\circ} \ 10^{\circ} \ 15^{\circ} \ 20^{\circ} \ 25^{\circ} \ > 30^{\circ}$$

$$Y_{\beta} = 1 \ 0,96 \ 0,92 \ 0,88 \ 0,84 \ 0,79 \ 0,75$$

$$Y_{E} \cdot Y_{\beta} = 0,71 \cdot 0,94$$

$$\boxed{Y_{E} \cdot Y_{\beta} = 0,67}$$

$Y_{E} \cdot Y_{\beta}$ faktörü, Şekil 10.5 a dan direkt olarak bulunabilir

$$E_{\beta} = 1,16 > 1$$

$$E_{\alpha} = 1,51$$

$$\beta = 7^{\circ}$$

$$\left. \begin{array}{l} E_{\beta} = 1,16 > 1 \\ E_{\alpha} = 1,51 \\ \beta = 7^{\circ} \end{array} \right\} \boxed{Y_{E} \cdot Y_{\beta} = 0,67}$$

Ortaya çıkan diş taban gerilmesi ;

Pinyon için ,

$$\sigma_F = 36,6 \cdot 4,07 \cdot 0,67 \cdot 1,25 \cdot 1,02 \cdot 1,25 \cdot 1$$

$$\boxed{\sigma_F = 159 \text{ N/mm}^2}$$

Çark için ,

$$\sigma_F = 36,6 \cdot 4,27 \cdot 0,67 \cdot 1,25 \cdot 1,02 \cdot 1,25 \cdot 1$$

$$\boxed{\sigma_F = 167 \text{ N/mm}^2}$$

10.4 - Sürekli mekanizmalar için esas alınan diş taban mukavemeti

(diş tabanı - sürekli mukavemet sınırı) σ_{FG}

$$\sigma_{FG} = \sigma_{FE} \cdot Y_{SrelT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_x \cdot Y_A \quad (\text{Eşitlik 10/31})$$

a) Sürekli mukavemet için relâtif destek sayısı Y_{SrelT} ;

a₁) Kısaltılmış hesap metodu :

Çentik parametresinin sınır değerleri ;

Pinyonda ,

$$\left. \begin{array}{l} Z_{n1} = 23,5 \\ x_1 = 0,313 \end{array} \right\} \boxed{q_s > 1,5 \quad (\text{Şekil 10.7a})}$$

Çarkta ,

$$\left. \begin{array}{l} Z_{n2} = 115,6 \\ x_2 = -0,0706 \end{array} \right\} \boxed{q_s < 4 \quad (\text{Şekil 10.6a})}$$

veya

$$\left. \begin{array}{l} Z_{n2} = 115,6 \\ x_2 = -0,0706 \end{array} \right\} \boxed{q_s = 3,1 \quad (\text{Şekil 10.14})}$$

öyleyse pinyon ve çark için

$$\boxed{Y_{SrelT} = 1,0 \quad (\text{Eşitlik 10/27 ; Şekil 10.13})}$$

a₂) Direkt hesap metodu :

Gerilme düzeltme faktörü Y_{sa} ;

Pinyon için ,

$$\left. \begin{array}{l} Z_{n1} = 23,5 \\ x_1 = 0,313 \end{array} \right\} \parallel Y_{sa} = 1,65 \text{ (Şekil 10.7b)}$$

Çark için ,

$$\left. \begin{array}{l} Z_{n2} = 115,6 \\ x_2 = -0,0706 \end{array} \right\} \parallel Y_{sa} = 1,94 \text{ (Şekil 10.6b)}$$

$$\left. \begin{array}{l} Y_{sa} = 1,65 \\ \text{Sementasyonla sertleştirilmiş (Eh)} \end{array} \right\} \text{Pinyonda } \parallel Y_{srelT} = 1,0 \text{ (Şekil 10.13)}$$

$$\left. \begin{array}{l} Y_{sa} = 1,94 \\ \text{İslah edilmiş (V)} \end{array} \right\} \text{Çarkta } \parallel Y_{srelT} = 1,02 \text{ (Şekil 10.13)}$$

a₃) B metodu [L.35 Teil 3] :

• Grafik yoluyla ;

$$\left. \begin{array}{l} Z_n \\ x \end{array} \right\} \rightarrow Y_{sa} \text{ (Şekil 10.6b, 10.7b; Şekil 10.12/13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20)}$$

$$\left. \begin{array}{l} Y_{sa} \\ \text{Malzeme} \end{array} \right\} \rightarrow Y_{srelT} \text{ (Şekil 10.13)}$$

Bu değerler direkt hesap metodu (a₂) ile belirlendi. Ayrıca Şekil 10.21/1 den faydalanarak ;

Pinyon için ,

$$\left. \begin{array}{l} Y_{sa} = 1,65 \\ \text{Malzeme : (Eh)} \end{array} \right\} \parallel Y_{\delta} = 1,03$$

$$\left. \begin{array}{l} q_{ST} = 2,5 \\ \text{Malzeme : (Eh)} \end{array} \right\} \parallel Y_{\delta T} = 1,031$$

$$Y_{srelT} = Y_{\delta} / Y_{\delta T} \text{ (Eşitlik 10/36-1)}$$

$$Y_{srelT} = 1,03 / 1,031$$

$$\parallel Y_{srelT} = 1$$

Çark (42CrMo4 de akma sınırı $\sigma_s \cong 700 \text{ N/mm}^2$) için ,

$$\left. \begin{array}{l} Y_{sa} = 1,94 \\ \text{Malzeme : (V), } \sigma_s = 700 \text{ N/mm}^2 \end{array} \right\} \parallel Y_{\delta} = 1,08$$

$$\left. \begin{array}{l} q_{ST} = 2,5 \\ \text{Malzeme : (V), } \sigma_s = 700 \text{ N/mm}^2 \end{array} \right\} \parallel Y_{\delta T} = 1,06$$

$$Y_{srelT} = 1,08 / 1,06$$

$$\parallel Y_{srelT} = 1,02$$

bulunur.

• Hesap yoluyla ;

Gerekli olan faktörlerin tespiti:

- E faktörü :

$$E = \frac{\pi}{4} \cdot m_n - h_{fp} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n + \frac{Spr}{\cos \alpha_n} - (1 - \sin \alpha_n) \frac{S_{fp}}{\cos \alpha_n} \quad (\text{Eşitlik 10/18-7})$$

Pinyon ($\alpha_n = 20^\circ$; $h_{ap}/m_n = 1,0$; $h_{fp}/m_n = 1,4$; $S_{fp}/m_n = 0,4$; $Spr = 0,02 \cdot m_n$) için ,

$$E = \frac{\pi}{4} \cdot 16 - 1,4 \cdot 16 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ + \frac{0,02 \cdot 16}{\cos 20^\circ} - (1 - \sin 20^\circ) \frac{0,4 \cdot 16}{\cos 20^\circ}$$

$$\| E = 0,2726 \text{ mm.}$$

Çark ($\alpha_n = 20^\circ$; $h_{ap}/m_n = 1,0$; $h_{fp}/m_n = 1,25$; $S_{fp}/m_n = 0,25$) için ,

$$E = \frac{\pi}{4} \cdot 16 - 1,25 \cdot 16 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ - (1 - \sin 20^\circ) \frac{0,25 \cdot 16}{\cos 20^\circ}$$

$$\| E = 2,4861 \text{ mm.}$$

- G faktörü :

$$G = \frac{S_{fp}}{m_n} - \frac{h_{fp}}{m_n} + X \quad (\text{Eşitlik 10/18-5})$$

Pinyon için ,

$$G = \frac{0,4 \cdot m_n}{m_n} - \frac{1,4 \cdot m_n}{m_n} + 0,313$$

$$\| G = -0,6870$$

Çark için ,

$$G = \frac{0,25 \cdot m_n}{m_n} - \frac{1,25 \cdot m_n}{m_n} - 0,0706$$

$$\| G = -1,0706$$

- H faktörü :

$$H = \frac{2}{Z_n} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - \frac{\pi}{3} \quad (\text{Eşitlik 10/18-6})$$

Pinyon için ,

$$H = \frac{2}{23,5} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{0,2726}{16} \right) - \frac{\pi}{3}$$

$$\| H = -0,9150$$

Çark için ,

$$H = \frac{2}{115,6} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{2,4861}{16} \right) - \frac{\pi}{3}$$

$$\| H = -1,0227$$

- ν faktörü :

$$\nu = \frac{2 \cdot G}{Z_n} \cdot \operatorname{tg} \nu - H \quad (\text{Eşitlik 10/18-4})$$

Pinyon için ,

$$\nu = - \frac{2 \cdot 0,6870}{23,5} \cdot \operatorname{tg} \nu + 0,9150$$

Bu denklem « Hewlett PACKARD HP-41CV » mini kompüterde çözümlerse

$$\| \nu = \frac{\pi}{3,7}$$

bulunur.

Çark için,

$$\psi = -\frac{2 \cdot 1,0706}{115,6} \cdot \operatorname{tg} \psi + 1,0227$$

$$\| \psi = \frac{\pi}{3,16}$$

- S_{Fn}/m_n faktörü:

$$\frac{S_{Fn}}{m_n} = Z_n \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3} - \psi\right) + \sqrt{3} \cdot \left(\frac{G}{\cos \psi} - \frac{J_{FP}}{m_n}\right) \quad (\text{Eşitlik 10/18-2})$$

Pinyon için,

$$\frac{S_{Fn}}{m_n} = 23,5 \sin\left(\frac{\pi}{3} - \frac{\pi}{3,7}\right) + \sqrt{3} \cdot \left(\frac{-0,6870}{\cos \pi/3,7} - \frac{0,4 \cdot m_n}{m_n}\right)$$

$$\| \frac{S_{Fn}}{m_n} = 2,1315$$

Çark için,

$$\frac{S_{Fn}}{m_n} = 115,6 \sin\left(\frac{\pi}{3} - \frac{\pi}{3,16}\right) + \sqrt{3} \cdot \left(\frac{-1,0706}{\cos \pi/3,16} - \frac{0,25 \cdot m_n}{m_n}\right)$$

$$\| \frac{S_{Fn}}{m_n} = 2,2923$$

- J_F/m_n faktörü:

$$\frac{J_F}{m_n} = \frac{J_{FP}}{m_n} + \frac{2 \cdot G^2}{\cos \psi \cdot (Z_n \cdot \cos^2 \psi - 2G)} \quad (\text{Eşitlik 10/18-B})$$

Pinyon için,

$$\frac{J_F}{m_n} = \frac{0,4 \cdot m_n}{m_n} + \frac{2 \cdot (0,6870)^2}{\cos \pi/3,7 [23,5 \cdot (\cos \pi/3,7)^2 + 2 \cdot 0,6870]}$$

$$\| \frac{J_F}{m_n} = 0,5228$$

Çark için,

$$\frac{J_F}{m_n} = \frac{0,25 \cdot m_n}{m_n} + \frac{2 \cdot (1,0706)^2}{\cos \pi/3,16 [115,6 \cdot (\cos \pi/3,16)^2 + 2 \cdot 1,0706]}$$

$$\| \frac{J_F}{m_n} = 0,3652$$

- q_s centik parametresi:

$$q_s = \frac{S_{Fn}}{2 \cdot J_F} \quad (\text{Eşitlik 10/6})$$

Pinyon için,

$$q_s = \frac{2,1315 \cdot m_n}{2 \cdot 0,5228 \cdot m_n}$$

$$\| q_s = 2,0385$$

Çark için,

$$q_s = \frac{2,2923 \cdot m_n}{2 \cdot 0,3652 \cdot m_n}$$

$$\| q_s = 3.1385$$

- ρ' Kaygan tabaka genişliği (Cetvel 10-13):

Pinyon için,

$$\text{Malzeme : (Eh)} \longrightarrow \| \rho' = 0.0030 \text{ mm}$$

Çark için,

$$\text{Malzeme : (V), } \sigma_s \approx 700 \text{ N/mm}^2 \longrightarrow \| \rho' = 0.0194 \text{ mm}$$

$$Y_{\delta_{relT}} = \frac{1 + \sqrt{\rho' \cdot x^*}}{1 + \sqrt{\rho' \cdot x_T^*}} \quad (\text{Eşitlik 10/36-1})$$

$$x^* = x_p^* (1 + 2q_s) \quad (\text{Eşitlik 10/36-2})$$

Pinyon için,

$$x^* = \frac{1}{5} (1 + 2 \cdot 2.0385)$$

$$\| x^* = 1.0154$$

Çark için,

$$x^* = \frac{1}{5} (1 + 2 \cdot 4.7413)$$

$$\| x^* = 2.0965$$

$q_{ST} = 2.5$ için

$$x_T^* = \frac{1}{5} (1 + 2 \cdot 2.5)$$

$$\| x_T^* = 1.2$$

Pinyon için,

$$Y_{\delta_{relT}} = \frac{1 + \sqrt{0.0030 \cdot 1.0154}}{1 + \sqrt{0.0030 \cdot 1.2}} = 0.9955$$

$$\| Y_{\delta_{relT}} = 1.0$$

Çark için,

$$Y_{\delta_{relT}} = \frac{1 + \sqrt{0.0194 \cdot 2.0965}}{1 + \sqrt{0.0194 \cdot 1.2}}$$

$$\| Y_{\delta_{relT}} = 1.04$$

a4) C metodu [L. 35 Teil 3]:

$q_s > 1.5$ dolayısıyla,

$$\| Y_{\delta_{relT}} = 1.0$$

a5) D metodu [L. 35 Teil 3]:

$$\| Y_{\delta_{relT}} = 1.0 \quad (\text{Eşitlik 10/36-4})$$

Not. Y_{sa} faktörünün, metot C ye göre hesap yoluyla elde edilmesi [L.95 Teil 3]:

$$Y_{sa} = (1,2 + 0,13 \cdot L_{\alpha}) \cdot q_s \left(\frac{1}{1,21 + 2,9/L_{\alpha}} \right) \quad (\text{Eşitlik 10/18-26})$$

$$\alpha_{an} = \arccos \left(\frac{d_{bn}}{d_{an}} \right) = \arccos \left[\frac{\cos \alpha_n}{1 + \frac{(d_a - d)}{m_n \cdot z_n}} \right] \quad (\text{Eşitlik 10/18-19})$$

Pinyon için,

$$\alpha_{an} = \arccos \left[\frac{\cos 20^\circ}{1 + \frac{(412,97 - 370,76)}{16 \cdot 23,5}} \right] = \arccos 0,8459$$

$$\|\alpha_{an} = 32,3^\circ$$

Çark için,

$$\alpha_{an} = \arccos \left[\frac{\cos 20^\circ}{1 + \frac{(1851,308 - 1821,58)}{16 \cdot 115,6}} \right] = \arccos 0,9248$$

$$\|\alpha_{an} = 22,3575^\circ$$

$$\alpha_{fan} = \alpha_{an} - \delta_{\alpha} = \text{tg} \alpha_{an} - \text{inv} \alpha_n - \frac{0,5 \cdot \pi + 2 \cdot x \cdot \text{tg} \alpha_n}{z_n} \quad (\text{Eşitlik 10/18-21})$$

$$\alpha_n = 20^\circ \rightarrow \text{inv} \alpha_n = 0,0149044 \quad (\text{Cetvel E1.1a})$$

Pinyon için,

$$\alpha_{fan} = \text{tg} 32,3 - 0,0149044 - \frac{0,5 \cdot \pi + 2 \cdot 0,313 \cdot \text{tg} 20^\circ}{23,5} = 0,5407$$

$$\|\alpha_{fan} = 30,9816^\circ$$

Çark için,

$$f_{an} = \text{tg} 22,3575 - 0,0149044 - \frac{0,5 \cdot \pi - 2 \cdot 0,0706 \cdot \text{tg} 20^\circ}{115,6} = 0,3833$$

$$\|\alpha_{fan} = 21,9589^\circ$$

$$\frac{h_{Fa}}{m_n} = 0,5 \cdot z_n \left[\frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_{fan}} - \cos \left(\frac{\pi}{3} - \nu \right) \right] + 0,5 \left(\frac{S_{fp}}{m_n} - \frac{G}{\cos \nu} \right) \quad (\text{Eşitlik 10/18-22})$$

Pinyon için,

$$\frac{h_{Fa}}{m_n} = 0,5 \cdot 23,5 \left[\frac{\cos 20^\circ}{\cos 30,9816} - \cos \left(\frac{\pi}{3} - \frac{\pi}{3,7} \right) \right] + 0,5 \left(\frac{0,4 \cdot m_n}{m_n} + \frac{0,6870}{\cos \pi/3,7} \right)$$

$$\|\frac{h_{Fa}}{m_n} = 2,0785$$

Çark için,

$$\frac{h_{Fa}}{m_n} = 0,5 \cdot 115,6 \left[\frac{\cos 20^\circ}{\cos 21,9589} - \cos \left(\frac{\pi}{3} - \frac{\pi}{3,19} \right) \right] + 0,5 \left(\frac{0,25 \cdot m_n}{m_n} - \frac{1,0706}{\cos \pi/3,19} \right)$$

$$\|\frac{h_{Fa}}{m_n} = 1,9682$$

$$\bullet L_{\alpha} = \frac{S_{Fn}}{h_{Fa}} \quad (\text{Eşitlik 10/18-27})$$

Pinyon için,

$$L_{\alpha} = \frac{2,1315}{2,0785} \quad \parallel L_{\alpha} = 1,0255$$

Çark için,

$$L_{\alpha} = \frac{2,2923}{1,9682} \quad \parallel L_{\alpha} = 1,1647$$

Pinyon için,

$$Y_{Sa} = (1,2 + 0,13 \cdot 1,0255) \cdot 2,0385 \left(\frac{1}{1,21 + 2,3/1,0255} \right)$$

$$\parallel Y_{Sa} = 1,64$$

Çark için,

$$Y_{Sa} = (1,2 + 0,13 \cdot 1,1647) \cdot 3,1385 \left(\frac{1}{1,21 + 2,3/1,1647} \right)$$

$$\parallel Y_{Sa} = 1,9353 \cong 1,94$$

b) Sürekli mukavemet için relâtif yüzey düzgünlüğü faktörü Y_{RrelT} ;

b₁) Kısaltılmış hesap metodu :

Pinyonda,

$$R_z = 16 \mu\text{m} \quad \parallel Y_{RrelT} = 1,0 \quad (\text{Eşitlik 10/36})$$

Çarkta,

$$R_z = 16 \mu\text{m} \quad \parallel Y_{RrelT} = 1,0 \quad (\text{Eşitlik 10/36})$$

b₂) Direkt hesap metodu:

Pinyon için,

$$\left. \begin{array}{l} R_z = 16 \mu\text{m} \\ (Eh) \end{array} \right\} \parallel Y_{RrelT} = 0,97 \quad (\text{Şekil 10-17})$$

Çark için,

$$\left. \begin{array}{l} R_z = 16 \mu\text{m} \\ (V) \end{array} \right\} \parallel Y_{RrelT} = 0,97 \quad (\text{Şekil 10-17})$$

b₃) B metodu [L 35 Teil 3] :

• Grafik yoluyla ;

$$\left. \begin{array}{l} R_z \\ \text{Malzeme} \end{array} \right\} \longrightarrow Y_{RrelT} \quad (\text{Şekil 10-17})$$

Bu değerler direkt hesap metodu (b₂) ile belirlendi

• Hesap yoluyla ;

Pinyon ve çark için,

$$Y_{RrelT} = 1,674 - 0,529 \cdot (R_z + 1)^{0,1} \quad (\text{Eşitlik 10/36-B})$$

$$Y_{RelT} = 1.674 - 0.529 \cdot (16+1)^{0.1}$$

$$\| \underline{Y_{RelT} = 0.97}$$

b₄) C metodu [L.35 Teil 3]:

$$\| \underline{Y_{RelT} = 1.0} \quad (\text{Eşitlik 10/36-11})$$

b₅) D metodu [L.35 Teil 3]:

$$\| \underline{Y_{RelT} = 0.9} \quad (\text{Eşitlik 10/36-13})$$

c) Büyüklük faktörü Y_x ;

Pinyon için ;

$$m_n = 16 \text{ mm.}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Sementasyonla sertleştirilmiş (Eh)} \end{array} \right\} \| \underline{Y_x = 0.89} \quad (\text{Şekil 10.16})$$

Çark için ,

$$m_n = 16 \text{ mm}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{İslah edilmiş (V)} \end{array} \right\} Y_x = 0.93 \quad (\text{Şekil 10.16})$$

veya hesap yoluyla,

Pinyon için

$$Eh$$

$$5 < m_n < 25$$

$$\left. \begin{array}{l} Eh \\ 5 < m_n < 25 \end{array} \right\} Y_x = 1.05 - 0.01 \cdot m_n \quad (\text{Çetvel 10.1})$$

$$Y_x = 1.05 - 0.01 \cdot 16$$

$$\| \underline{Y_x = 0.89}$$

Çark için ,

$$V$$

$$5 < m_n < 30$$

$$\left. \begin{array}{l} V \\ 5 < m_n < 30 \end{array} \right\} Y_x = 1.03 - 0.006 \cdot m_n \quad (\text{Çetvel 10.1})$$

$$Y_x = 1.03 - 0.006 \cdot 16$$

$$\| \underline{Y_x = 0.93}$$

d) Kuvvet yönü değiştirme faktörü Y_A ;

Kuvvet yönünün değişmesi söz konusu değil, dolayısıyla pinyon ve çark için,

$$\| \underline{Y_A = 1.0} \quad (\text{Şekil 10.19})$$

Diş tabanı - sürekli mukavemet sınırı (veya, diş tabanı - sınır mukavemeti) σ_{FG} ;

Pinyon için ,

$$\sigma_{FG} = 860 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0.89 \cdot 1$$

$$\| \underline{\sigma_{FG} = 765 \text{ N/mm}^2}$$

Çark için ,

$$\sigma_{FG} = 590 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0.93 \cdot 1$$

$$\| \underline{\sigma_{FG} = 549 \text{ N/mm}^2}$$

10.5 - Zaman mukavemetli mekanizmalar için esas alınan diş taban mukavemeti (diş tabanı - zaman mukavemet sınırı veya diş tabanı - sınır mukavemeti) σ_{FBN}

$$\sigma_{FBN} = \sigma_{FE} \cdot Y_N \quad (\text{Eşitlik 10/34})$$

Zaman faktörü Y_N nin tesbit edilmesi ;

Diş taban mukavemeti için, malzemenin zaman mukavemeti sınırı (N_0) ve sürekli ömür sınırı (N_{∞}) ;

Sementasyonla sertleştirilmiş pinyonda: $N_0 = 10^8, N_{\infty} = 3 \cdot 10^6$ } (Şekil 10.21 ; Cet-
İslah edilmiş çarkta : $N_0 = 10^7, N_{\infty} = 3 \cdot 10^6$ } vel 9.2)

Diğer taraftan yük tekrarlama sayıları, pinyon için $N_{L1} = 8,25 \cdot 10^4$ ve çark için $N_{L2} = 1,7 \cdot 10^4$ olarak hesaplanmıştı (Kısım B.8). Şu halde, $N_0 < N_{L1} < N_{\infty}$ ve $N_0 < N_{L2} < N_{\infty}$ olmakta yani zaman mukavemeti alanı içinde kalınmaktadır. Bu gibi durumlarda Y_N in değişimi çizilir ve bu değişim eğrisinden yük tekrarlama sayısı N_L ye karşılık gelen Y_N değeri alınır.

Y_N değişiminin çizimi :

Zaman mukavemeti alanında Y_N değerunun çizimi için iki noktaya ait koordinatın bilinmesi yeterlidir. Bu koordinatlar; sürekli mukavemet sınırı ve statik mukavemet sınırındır.

a) Sürekli mukavemet için,

$$Y_N = Y_{SrelT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X \cdot Y_A \cdot Y_{NT} \quad (\text{Eşitlik 10/35})$$

Pinyonda,

$$Y_N = 1 \cdot 1 \cdot 0,89 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\parallel Y_N = 0,89$$

Çarkta,

$$Y_N = 1 \cdot 1 \cdot 0,93 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\parallel Y_N = 0,93$$

b) Statik mukavemet için,

$$Y_N(s) = Y_{SrelT}(s) \cdot Y_A(s) \cdot Y_{NT}(s) \quad (\text{Eşitlik 10/37})$$

Statik mukavemet için relâtif destek sayısı $Y_{SrelT}(s)$;

• B metodu [L.35 Teil 3] :

– Grafik yoluyla;

Gerilme düzeltme faktörü Y_S ;

Pinyon için,

$$\left. \begin{array}{l} Y_{Sa} = 1,65 \\ E_{\Delta n} = 1,63 \end{array} \right\} \parallel \underline{Y_S = 2,07} \quad (\text{Şekil 10-21/3})$$

Çark için,

$$\left. \begin{array}{l} Y_{Sa} = 1,94 \\ E_{\Delta n} = 1,63 \end{array} \right\} \parallel \underline{Y_S = 2,4} \quad (\text{Şekil 10-21/3})$$

veya,

$$Y_S \approx Y_{Sa} \cdot (0,6 + 0,4 E_{\Delta n}) \quad (\text{Şekil 10-15 ; 10-21/3})$$

Pinyon için,

$$Y_S = 1,65 \cdot (0,6 + 0,4 \cdot 1,63)$$

$$\parallel \underline{Y_S = 2,07}$$

Çark için,

$$Y_S = 1,94 \cdot (0,6 + 0,4 \cdot 1,63)$$

$$\parallel \underline{Y_S = 2,43}$$

Şekil 10-15 'e göre

Pinyonda,

$$\left. \begin{array}{l} Y_S = 2,07 \\ (Eh) \end{array} \right\} \parallel \underline{Y_{\delta rel T} = 1,03}$$

Çarkta,

$$\left. \begin{array}{l} Y_S = 2,43 \\ (V) \end{array} \right\} \parallel \underline{Y_{\delta rel T} = 1,17}$$

Ayrıca Şekil 10-21/2 den faydalanılarak ;

Pinyon için,

$$\left. \begin{array}{l} Y_S = 2,07 \\ \text{Malzeme: } (Eh) \end{array} \right\} \parallel \underline{Y_{\delta} = 1,80}$$

$$\left. \begin{array}{l} Y_{\delta T} = 2,0 \\ \text{Malzeme: } (Eh) \end{array} \right\} \parallel \underline{Y_{\delta T} = 1,75}$$

$$Y_{\delta rel T} = Y_{\delta} / Y_{\delta T} = 1,8 / 1,75$$

$$\parallel \underline{Y_{\delta rel T} = 1,03}$$

Çark (42 CrMo4 de $\sigma_{0,2} \approx 700 \text{ N/mm}^2$) için

$$\left. \begin{array}{l} Y_S = 2,43 \\ \text{Malzeme: } (V), \sigma_{0,2} \approx 700 \text{ N/mm}^2 \end{array} \right\} \parallel \underline{Y_{\delta} = 1,9}$$

$$\left. \begin{array}{l} Y_{\delta T} = 2,0 \\ \text{Malzeme: } (V), \sigma_{0,2} \approx 700 \text{ N/mm}^2 \end{array} \right\} \parallel \underline{Y_{\delta T} = 1,62}$$

$$Y_{\delta rel T} = 1,9 / 1,62$$

$$\parallel \underline{Y_{\delta rel T} = 1,17}$$

bulunur.

- Hesap yoluyla;

Pinyon için,

$$Y_{\delta_{rel}T} = 0,44 \cdot Y_S + 0,12 \quad (\text{Eşitlik 10/37-3})$$

$$Y_{\delta_{rel}T} = 0,44 \cdot 2,07 + 0,12$$

$$\| \underline{Y_{\delta_{rel}T} = 1,03}$$

Çark için,

$$Y_{\delta_{rel}T} = \frac{1 + 0,82 \cdot (Y_S - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{0,2}}}}{1 + 0,82 \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{0,2}}}} \quad (\text{Eşitlik 10/37-2})$$

$$Y_{\delta_{rel}T} = \frac{1 + 0,82 \cdot (2,43 - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{700}}}{1 + 0,82 \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{700}}}$$

$$\| \underline{Y_{\delta_{rel}T} = 1,17}$$

• C metodu [L. 35 Teil 3]:

$$Y_{\delta_{rel}T} = 0,52 \cdot Y_{Sa} + 0,20 \quad (\text{Eşitlik 10/37-7})$$

Pinyon için,

$$Y_{\delta_{rel}T} = 0,52 \cdot 1,65 + 0,20$$

$$\| \underline{Y_{\delta_{rel}T} = 1,05}$$

Çark için,

$$Y_{\delta_{rel}T} = 0,52 \cdot 1,94 + 0,20$$

$$\| \underline{Y_{\delta_{rel}T} = 1,2}$$

• D metodu [L. 35 Teil 3]:

$$\| \underline{Y_{\delta_{rel}T} = 1,0} \quad (\text{Eşitlik 10/37-11})$$

Statik mukavemet için ömür faktörü $Y_{NT}(s)$;

Şekil 10.21 veya Cetvel 10.2 den:

Pinyon için,

$$\left. \begin{array}{l} N_0 = 10^3 \\ (Eh) \end{array} \right\} \| \underline{Y_{NT}(s) = 2,5}$$

Çark için,

$$\left. \begin{array}{l} N_0 = 10^4 \\ (V) \end{array} \right\} \| \underline{Y_{NT}(s) = 2,5}$$

okunur.

Değişme faktörü $Y_A(s)$;

Şekil 10-19 a göre pinyon ve çark için,

$$\| Y_A(s) = 1,0$$

Zaman faktörü $Y_N(s)$;

Pinyonda,

$$Y_N(s) = 1,03 \cdot 1 \cdot 2,5$$

$$\| Y_N(s) = 2,58$$

Çarkta ,

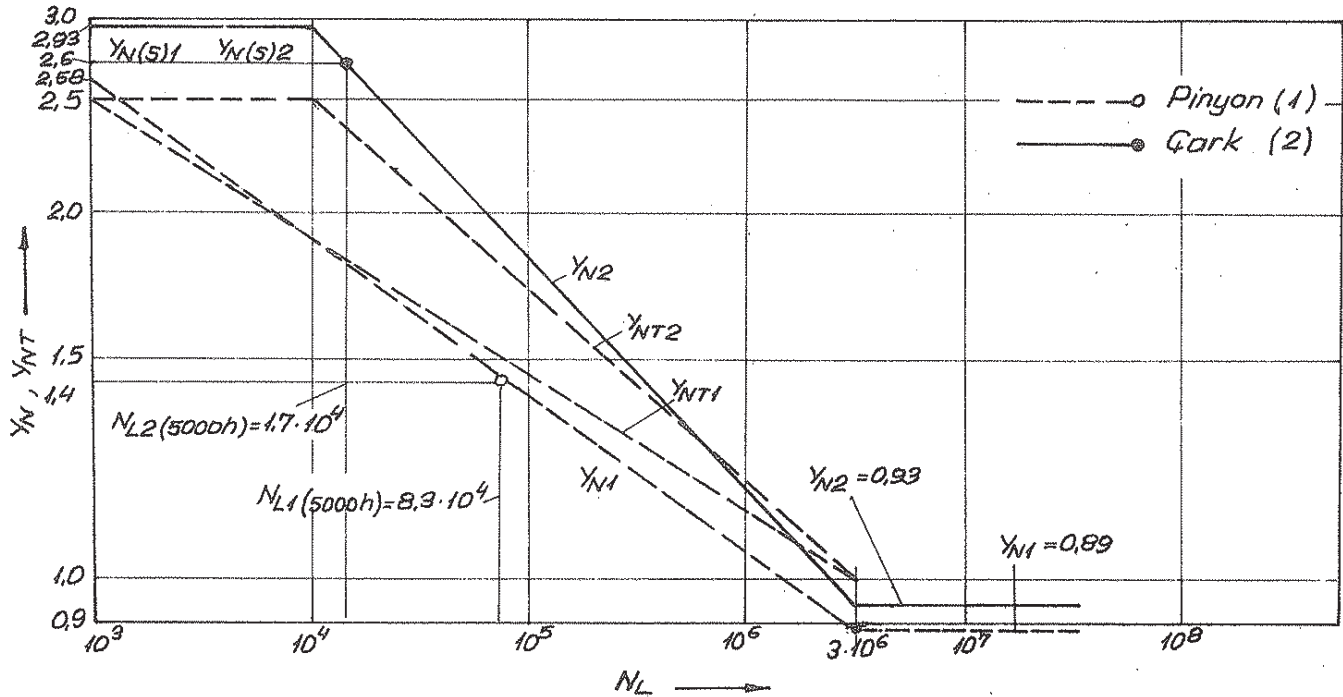
$$Y_N(s) = 1,17 \cdot 1 \cdot 2,5$$

$$\| Y_N(s) = 2,93$$

Artık Y_N eğrisi çizilebilir (Şekil 10-24).

Koordinatlar :

$$\left. \begin{array}{l} Y_{NT1} \text{ 'e ait ; } (3 \cdot 10^6, 1,0) , (10^3, 2,5) \\ Y_{NT2} \text{ ye ait ; } (3 \cdot 10^6, 1,0) (10^4, 2,5) \\ Y_{N1} \text{ 'e ait ; } (3 \cdot 10^6, 0,89) (10^3, 2,58) \\ Y_{N2} \text{ ye ait ; } (3 \cdot 10^6, 0,93) (10^4, 2,93) \end{array} \right\} \text{ (Şekil 10-24)}$$



Şekil 10-24- Y_N eğrisinin çizimi ve Y_N 'in yük tekrarlama sayısı N_L ye göre diyagramdan elde edilmesi (Görüldüğü gibi pinyon ve çarkın toplam yük tekrarlama sayıları, diş tabanı zaman mukavemet alanı içine düşmektedir).

C) Çizilen diyagramdan, yük tekrarlama sayısı N_L için elde edilen Y_N değerleri (Şekil 10.24);

Pinyon için,

$$N_{L1}(5000h) = 8,3 \cdot 10^4 \longrightarrow \parallel Y_N = 1,4$$

Çark için

$$N_{L2}(5000h) = 1,7 \cdot 10^4 \longrightarrow \parallel Y_N = 2,6$$

Zaman mukavemetli mekanizmalar için diş tabanı - sınır mukavemeti σ_{FGN} ;

Pinyonda,

$$\sigma_{FGN} = 860 \cdot 1,4$$

$$\parallel \sigma_{FGN} = 1204 \text{ N/mm}^2$$

Çarkta,

$$\sigma_{FGN} = 590 \cdot 2,6$$

$$\parallel \sigma_{FGN} = 1534 \text{ N/mm}^2$$

10.6 - Hesap yoluyla diş taban emniyeti S_F

S_F , pinyon ve çark için ayrı ayrı

$$S_F = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_F} \geq S_{Fmin.} \quad (10/38)$$

bağıntısı ile hesaplanır.

• Sürekli mukavemet için:

$$\sigma_{FG} - \text{Eşitlik 10/31}$$

$$\sigma_F - \text{Eşitlik 10/1B}$$

• Zaman mukavemeti için:

$$S_{FN} = \frac{\sigma_{FGN}}{\sigma_F} \geq S_{Fmin.} \quad (10/39)$$

$$\sigma_{FGN} - \text{Eşitlik 10/34}$$

$$\sigma_F - \text{Eşitlik 10/1B (aşağıdaki önemli nota bakınız)}$$

Önemli not. Kalkınma esnasındaki toplam yük tekrarlama sayısı veya toplam darbeli yük tekrarlama sayısı ile taşıma kabiliyetinin tespiti için σ_F değeri, $P_{max.}$ a göre yeniden hesaplanmalıdır.

S_H nin hesabı:

a) Sürekli mekanizmalar için,

$$S_F = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_F} \quad (\text{Eşitlik 10/38})$$

Pinyonda,

$$S_F = 765 / 159$$

$$\| S_F = 4,8$$

Çarkta,

$$S_F = 549 / 167$$

$$\| S_F = 3,3$$

b) Zaman mukavemetli mekanizmalar için,

N_{L1} ve N_{L2} kalkınma esnasındaki toplam yük tekrarlama sayıları (pinyon ve çark için), dolayısıyla σ_F , maksimum moment veya $P_{max.}$ a göre yeniden hesaplanmalıdır.

$$P_{max.} = 3750 \text{ kW (Sayfa 149)}$$

$$K_A = 1,0$$

$$K_V = 1,0$$

$$F_{tmax.} = 701910 \text{ N}$$

$$K_{F\alpha} = 1,0 \text{ (Sayfa 151)}$$

(Sayfa 150)

• U_S - Faktörü,

$$U_S = U \cdot 2,5 = 36,6 \cdot 2,5$$

$$\| U_S = 91,5 \text{ N/mm}^2$$

• K_{FB} - faktörü,

$$K_{FB} = (K_{HB})^{N_F}, N_F = \frac{(b/h)^2}{1 + (b/h) + (b/h)^2} \text{ (Eşitlik 8/5B)}$$

$$N_F = 0,92 \text{ (Sayfa 108)}$$

$$K_{HB} = 1,32 \text{ (Sayfa 151)}$$

$$K_{FB} = (1,32)^{0,92}$$

$$\| K_{FB} = 1,30$$

$$\sigma_F = U_S \cdot Y_{FS} \cdot Y_E \cdot Y_B \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{FB} \cdot K_{F\alpha} \text{ (Eşitlik 10/1B)}$$

Pinyon için,

$$\sigma_F = 91,5 \cdot 4,07 \cdot 0,67 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,30 \cdot 1$$

$$\| \sigma_F = 325 \text{ N/mm}^2$$

Çark için,

$$\sigma_F = 91,5 \cdot 4,27 \cdot 0,67 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,30 \cdot 1$$

$$\| \sigma_F = 340 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{FN} = \sigma_{FEN} / \sigma_F \text{ (Eşitlik 10/39)}$$

Pinyonda ,

$$S_{FN} = 1204 / 325$$

$$\| S_{FN} = 3,7$$

Çarkta ,

$$S_{FN} = 1534 / 340$$

$$\| S_{FN} = 4,5$$

10.7 - En küçük diş taban emniyeti S_{Fmin} .

Cetvel 9.3'e göre ;

- Sürekli mukavemet için

$$\| S_{Fmin.} = 1,5 \text{ (B- Sütunu)}$$

- Statik mukavemet için

$$\| S_{Fmin.} = 1,4 \text{ (B-Sütunu)}$$

11- Yenmeye karşı diş yüzeyinin yük taşıma kabiliyeti (Yenme mukavemeti)

Dişli çark boyutlarının tayininde , gerekli ömür süresince herhangi bir hasarın meydana gelmesini önlemek için ortaya çıkan diş zorlanmalarının mümkün olduğu kadar hassas bir şekilde bilinmesi gereklidir.

Taşıma kabiliyetinin kontrolünde bu nedenle en önemli zorlanma şekilleri göz önüne alınmalıdır.

Bu zorlanmalar ,

- Diş yüzeylerindeki basınç ,
- Dişlerin eğilme ve makaslanması

dir.

Yukarıda sayılan diş zorlanmalarından başka "zımparalama" (abrazyon) etkisi veya "yenme" sonucu diş yüzeylerinde "aşınma" meydana gelir. Kuru sürtünme ve yarı -sıvı sürtünme bölgesinde , özellikle ilk harekette ve yavaş dönen mekanizmalarda ortaya çıkan mekanik aşınma (abrazyon) "kayma aşınması" olarak isimlendirilir. Yetersiz yağlama ve hatalı diş geometrisi halinde düzgün olmayan bir şekilde ortaya çıkan kayma aşınması mekanizmanın vaktinden önce kullanılmaz hale gelmesi sonucu doğurur.

Yenme , özellikle yüksek kayma hızı alan bölgelerde , meselâ taban dairesi yakınlarında kısa süreli kaynak bağlarının sonucu olarak meydana gelir. Yenme aşınmasının meydana gelmesinin doğrudan sebebi , çok yüksek kayma hızı sonucu bölgesel aşırı ısınmadır. Bu durum , eksik yağlama ve yetersiz soğutma , bir çok halde de kötü üst yüzey kalitesi ve uygun olmayan yüzey sürtünme katsayısı ile ilgili

olarak ortaya çıkar.

11.1 - Yenme

• Soğuk yenme ve sıcak yenme olarak ayrılır. (Şekil 11-1).

• Her iki hasar şekli, esas olarak dış yüzeylerinin yetersiz yağlanmasından ileri gelir.

• Pitting ve diş kırılmasının aksine yenme, yorulma hasarı değildir, daha çok, kısa süreli aşırı yüklerin meydana getirdiği bir hasar şeklidir.

• Eğer tedbir alınmazsa, kayıp güç, sıcaklık ve aşınma artar, aynı şekilde titreşim ve gürültüde de artış görülür bu ise, diş kırılma tehlikesinin ortaya çıkması demektir.

a) Soğuk yenme (Kaltfressen);

• Az rastlanan bir hasar olayıdır, ekseriya düşük çevre hızlarında ($\sim 4 \text{ m/sn}$. 'in altında) ve kaba dişli kalitelerindeki işlenmiş dişli çarklarda daha çok görülür. Üretilen ısı önemsizdir.

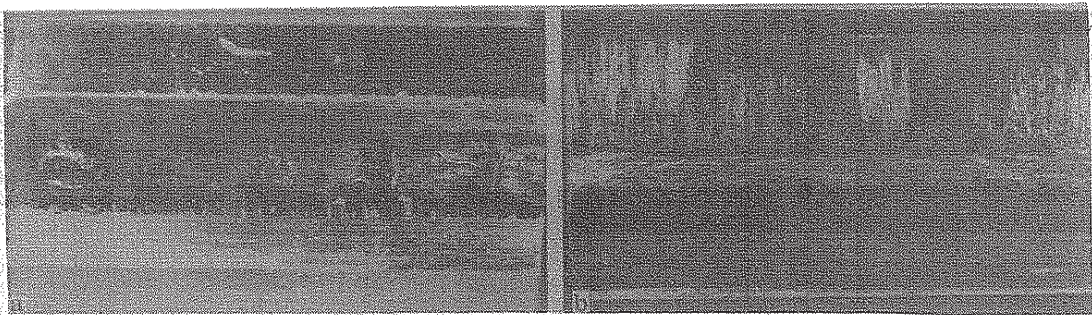
• Hesaplanması için şimdiye kadar belirli bir kriter yoktur ancak EHD (Elastohydrodinamik) - teorisi bizlerin karar vermesi için yaklaşım sağlayabilir.

Önlenmesi :

• Yağ filmi kalınlığının yüksek tutulması (özellikle daha yüksek viskoziteli yağ) soğuk yenme tehlikesini daha aza indirir.

• Kavrama darbesinin (kavrama impulsunun) azaltılması. Bunun için profil boyutunda düzeltme (diş başlarının daraltılması, diş başlarının yuvarlaklaştırılması gibi) yapılır.

• Diş yüzeyi form hatasının ve diş yüzeyi pürüzlülüğünün en aza indirilmesi.



Şekil 11-1 - Diş yüzeylerinde meydana gelen yenme hasarı.

a) Soğuk yenme. İslah çeliği 42.CrMo4 V ; Madeni yağ FVA3, viskozite : $\nu_{40} = 80 \text{ mm}^2/\text{sn}$. ; sıcaklık : $\nu_{\text{yağ}} = 60^\circ\text{C}$; Çevre hızı $\nu_t = 0,45 \text{ m/sn}$. ; Hertz basıncı $P_c = 900 \text{ N/mm}^2$.

b) Sıcak yenme. Sementasyon çeliği 16Mn Cr 5 sementasyonla sertleştirilmiş ; Soğutma makinası yağı, $\nu_{50} = 60 \text{ mm}^2/\text{sn}$. , $\nu_{\text{yağ}} = 90^\circ\text{C}$; $\nu_t = 36 \text{ m/sn}$. , diş formu C (Şekil 11-3 ile mukayese ediniz) ; $P_c = 770 \text{ N/mm}^2$.

5 b) Sıcak yenme (Warmfressen);

Önce diş yüzeylerinde "çizilmelerin" başladığı (çizik teşekkülü) görülür. Yüksek hızlarda çalışan ($\sim 4 \text{ m/sn.}$ 'in üzerinde) aşırı yük altındaki sertleştirilmiş alın dişli çarklarda ayrıca hypoid mekanizmalarda daha çok ortaya çıkar.

Sebebi :

Aşırı yük altındaki yüksek hızlı dişli mekanizmalarında, temas bölgesinde çok yüksek sıcaklıklar meydana gelebilmekte ve bu bölgede yağ filmi yırtılarak diş yüzeyleri arasında bir kaynama olayı olabilmektedir. Relatif hareketten dolayı kaynak noktasında kaynak mukavemeti ana maddelerden birine göre daha büyüğe kopma bu ana maddeden olup, bir yüzeyden diğerine malzeme transferi yapılmaktadır. Bazı hallerde yüzeyler birbirine kilitlenir. Hareket olanağı sağlansa bile yüzeyler bozulmuş olur. Yenme aşınmasında ileri sürülen fiziksel olaylar da gerçek bir hesap tarzına henüz geniş ölçüde imkân vermemektedir ancak belirli bazı hipotezlerde kabul edilmiştir.

Önlenmesi :

Şekil 11.2 de , yağlayıcı maddenin ve hızın , yenme mukavemeti üzerindeki etkisi görülmektedir. Yenme sınırı , yağ viskozitesinin seçimi ve her şeyden önce EP- ilâveleri ile önemli derecede artar. Ancak yağ viskozitesinin ve yağlayıcı maddenin seçimi gelişigüzel olmamalı ve aynı zamanda EP- değerinin artmasıyla zararlı tesirlerin de olabileceği unutulmamalıdır (Bazı metallerde korozyon, sızdırmaz elemanlarda - keçeler , salmastroalar v.s - gevrekleşme , su ve hava ayırma kabiliyetinde fenalaşma olabilir).

Dişli geometrisi ve relâtif kayma hızının yenme mukavemeti üzerindeki etkisi önemlidir (Şekil 11.3). Onun için yenme tehlikesine karşı diş formu öyle seçilir ki , kavrama boyunun giriş ve çıkış kısmına ait uzunluklar yaklaşık olarak eşit olsun (uygun olmayan giriş darbesi - iterek kayma - yüzünden giriş kavrama boyu biraz daha kısa tutulur). Yine Şekil 11.4 de , diş başı dbraltılmasının yenme yükü üzerindeki etkisini görmek mümkündür.

Dış formu	Araştırılan etki	Mukayese edilen dış formu	Modül m_n [mm]	Dış sayıları Z_1/Z_2	α_{on} [°]	α_{bn} [°]	β_0 [°]	ϵ [-]	d_{k1} [mm]	d_{k2} [mm]	x_1 [-]	x_2 [-]	v_{G1}/v [-]	v_{G2}/v [-]	$f = \frac{P_H}{N \sqrt{P/b}}$	
A	Mukayese edilen dış formları	/	4.5	16/24	20	22.5	0	1,35	88,770	112,500	0,8635	-0,5	0,670	0,148	6,61	
C								1,46	82,636	118,636	0,1817	0,1817	0,443	0,442		
A1	Kavrama oranı	A	4.5	16/24	20	22.5	0	1,17	88,770	110,436	0,8635	-0,5	0,670	0,034	6,61	
A2								1,01	108,876			0,059				
H1	ϵ	H	6,0	12/18				1,02	88,800	112,500	0,400	-0,1276	0,671	0,148		
K	Yüzey eğriliği ρ	C	4.5	16/24	15	18,24			1,44	81,500	117,500	0,1819	0,1891	0,445	0,448	7,31
D					30	31,46			1,25	85,194	115,686	0,466	-0,146	0,450	0,243	5,65
A3	Relatif kayma hızı	A	4.5	16/24	20	22.5	0	1,17	85,624	112,500	0,8635	-0,5	0,556	0,148	6,61	
A4								1,01	83,160			0,463				
B	Relatif kayma hızı	C	4.5	14/26	20	22.5	0	1,42	86,072	115,200	0,5635	-0,2	0,574	0,284	6,8	
E								75,790	125,482	0,421	-0,058	0,547	0,359			
F	v_{G1}/v	C	4.5	12/28	20	22.5	0	1,33	69,480	131,790	0,720	-0,357	0,688	0,230	7,05	
J	Relatif kayma hızı	G	3,0	24/36	20	22.5	0	1,54	79,800	115,446	0,300	0,245	0,326	0,296	6,61	
R				30/30	1,45	97,114	97,114	0,265	0,265	0,279	0,279	6,49				
L	Modül m_n	H	6,0	12/18	20	22.5	0	1,40	91,200	111,920	0,600	-0,328	0,754	0,118	6,61	
G								C	3,0	24/36	1,46	82,660	112,470	0,800		-0,255
H	A	6,0	12/18	22,44	1,37	88,800	118,468	0,400	-0,1276	0,671	0,434					
AB3	Helis açısı β	A	4,5	14/21	20,75	30	1,15	89,180	111,980	0,820	-0,69	0,668	0,114	6,47		
AB4	β	A	4,5	12/8	20,73	42	0,91	90,260	110,790	0,950	-0,79	0,662	0,042	6,06		

Cetvel 11.1 - Araştırma yapılan deney çarklarına ait veriler [L.31].

a_b - İşletme durumundaki eksenler arası mesafe (= 91,5 mm);

α_{bn} - İşletme kavrama açısı;

α_{on} - Takım kavrama açısı;

Resim

β_0 - Helis açısı;

ϵ - Profil kavrama oranı;

d_{k1}, d_{k2} - Pinyon ve çarkın baş dairelerinin çapları;

x_1, x_2 - Pinyon ve çarkın profil kaydırma faktörleri;

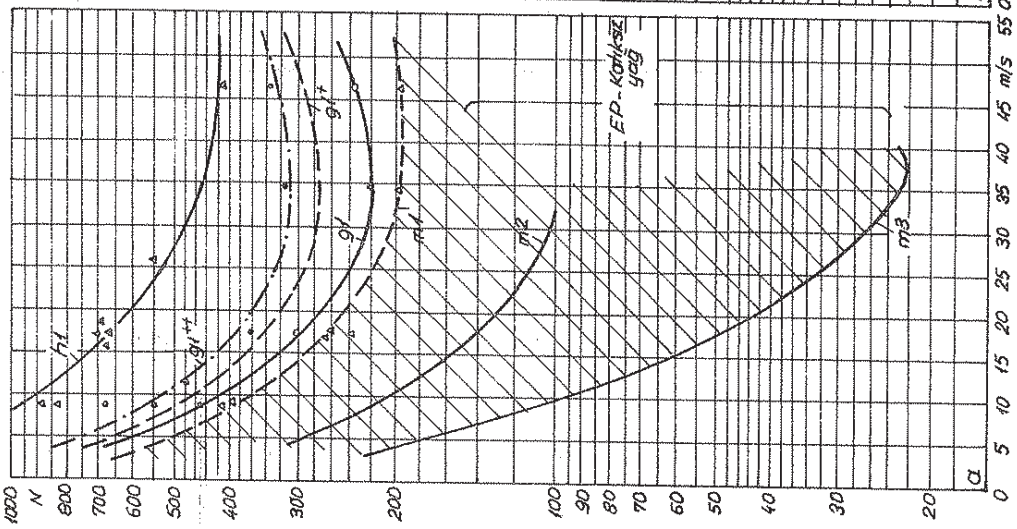
$v_{G1}/v, v_{G2}/v$ - Relatif kayma hızları (Pinyon ve çarkta);

P/b - Spesifik diş normal kuvveti [kp/cm];

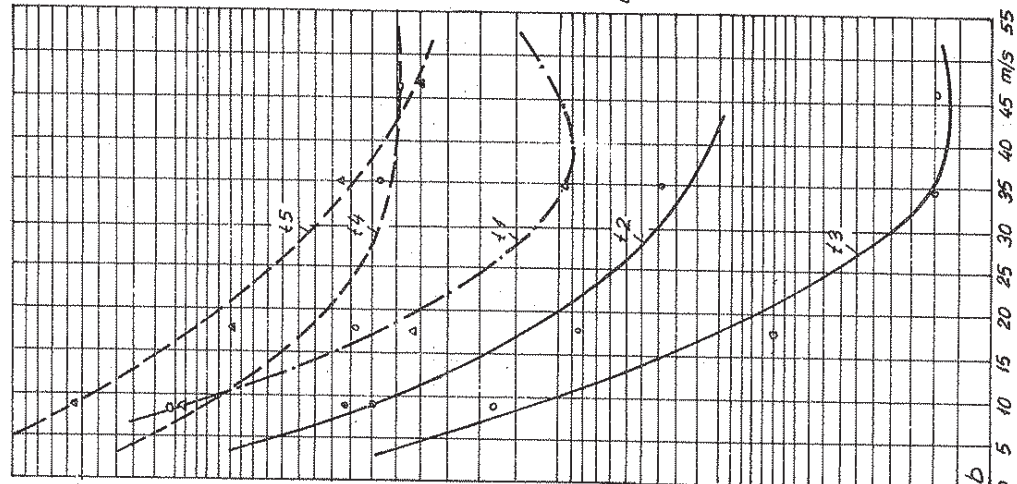
P_H - Yuvarlanma noktasındaki Hertz basıncı [kp/mm²]

$$P_H = f \cdot \sqrt{P/b}$$

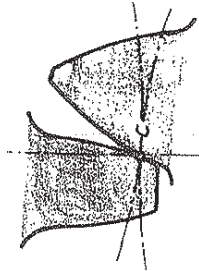
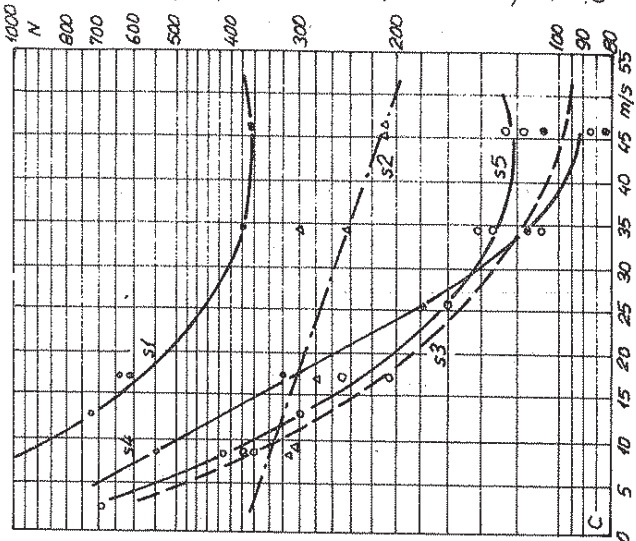
Cizgisel yeme yükü sınırı veya spesifik yeme -sınır yükü W_{tB} (Dis genişliğinin her bir mm için)



Çevre hızı U_f



Cizgisel yeme yükü sınırı W_{tB} (dis genişliğinin her bir mm için)



Deneysel çark ağıs römnu : A (DIN 51354'e göre)

Şekil 11.2 - Yağlayıcı maddenin yenme mukavemeti üzerindeki etkisi [L.31]

ν [$\text{mm}^2/\text{sn.}$] - Yağın kinematik viskozitesi (50° ve 100°C da).

a) Viskozitenin ve EP- ilâvesinin tesiri.

$m1, m2, m3$ alaşımsız, parafin esaslı madeni yağlar;

$m1 : \nu_{50} = 118,8, \nu_{100} = 16,0 ;$

$m2 : \nu_{50} = 62,9, \nu_{100} = 12,0 ;$

$m3 : \nu_{50} = 14,1, \nu_{100} = 3,4 .$

g, h alaşımlı $m1$ esaslı madeni yağlar;

$g1 : m1 + \% 2,5$ additif A (S);

$g1^* : m1 + \% 1$ S1 (S, CL, P);

$g1^{**} : m1 + \% 1,3$ S1;

$h1 : m1 + \% 4$ (S, CL, P).

b) Buhar türbini yağlarında EP- ilâvesinin etkisi.

$t1, t2, t3$ EP- Katıksız yağlar;

$t3 : \nu_{50} = 47,9, \nu_{100} = 6,2 ;$

$t2 : \nu_{50} = 48,6, \nu_{100} = 9,2 ;$

$t1 : \nu_{50} = 52,7, \nu_{100} = 10,0 .$

$t4, t5$ EP- Katıklı yağlar;

$t4 : \nu_{50} = 50,5, \nu_{100} = 8,2 ;$

$t5 : \nu_{50} = 50,0, \nu_{100} = 8,0 ;$

c) Sentetik yağlar.

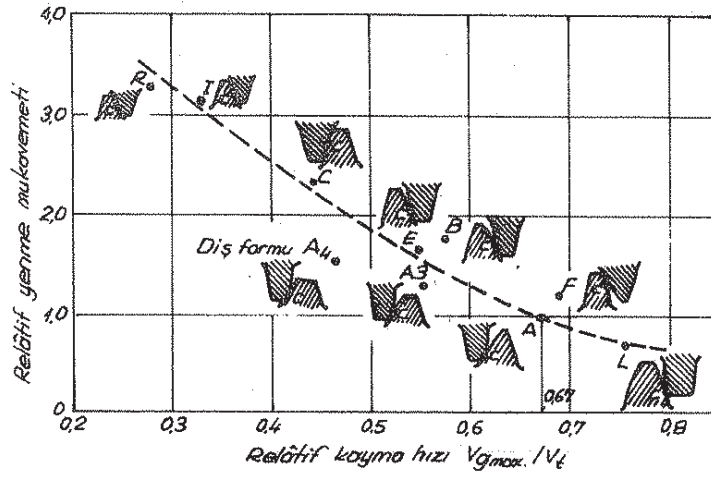
$s1 : \text{Polyäther}, \nu_{50} = 105,8, \nu_{100} = 26,0 ;$

$s2 : \text{Polyglycol}, \nu_{50} = 40,6, \nu_{100} = 11,0 ;$

$s3 : \text{Diester}, \nu_{50} = 9,8, \nu_{100} = 2,9 ;$

$s4 : \text{Komplexer Ester}, \nu_{50} = 17,9, \nu_{100} = 4,4 ;$

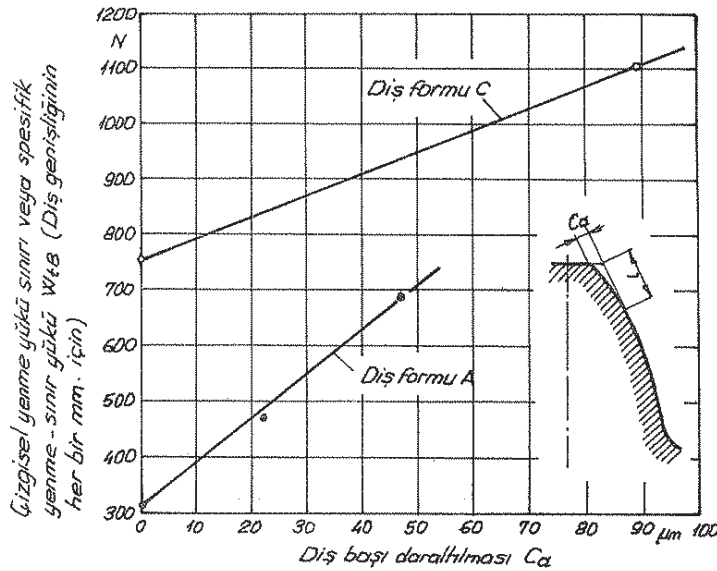
$s5 : \text{Ester}, \nu_{50} = 26,3, \nu_{100} = 5,5 .$



Şekil 11.3 - Relatif kayma hızının yenme mukavemeti üzerindeki etkisi [L. 31].

$$V_t = 17,2 \text{ m/sn.}, \quad \alpha = 91,5 \text{ mm.}$$

A... R - Diş formları (Çetvel 11.1)



Şekil 11.4 - Diş başı daraltılması (diş başı geri alınması) C_a nın yenme mukavemeti üzerindeki etkisi [L. 31]

Örnek : Diş formu A ve C (Şekil 11.3),

Mekanizma yağı : $g1^+$ (Şekil 11.2),

$$V_t = 17,2 \text{ m/sn.}$$

$$C_{a \text{ optimal}} = 2 \cdot \frac{P \cdot K_A}{C_z \cdot \epsilon} \quad [\mu\text{m}]$$

P - Spesifik diş normal kuvveti (nominal güçten meydana gelen) $[\text{kp/cm}]$;

K_A - Darbe faktörü (Kısım B.8);

C_z - Dişin yay sabitesi $[\text{kp}/(\mu\text{m} \cdot \text{cm})] \approx 10$;

ϵ - Profil kavrama oranı.

11.2 - Yenme (sıcak yenme) mukavemetinin pratik olarak hesaplanması

Ortaya çıkan dış yüzey sıcaklığı ;

İlgisi dolayısıyla önce, deneysel bazı kavramlar verelim :

- Kavrama esnasında dış yüzeyindeki ortalama sıcaklık, yenme zorlanması için bir ölçü olabilir.
- Ortalama dış yüzey sıcaklığını etkileyen başlıca faktörler ; yağ sıcaklığı, yüklenme, sürtünme katsayısı ve kayma - yuvarlanma hızıdır.
- Koruyucu yağ filminin yenme mukavemeti ; yenmesiz müsaade edilen sıcaklık derecesine, yağlayıcı madde / malzeme çifti kombinezonuna ve ısı miktarının çıkış tarzına (yağlama şekline) bağlıdır.

a) Integral sıcaklığı ν_{int} ;

Sürtünme katsayısı, dış yüzey eğriligi, yüklenme v.s gibi faktörlerin ortalama değerleri ile hesaplanan kritik ortalama dış yüzey sıcaklığı (integral sıcaklığı ν_{int}) bir sınır değeri (müsaade edilen integral sıcaklığı $\nu_{int p}$) aşarsa, integral sıcaklık hipotezine göre yenme hasarı meydana gelir.

integral sıcaklık değeri ν_{int} (Şekil 11.5, 11.6) ;

$$\nu_{int} = \nu_M + C_2 \cdot \nu_{fla int} = \nu_M + C_2 \frac{\int_0^L \nu_{fla} dg_{\omega}}{g_{\omega}} \leq \nu_{int p} \quad (11/1)$$

denkleminde hesaplanabilir. Burada ;

C_2 - Ağırlık faktörü (ortalama parlama sıcaklığı için)

Deneylerden elde edilmiş bir faktör olup, düz ve helisel atın dişli çarklar için bu değer yaklaşık olarak,

$$C_2 = 1,5 \text{ dir.}$$

ν_M - Kütle sıcaklığı

Kütle sıcaklığı ν_M , yüksüz yüzeydeki dış yüzey sıcaklığından (ki bu değer $\nu_{yağ}$ olarak alınabilir) ve integral sıcaklığı ν_{int} ile yağ sıcaklığı $\nu_{yağ}$ arasındaki sıcaklık farkının bir kısmından oluşur (Şekil 11.5), aynı zamanda ısı iletim ve ısı taşınım katsayılarına da bağlıdır.

$$\nu_M = (\nu_{yağ} + C_1 \cdot \nu_{fla int}) \cdot X_S \quad (11/2)$$

$\nu_{yağ}$ - Yağ sıcaklığı (Karterdeki yağın veya püskürtülen yağın)

C_1 - Ağırlık faktörü (Kütle sıcaklığı için)

Ampirik olarak tespit edilmiş bir faktördür. Deney sonuçlarına göre ortalama değer olarak,

$$C_1 = 0,7$$

alınır.

$\nu_{fla int}$ - Kavrama boyu üzerinde, ortalama parlama sıcaklığı (Eşitlik 11/9)

X_S - Yağlama faktörü

Dalma yağlama için ,

$$X_S = 1,0$$

(11/3)

Püskürtme yağlama için

$$X_S = 1,2$$

(11/4)

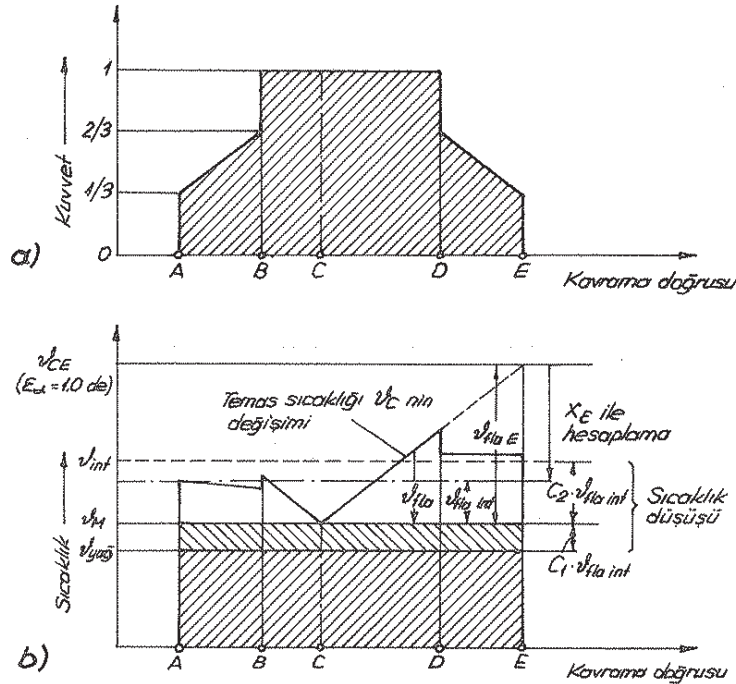
$v_{int P}$ - Müsaade edilen integral sıcaklığı (Eşitlik 11/34)

Bilinen değerler Eşitlik 11/1 de kullanılırsa ,

$$v_{int} = (v_{yağ} + 0,7 \cdot v_{fla int}) \cdot X_S + 1,5 \cdot v_{fla int}$$

(11/5)

olur



Şekil 11.5 - $E_d < 2,0$ için, kavrama boyu üzerinde, kuvvet ve sıcaklık dağılımı [L. 35 Teil 4] .

a) Kuvvet dağılımı

b) Sıcaklık dağılımı

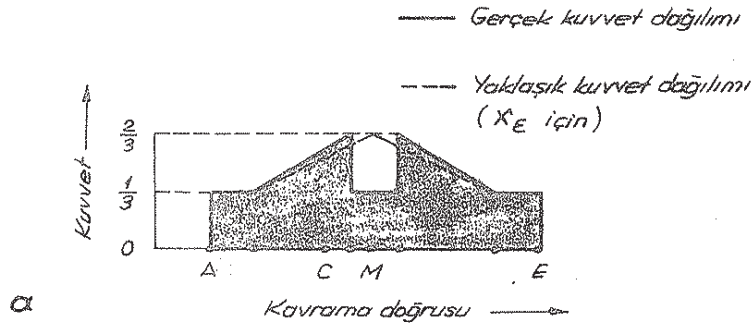
b) Ortalama parlama sıcaklığı $v_{fla int}$;

Blok 'a' göre , yağlayıcı madde ile dişli çark malzemesinin her kombinasyonu için kritik bir yenme sıcaklığı vardır. Eğer, geçici yerel diş yüzey sıcaklığı yalnız malzeme / yağ çiftine bağlı olan bir sınır değeri aşarsa parlama sıcaklık hipotezi- ne göre diş yüzeyinde yenme meydana gelir. Parlama sıcaklık metodunun esasını , temasta bulunan yağlayıcı madde ile diş yüzeyi arasındaki temas sıcaklığı teşkil e- der. İstenilen herhangi bir kavrama noktasındaki geçici temas sıcaklığı ,

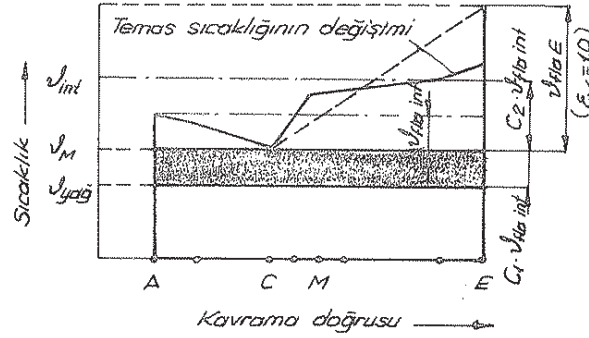
$$v_c = v_M + v_{fla} \leq v_{cp}$$

(11/6)

şeklinde tanımlanır.



a



b

Şekil 11.6 - $2,0 \leq E_s \leq 3,0$ için ; kavrama boyu üzerinde, kuvvet ve sıcaklık dağılımı [L. 35 Teil 4].

a) Kuvvet dağılımı

b) Sıcaklık dağılımı

v_M - Kütle sıcaklığı (Eşitlik 11/2)

v_{cp} - Musaaade edilen temas sıcaklığı

v_{fla} - Parlama sıcaklığı (incelenen noktada)

$$v_{fla} = 0,62 \mu (v_{tB})^{3/4} \left(\frac{E'}{9}\right)^{1/4} \frac{|v_{p1} - v_{p2}|}{\sqrt{B_{M1} \cdot v_{p1}} + \sqrt{B_{M2} \cdot v_{p2}}} \quad (11/7)$$

Burada ;

B_M - Pinyon ve çark malzemesinin termik temas katsayısı.

$$B_M = 1 \cdot P \cdot C \quad (11/8)$$

1 - Pinyon ve çark malzemesinin ısı iletim katsayısı [N/(K·s)]

P - Malzemenin yoğunluğu [kg/m³]

C - Pinyon ve çark malzemesinin özgül ısısı [Nm/(kg·K)]

Sementasyon çelikleri için ; $1 = 46 \dots 50$ N/(K·s) , $C \cong 4,9$ Nm/(kg·K) ve

$P = 700$ kg/m³ alınabilir.

v_p - Dış yüzeyinde mutlak teğetsel hız (pinyon ve çark için)

E' - Eşdeğer E- modülü [$E' = E/(1 - v^2)$; $E = 2,06 \cdot 10^{11}$ N/m² ve $v = 0,3$

değerleri ile $E' = 2,26 \cdot 10^{11}$ N/m²]

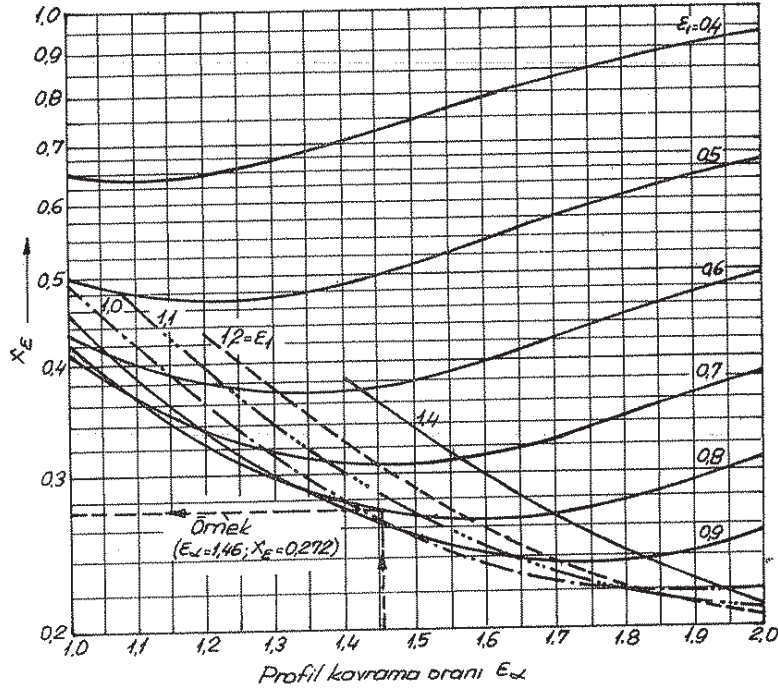
Ortalama parlama sıcaklığı $v_{fla int}$ değerinde yine Blok tarafından, pinyon dış başındaki parlama sıcaklığı $v_{fla E}$ ve kavrama oranı faktörü X_E kullanılarak,

$$v_{fla int} = v_{fla E} \cdot X_E \quad (11/9)$$

bağıntısı ile verilmiştir.

X_E - Kavrama oranı faktörü

X_E , Şekil 11.7 den veya daha genelleştirilmiş olarak aşağıdaki bağıntılardan [L.35 Teil 4'e göre] hesaplanabilir.



Şekil 11.7 - Yenme zorlanması için kavrama oranı faktörü X_E .

($E_\alpha < 2$ için geçerlidir).

- E_1 ve E_2 1,0 den daha küçük (Yuvarlanma noktası, tekil kavrama bölgesinde) ise ;

$$X_E = \frac{1}{2 \cdot E_\alpha \cdot E_1} \left[0,7 \cdot (E_1^2 + E_2^2) - 0,22 \cdot E_\alpha + 0,52 - 0,6 \cdot E_1 \cdot E_2 \right]$$

- E_1 veya E_2 1,0 den daha büyük veya eşit (Yuvarlanma noktası, çift dişin kavrama bölgesinde - iki dişin aynı anda kavrama yaptığı bölgede -) ise ;

$$X_E = \frac{1}{2 E_\alpha \cdot E_1} \left[0,18 \cdot E_{1,2}^2 + 0,7 \cdot E_{2,1}^2 + 0,82 \cdot E_{1,2} - 0,52 \cdot E_{2,1} - 0,3 \cdot E_1 \cdot E_2 \right]$$

(1. indis $E_1 > 1,0$ için ; 2. indis $E_2 > 1,0$ için dir.)

$$E_i > 0 :$$

• $E_d < 1, E_1 < 1, E_2 < 1$ için ;

$$X_E = \frac{1}{2 \cdot E_d \cdot E_1} (E_1^2 + E_2^2) \quad (11/10)$$

• $1 \leq E_d < 2, E_1 < 1, E_2 < 1$ için ;

$$X_E = \frac{1}{2 \cdot E_d \cdot E_1} [0,70 \cdot (E_1^2 + E_2^2) - 0,22 \cdot E_d + 0,52 - 0,60 \cdot E_1 \cdot E_2] \quad (11/11)$$

• $1 \leq E_d < 2, E_1 \geq 1, E_2 < 1$ için ;

$$X_E = \frac{1}{2 \cdot E_d \cdot E_1} [0,18 \cdot E_1^2 + 0,70 \cdot E_2^2 + 0,82 \cdot E_1 - 0,52 \cdot E_2 - 0,30 \cdot E_1 \cdot E_2] \quad (11/12)$$

• $1 \leq E_d < 2, E_1 < 1, E_2 \geq 1$ için ;

$$X_E = \frac{1}{2 \cdot E_d \cdot E_1} [0,70 \cdot E_1^2 + 0,18 \cdot E_2^2 - 0,52 \cdot E_1 + 0,82 \cdot E_2 - 0,30 \cdot E_1 \cdot E_2] \quad (11/13)$$

• $2 \leq E_d < 3, E_1 \geq E_2$ için ;

$$X_E = \frac{1}{2 \cdot E_d \cdot E_1} [0,44 \cdot E_1^2 + 0,59 \cdot E_2^2 + 0,30 \cdot E_1 - 0,30 \cdot E_2 - 0,15 \cdot E_1 \cdot E_2] \quad (11/14)$$

• $2 \leq E_d < 3, E_1 < E_2$ için ;

$$X_E = \frac{1}{2 \cdot E_d \cdot E_1} [0,59 \cdot E_1^2 + 0,44 \cdot E_2^2 - 0,30 \cdot E_1 + 0,30 \cdot E_2 - 0,15 \cdot E_1 \cdot E_2] \quad (11/15)$$

E_1, E_2 - Kısmi kavrama oranları (Pinyonun ve çarkın diş başı kavrama oranları)

E_d - Profil kavrama oranı

$$\left. \begin{aligned} E_1 &= \frac{Z_1}{2\pi} \left[\sqrt{(d_{a1}/d_{b1})^2 - 1} - \operatorname{tg} \alpha_{wt} \right] \\ E_2 &= \frac{Z_2}{2\pi} \left[\sqrt{(d_{a2}/d_{b2})^2 - 1} - \operatorname{tg} \alpha_{wt} \right] \\ E_d &= E_1 + E_2 \end{aligned} \right\} \text{(Cetvel 2.1)}$$

$\sqrt{H_{\alpha E}}$ - Pinyonun diş başı kavrama noktası E de ki parlama sıcaklığı (Kavrama oranı $E_d = 1,0$ için);

$$\sqrt{H_{\alpha E}} = \mu_B \left[X_M \cdot X_{BE} \frac{W_{tB}^{3/4} \cdot v_t^{1/2}}{a^{1/4}} \right] \cdot \frac{1}{X_{Ca} \cdot X_B} = \mu_B \cdot X_{H_{\alpha E}} \frac{1}{X_{Ca} \cdot X_B} \quad (11/16)$$

μ_B - Ortalama diş sürtünme katsayısı (Yenme zorlanması için)

$$\mu_B \approx (K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha})^{0,2} \cdot \mu_m \quad (11/17)$$

$K_{H\beta}$ - Diş genişliği boyunca kuvvet dağılışı faktörü (Kısım B.10)

$K_{H\alpha}$ - Çevresel yönde kuvvet dağılışı faktörü (Kısım B.11)

μ_m - Ortalama diş sürtünme katsayısı (Kısım B.12)

X_M - Parlama faktörü

Pinyon ve çark malzemelerinin, termik temas katsayıları ve elâstisite modülleri göz önüne alınarak parlama faktörü,

$$X_M = \frac{E^{1/4}}{(1-\nu^2)^{1/4} \cdot B_M} \quad (11/18)$$

denklemleri ile hesaplanabilir.

Ortalama değer olarak martenzitik çelikler için ($B_M = \sqrt{A_M \cdot S_M \cdot C_M}$,

$$A_M = 50 \frac{N}{s \cdot K}, S_M = 7,85 \frac{kg}{mm^3}, C_M = 485 \frac{N \cdot m}{kg \cdot K}, E = 206000 \frac{N}{mm^2}, \nu = 0,3);$$

$$X_M = 50,0 K \cdot N^{-3/4} \cdot S^{1/2} \cdot m^{-1/2} \cdot mm \quad (11/19)$$

alınır.

X_{BE} - Geometrik faktör (Pinyon diş başı için)

Diş sayıları oranının, eğrilik yarıçapının ve kayma hızının etkisini göz önüne alan bir faktördür. Dıştan ve içten dişli çiftleri için,

$$X_{BE} = 0,51 \sqrt{\frac{|Z_2|}{Z_2} \cdot (U+1)} \cdot \frac{\sqrt{S_{E1}} - \sqrt{S_{E2}} / U}{(S_{E1} \cdot |S_{E2}|)^{1/4}} \quad (11/20)$$

dir.

S_{E1}, S_{E2} - Alın kesitinde, pinyonun ve çarkın eğrilik yarıçapları (Pinyonun diş başı kavrama noktası E için)

$$S_{E1} = 0,5 \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \quad (\text{Eşitlik 8/9})$$

$$S_{E2} = a \cdot \sin \alpha_{wt} - S_{E1} \quad (\text{Eşitlik 8/10})$$

$\frac{|Z_2|}{Z_2}$ - İçten dişlilerde ön işaret için gereklidir.

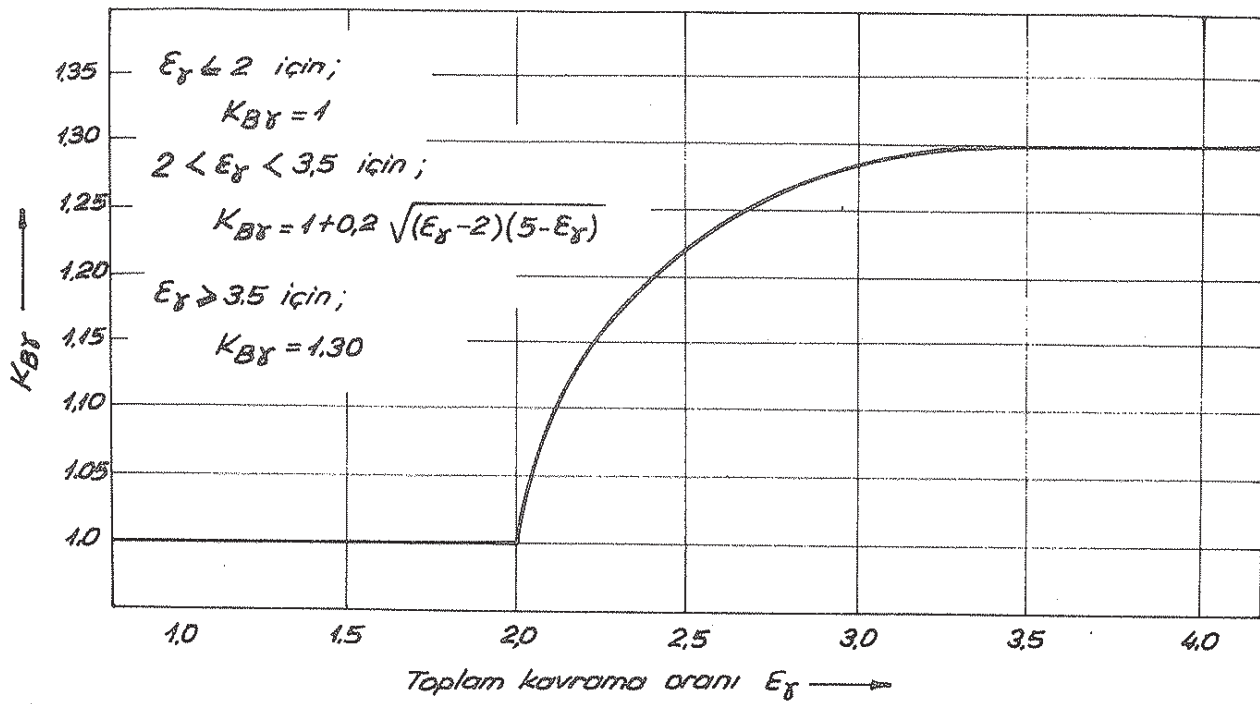
W_{tB} - Diş genişliğinin her bir mm. si için esas olan çevre kuvveti (Yenme zorlanması için karakteristik yük değeri)

W_{tB} nin belirlenmesinde aşırı yük faktörleri; dış ilâve kuvvetler (Faktör K_A), iç dinamik ilâve kuvvetler (Faktör K_V), çevresel yönde kuvvet dağılışı (Faktör $K_{B\alpha} \cong K_{H\alpha}$), diş genişliği boyunca kuvvet dağılışı (Faktör $K_{B\beta} \cong K_{H\beta}$) ve helisel dişli faktörü $K_{B\gamma}$, F_t çevre kuvveti ile birlikte göz önüne alınır.

$$W_{tB} = K_A \cdot K_V \cdot K_{B\alpha} \cdot K_{B\beta} \cdot K_{B\gamma} \cdot \frac{F_t}{b} \quad (11/21)$$

(Pinyon ve çarkta, $b_1 \neq b_2$ olması halinde daha küçük olan değer alınır).

$K_{B\gamma}$ - Helisel dişli faktörü (Şekil 11.8)

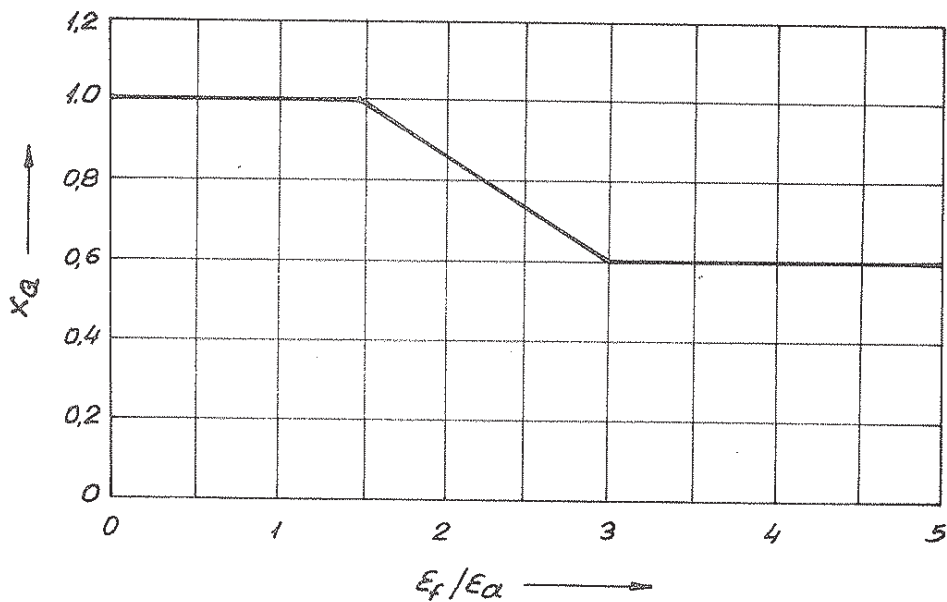


Şekil 11.8 - Yenme zorlanması için helisel dişli faktörü $K_{B\gamma}$ [L. 35 Teil 1].

U_t - Çevre hızı (Taksimat dairesinde)

α - Eksenler arası mesafe

X_Q - Kavrama faktörü (Şekil 11.9)



Şekil 11.9 - Kavrama faktörü X_Q [L. 35 Teil 4].

$$\left. \begin{aligned}
 X_Q &= 1,0 & \left(\frac{E_f}{E_a} \right) \leq 1,5 \text{ için} \\
 X_Q &= 1,4 - \frac{4}{15} \left(\frac{E_f}{E_a} \right) & 1,5 < \left(\frac{E_f}{E_a} \right) < 3 \text{ için} \\
 X_Q &= 0,6 & 3 \leq \left(\frac{E_f}{E_a} \right) \text{ için}
 \end{aligned} \right\} (11/22)$$

$$\left. \begin{aligned}
 E_f &= E_2 \\
 E_a &= E_1
 \end{aligned} \right\} \text{Pinyon, çarkı döndürüyor ise.}$$

$$\left. \begin{aligned}
 E_f &= E_1 \\
 E_a &= E_2
 \end{aligned} \right\} \text{Çark, pinyonu döndürüyor ise.}$$

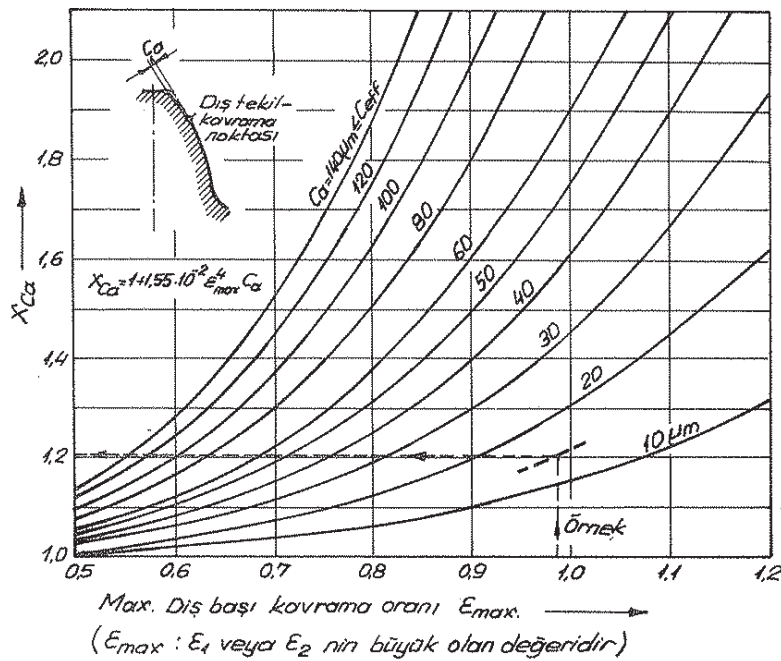
E_f - Giriş kavrama oranı

E_a - Çıkış kavrama oranı

X_{Ca} - Diş başı daraltma faktörü (Şekil 11.10)

$$X_{Ca} = 1 + 1,55 \cdot 10^{-2} \cdot E_1^4 \cdot C_a \quad E_1 \geq E_2 \text{ için.} \quad (11/23)$$

$$X_{Ca} = 1 + 1,55 \cdot 10^{-2} \cdot E_2^4 \cdot C_a \quad E_1 < E_2 \text{ için.} \quad (11/24)$$



Şekil 11.10 - Diş başı daraltma faktörü X_{Ca} .
(Yenme zorlanması için)

C_a - Diş başı daraltılmasının esas olan değeri

Döndüren pinyon ve $E_1 > 1,5 E_2$ ise ;

$$C_a = C_{a1} \quad C_{a1} \leq C_{eff} \text{ için.} \quad (11/25)$$

$$C_a = C_{eff} \quad C_{a1} > C_{eff} \text{ için.} \quad (11/26)$$

Döndüren pinyon ve $E_1 \leq 1,5 E_2$ ise ;

$$C_{\alpha} = C_{\alpha 2} \quad C_{\alpha 2} \leq C_{eff} \text{ için.} \quad (11/27)$$

$$C_{\alpha} = C_{eff} \quad C_{\alpha 2} > C_{eff} \text{ için.} \quad (11/28)$$

Döndüren çark ve $1,5 E_1 \geq E_2$ ise ;

C_{α} , Eşitlik 11/25 ve 11/26 ya göre hesaplanır.

Döndüren çark ve $1,5 E_1 < E_2$ ise ;

C_{α} , Eşitlik 11/27 ve 11/28'e göre hesaplanır.

C_{eff} - Etkili diş başı daraltılması

Tom yükte ;

$$C_{eff} \cong F_{bt} \cdot K_A / (b \cdot c') \text{ düz dişliler için.} \quad (11/29)$$

$$C_{eff} \cong F_{bt} \cdot K_A / (b \cdot c_{\gamma}) \text{ helisel dişliler için} \quad (11/30)$$

(L. 35 Teil 4 bu değerleri ; $C_{eff} = K_A \cdot (F_t / b) / c'$ ve $C_{eff} = K_A (F_t / b) / c_{\gamma}$ şeklinde verilmiştir).

$b_1 \neq b_2$ ise daha küçük olan değer kullanılır.

F_{bt} - Temel dairesindeki , diş normal kuvveti (alın kesitinde)

c' - Helisel dişliler için alın kesitinde, bir diş çiftine ait tekil-diş yaylanma rijitliğinin en büyük değeri (Diş genişliğinin her bir mm si için. Kısım 8.6)

c_{γ} - Alın kesitinde toplam - diş yaylanma rijitliğinin ortalama değeri (Diş genişliğinin her bir mm si için. Kısım 8.6)

Ayrıca, X_{α} faktörü ve esas olan C_{α} değeri için Cetvel 11.2 den faydalanmakta mümkündür.

Döndüren	Pinyon	Çark		Pinyon	Çark	
	$1,5 \cdot E_1$	$1,5 \cdot E_2$		E_1	E_2	
	$\leq E_2$	$> E_2$	$\leq E_1$	$> E_1$	$\leq 1,5 \cdot E_2$	$> 1,5 \cdot E_2$
$X_{\alpha} =$	0,6	1,0	0,6	1,0	$C_{\alpha} = C_{\alpha 1}$	$C_{\alpha 2}$
					$C_{\alpha 2}$	$C_{\alpha 1}$

Cetvel 11.2 - Yenme zorlanması için, kavrama faktörü X_{α} ve esas olan diş başı daraltılması C_{α} .

11.3 - Müsaade edilen integral sıcaklığı $J_{int P}$

integral sıcaklığı için ;

$$J_{int P} = \frac{J_{sint}}{S_{smin}} \quad (11/31)$$

eşitliği yazılabilir.

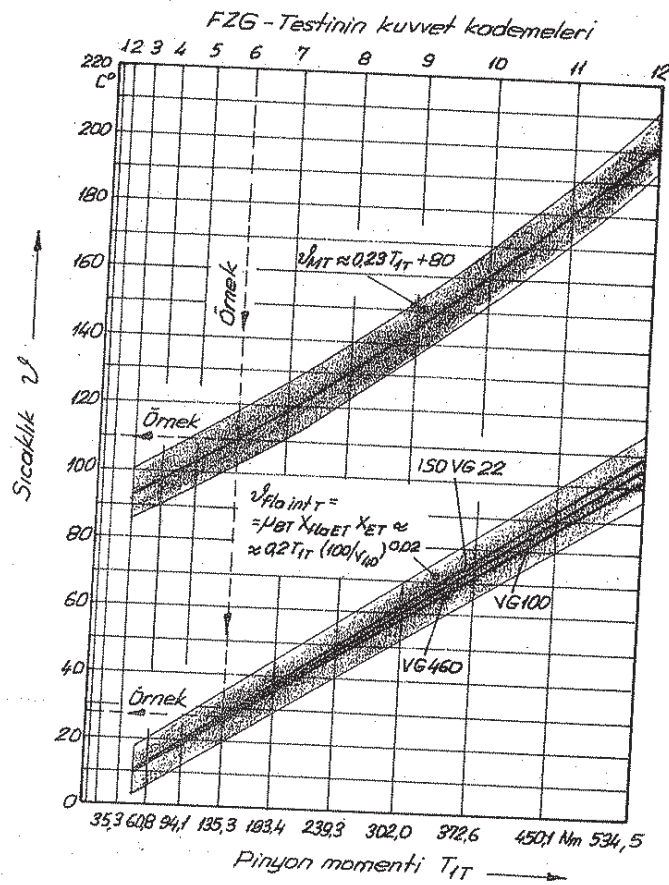
ν_{sint} - Yenme - integral sıcaklığı (Eşitlik 11/38)

Eğer integral sıcaklığı, yenme-integral sıcaklığını aşarsa, integral sıcaklık metoduna göre yenme aşınmasının meydana geleceğini söylemek mümkündür. Yenme - integral sıcaklığı, bir dişli çark çiftinin, malzeme - yağlayıcı madde - malzeme sistemi için karakteristik bir değeri olarak kabul edilir ve

$$\nu_{sint} \approx \nu_{MT} + X_{wrel T} \cdot C_2 \cdot \nu_{fla int T} \quad (11/32)$$

bağıntısı ile hesaplanır.

ν_{MT} - Yenme testindeki kütle sıcaklığı veya test - dişli çarklarının kütle sıcaklığı (Şekil 11.11)



Şekil 11.11 - FZG - A/8, 3/90 testinin kuvvet kademeleri için kütle sıcaklığı ν_{MT} ve ortalama parlama sıcaklığı $\nu_{fla int T}$. μ_{BT} - Test - sürtünme katsayısı. FZG - testi için, $\nu_{ET} = 6,35$ m/sn., $\rho_{CT} = 8,4$ mm., $R_{aT} = 0,35$ μ m değerleri eşitlik E4/6 da yerine konursa, $\mu_{BT} = 0,022 \cdot T_T^{0,2} \cdot \eta_T^{-0,05}$ elde edilir. η_T , test sıcaklığındaki yağın viskozitesidir.

L.35 Teil 4'e göre ;

$$v_{MT} = 80 + 0,23 T_{IT} \quad (11/33)$$

veya

$$v_{MT} = 90 + 0,08 \cdot \frac{F_{IT}}{b_T} \quad (11/34)$$

dir.

T_{IT} - Test - döndürme momenti (Pinyonda)

F_{IT} - Test - çevre kuvveti (Taksimat dairesinde)

b_T - Test - dişli çarklarının dış genişliği

X_{WrelT} - Relatif malzeme yapısı faktörü

$$X_{WrelT} = \frac{X_W}{X_{WT}} \quad (11/35)$$

X_W - Ampirik, malzeme yapısı faktörü (Çetvel 11.3)

X_{WT} - Deney dişli çarkları için malzeme yapısı faktörü

DIN 51354'e göre FZG-Test A/B, 3/90 için,

$X_{WT} = 1,0$ dir.

Islah edilmiş çelikler	$X_W = 1,00$
Fosfatlanmış çelikler	$X_W = 1,25$
Bakır kaplanmış çelikler	$X_W = 1,50$
Banyoda ve gaz ile nitrirlenmiş çelikler	$X_W = 1,50$
Sementasyonla sertleştirilmiş çelikler	
- Ostenit miktarı normalin altında	$X_W = 1,15$
- Ostenit miktarı normal	$X_W = 1,00$
- Ostenit miktarı normalin üzerinde	$X_W = 0,85$
Ostenitik çelikler (Paslanmaz çelikler)	$X_W = 0,45$

Çetvel 11.3 - Malzeme yapısı faktörü X_W . [L.35 Teil 4]

C_2 - Ağırlık faktörü (= 1,5)

$v_{fla int T}$ - Ortalama test-parlama sıcaklığı (Şekil 11.11)

L.35 Teil 4'e göre ;

$$v_{fla int T} = 0,08 (T_{IT})^{1,2} \cdot \left(\frac{100}{v_{40}} \right)^{(v_{40}^{-0,4})} \quad (11/36)$$

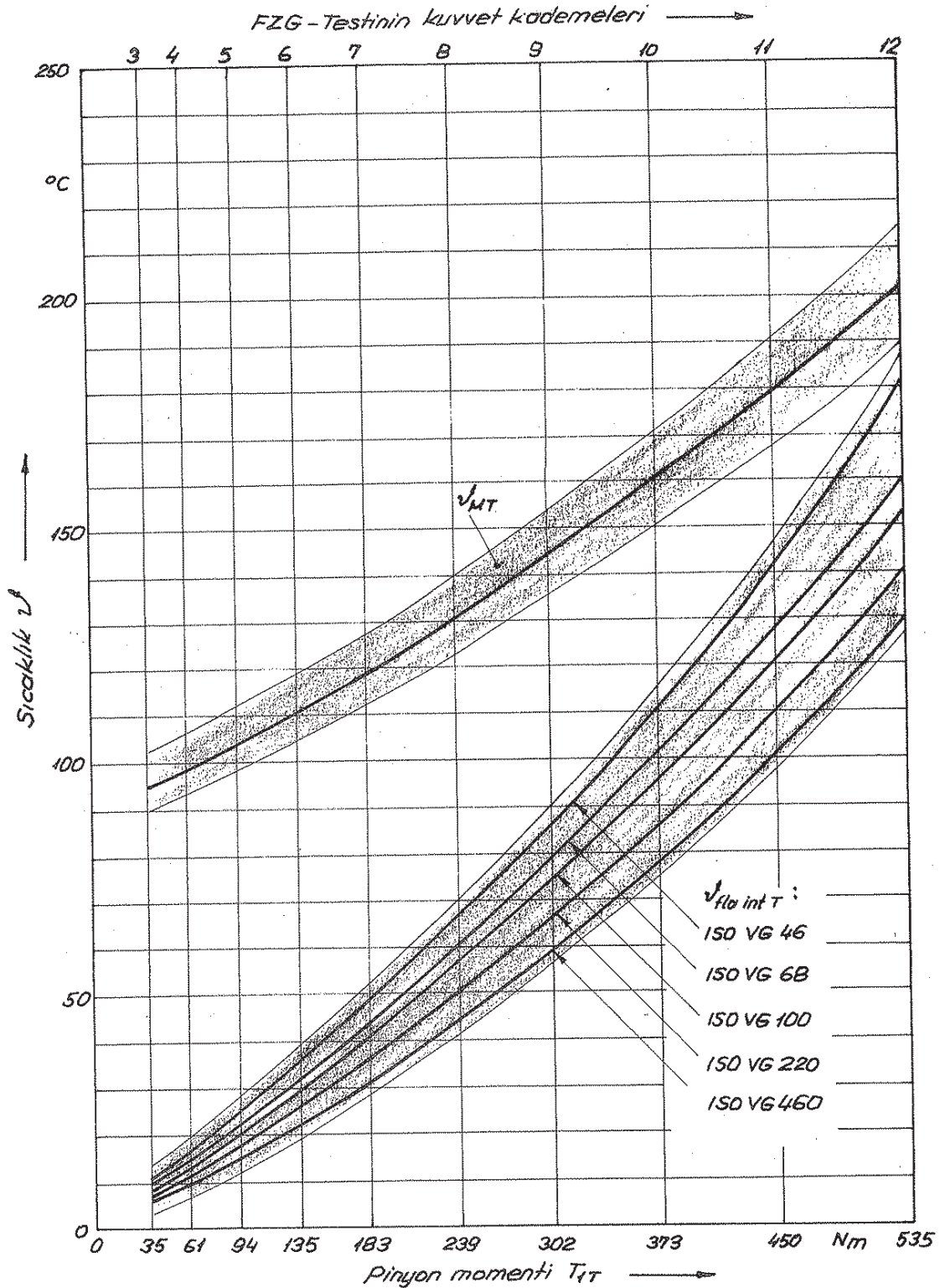
veya

$$v_{fla int T} = 0,11 \left(\frac{F_{IT}}{b_T} \right) \cdot \left(\frac{100}{v_{40}} \right)^{0,17} \quad (11/37)$$

dir.

v_{40} - Yağın kinematik viskozitesi (40°C da)

Ayrıca, DIN 3990 standardının en son baskısı olan "DIN 3990-Teil 4 Aralık 1987" ye göre v_{MT} ve $v_{fla int T}$ değerleri Şekil 11.12 de verilmiştir (Şekil 11.11 ile mukayese ediniz).



Şekil 11.12-FZG-Test A/B, 3/90'a göre, Kütle sıcaklığı v_{MT} ve ortalama parlama sıcaklığı $v_{fla int T}$ [L.35 Teil 4].

C_2 değeri eşitlik 11/32 de yerine konursa,

$$v_{sint} = v_{MT} + 1,5 \cdot v_{fla\ int T} \cdot X_{Wrel T} \quad (11/38)$$

olur.

S_{smin} - Gerekli olan en küçük yenme emniyeti (integral sıcaklığı için) veya , yenmeye karşı emniyet katsayısının en küçük değeri (Çetvel 9.3)

S_{smin} , tabrikattaki her hal için özellikle ayrı olarak tesbit edilmeli ve

$$v_{int P} \geq v_{int} \quad (\text{Eşitlik 11/1})$$

$$\frac{v_{sint}}{S_{smin}} \geq v_{int}$$

$$\frac{v_{sint}}{v_{int}} \geq S_{smin}$$

$$S_{sint} = \frac{v_{sint}}{v_{int}} \geq S_{smin}. \quad (11/39)$$

olmalıdır.

S_{sint} - Hesap yoluyla elde edilen yenme emniyeti (integral sıcaklığı için)

v_{int} - Integral sıcaklığı (Eşitlik 11/5)

Bu bilgilerden sonra problemi çözmeye devam edelim.

11.4 - Ortaya çıkan integral sıcaklığı v_{int}

a) Kartlerdeki yağ sıcaklığı $v_{yağ}$;

$$\| v_{yağ} = 80^\circ C$$

b) Yağlama faktörü X_S ;

Dalma yağlama için

$$\| X_S = 1,0 \quad (\text{Eşitlik 11/3})$$

c) Ortalama diş sürtünme katsayısı (yenme zorlanması için) μ_B ;

$$\mu_B \approx (K_{HB} \cdot K_{H\alpha})^{0,2} \cdot \mu_m \quad (\text{Eşitlik 11/13})$$

$$\mu_B = (1,28 \cdot 1)^{0,2} \cdot 0,048$$

$$\| \mu_B = 0,050$$

d) Parlama faktörü X_M ;

S_t / S_t için,

$$\| X_M = 50 K \cdot N^{-3/4} \cdot s^{1/2} \cdot m^{-1/2} \cdot mm \quad (\text{Eşitlik 11/19})$$

e) Geometrik faktör pinyon diş başı için) X_{BE} ;

$$X_{BE} = 0,51 \sqrt{U+1} \cdot \frac{\sqrt{\rho_{E1}} - \sqrt{\rho_{E2}/U}}{(\rho_{E1} \cdot \rho_{E2})^{1/4}} \quad (\text{Eşitlik 11/20})$$

$$X_{BE} = 0,51 \sqrt{4,91+1} \cdot \frac{\sqrt{110,9} - \sqrt{277,6/4,91}}{(110,9 \cdot 277,6)^{1/4}}$$

$$\| X_{BE} = 0,28$$

f) Helisel dişli faktörü $K_{B\gamma}$;

$$E_{\gamma} = 2,77 \text{ için ,}$$

$$\| K_{B\gamma} = 1,26 \quad (\text{Şekil 11.8})$$

veya hesapla,

$$K_{B\gamma} = 1 + 0,2 \sqrt{(E_{\gamma} - 2)(5 - E_{\gamma})} \quad (\text{Şekil 11.8})$$

$$K_{B\gamma} = 1 + 0,2 \sqrt{(2,77 - 2)(5 - 2,77)}$$

$$\| K_{B\gamma} = 1,26$$

g) Karakteristik yük değeri (yenme zorlanması için) W_{tB} ;

$$W_{tB} = K_A \cdot K_V \cdot K_{B\alpha} \cdot K_{B\beta} \cdot K_{B\gamma} \cdot \frac{F_t}{b} \quad (\text{Eşitlik 11/21})$$

$$K_{B\alpha} \cong K_{H\alpha} = 1$$

$$K_{B\beta} \cong K_{H\beta} = 1,28$$

$$W_{tB} = 1,25 \cdot 1,02 \cdot 1 \cdot 1,28 \cdot 1,26 \cdot \frac{280764}{480}$$

$$\| W_{tB} = 1200 \text{ N/mm}$$

h) Kavrama faktörü X_Q ;

$$\left. \begin{array}{l} E_1 = 0,95 \\ E_2 = 0,66 \end{array} \right\} \frac{E_2}{E_1} \cong 0,70 < 1,5$$

$$X_Q = 1,0 \quad (\text{Eşitlik 11/22})$$

j) Diş başı daraltma faktörü X_{Ca} ;

• Etkili diş başı daraltılması C_{eff} ;

$$C_{eff} \cong F_{bt} \cdot K_A / (b \cdot c_{\gamma}) \quad (\text{Eşitlik 11/30})$$

$$C_{eff} \cong \frac{299050 \cdot 1,25}{480 \cdot 20,9}$$

$$\| C_{eff} \cong 37,3 \mu\text{m}$$

• Diş başı daraltılmasının esas olan değeri C_a ,

$$1,5 \cdot E_2 = 1,5 \cdot 0,66$$

$$\| 1,5 \cdot E_2 = 0,99$$

Döndüren pinyon, $E_1 < 1,5 E_2$ ve $C_{a2} < C_{eff}$. Dolayısıyla C_a için esas alınacak olan değer

$$\| C_a = C_{a2} \text{ dir. (Eşitlik 11/27)}$$

$C_{a1} = C_{a2} = 0 \mu\text{m}$, yani diş başı daraltılması yapılmamıştı öyle ise,

$$\left. \begin{array}{l} C_a = 0 \mu\text{m} \\ E_{max.} = 0,95 (= E_1) \end{array} \right\} \| X_{Ca} = 1,0 \text{ (Şekil 11.10)}$$

veya hesapla,

$$X_{Ca} = 1 + 1,55 \cdot 10^{-2} \cdot E_1^4 \cdot C_a \text{ (Eşitlik 11/23)}$$

$$\| X_{Ca} = 1,0$$

elde edilir:

k) Parlama sıcaklığı (Pinyonun diş başı kavrama noktası için) $v_{fla E}$ i

$$v_{fla E} = \mu_B \left[X_M \cdot X_{BE} \cdot \frac{W_{tB}^{3/4} \cdot v_t^{1/2}}{a^{1/4}} \right] \cdot \frac{1}{X_{Ca} \cdot X_a} \text{ (Eşitlik 11/16)}$$

$$v_{fla E} = 0,05 \left[50 \cdot 0,28 \cdot \frac{(1200)^{3/4} \cdot (5,34)^{1/2}}{(1100)^{1/4}} \right] \cdot \frac{1}{1,0 \cdot 1,0}$$

$$\| v_{fla E} = 57,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

l) Kavrama oranı faktörü X_E ;

$$\left. \begin{array}{l} E_\alpha = 1,61 \\ E_1 = 0,95 \end{array} \right\} \| X_E = 0,24 \text{ (Şekil 11.7)}$$

veya hesapla,

$$E_1 = 0,95 < 1, E_2 = 0,66 < 1 \text{ ve } E_\alpha = 1,61$$

$$X_E = \frac{1}{2 \cdot E_\alpha \cdot E_1} \left[0,70 (E_1^2 + E_2^2) - 0,22 \cdot E_\alpha + 0,52 - 0,60 \cdot E_1 \cdot E_2 \right] \text{ (Eşitlik 11/11)}$$

$$X_E = \frac{1}{2 \cdot 1,61 \cdot 0,95} \left[0,70 (0,95^2 + 0,66^2) - 0,22 \cdot 1,61 + 0,52 - 0,60 \cdot 0,95 \cdot 0,66 \right]$$

$$\| X_E = 0,237 \approx 0,24$$

m) Ortalama parlama sıcaklığı $v_{fla int}$;

$$v_{fla int} = v_{fla E} \cdot X_E \text{ (Eşitlik 11/9)}$$

$$v_{fla int} = 57,3 \cdot 0,24$$

$$\| v_{fla int} = 13,75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

n) Kütle sıcaklığı v_M ;

$$v_M = (v_{yag} + 0,7 \cdot v_{flaint}) \cdot X_S \quad (\text{Eşitlik 11/2})$$

$$v_M = (80 + 0,7 \cdot 13,75) \cdot 10$$

$$\| \underline{v_M = 89,6 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Integral sıcaklığı v_{int} ;

$$v_{int} = v_M + 1,5 \cdot v_{flaint}$$

$$v_{int} = (v_{yag} + 0,7 \cdot v_{flaint}) \cdot X_S + 1,5 \cdot v_{flaint} \quad (\text{Eşitlik 11/5})$$

$$v_{int} = 89,6 + 1,5 \cdot 13,75$$

$$\| \underline{v_{int} = 110,2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

11.5 - Integral sıcaklığının sınır değeri (Yenme-integral sıcaklığı) v_{Sint}

• FZG - Test A/B, 3/90'a göre kuvvet kademesi : 12

• Kinematik viskozite ISO VG (=V40) : 220 mm²/sn.

a) Test-kütle sıcaklığı v_{MT} ;

FZG - Kuvvet kademesi : 12 ve v_{MT} eğrisinden ,

$$\| \underline{v_{MT} = 203 \text{ } ^\circ\text{C}} \quad (\text{Şekil 11.11})$$

b) Ortalama test - parlama sıcaklığı $v_{flaint T}$;

FZG - Kuvvet kademesi : 12 ve ISO VG 220 eğrisinden ,

$$v_{flaint T} = 105 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (\text{Şekil 11.11})$$

c) Relatif malzeme yapısı faktörü $X_{wrel T}$;

$$X_{wrel T} = \frac{X_w}{X_{wT}} \quad (\text{Eşitlik 11/35})$$

$$X_w = 1,0 \quad (\text{Çetvel 11.3})$$

$$X_{wT} = 1,0 \quad (\text{FZG - test A/B , 3/90 için})$$

$$\| \underline{X_{wrel T} = 1,0}$$

Yenme - integral sıcaklığı v_{Sint} ;

$$v_{Sint} = v_{MT} + 1,5 \cdot v_{flaint T} \cdot X_{wrel T} \quad (\text{Eşitlik 11/38})$$

$$v_{Sint} = 203 + 1,5 \cdot 105 \cdot 1$$

$$\| \underline{v_{Sint} = 360,5 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

11.6 - Hesap yoluyla yenme emniyeti S_{sint}

$$S_{sint} = \frac{v_{sint}}{v_{int}} \geq S_{smin} \quad (\text{Eşitlik 11/39})$$

$$S_{sint} = \frac{360,5}{110,2}$$

$$\| S_{sint} = 3,27$$

11.7 - En küçük yenme emniyeti S_{smin}

Cetvel 9.3'e göre ;

$$\| S_{smin} = 1,8 \quad (\text{B-Sütunu})$$

bulunur. Sonuç olarak ,

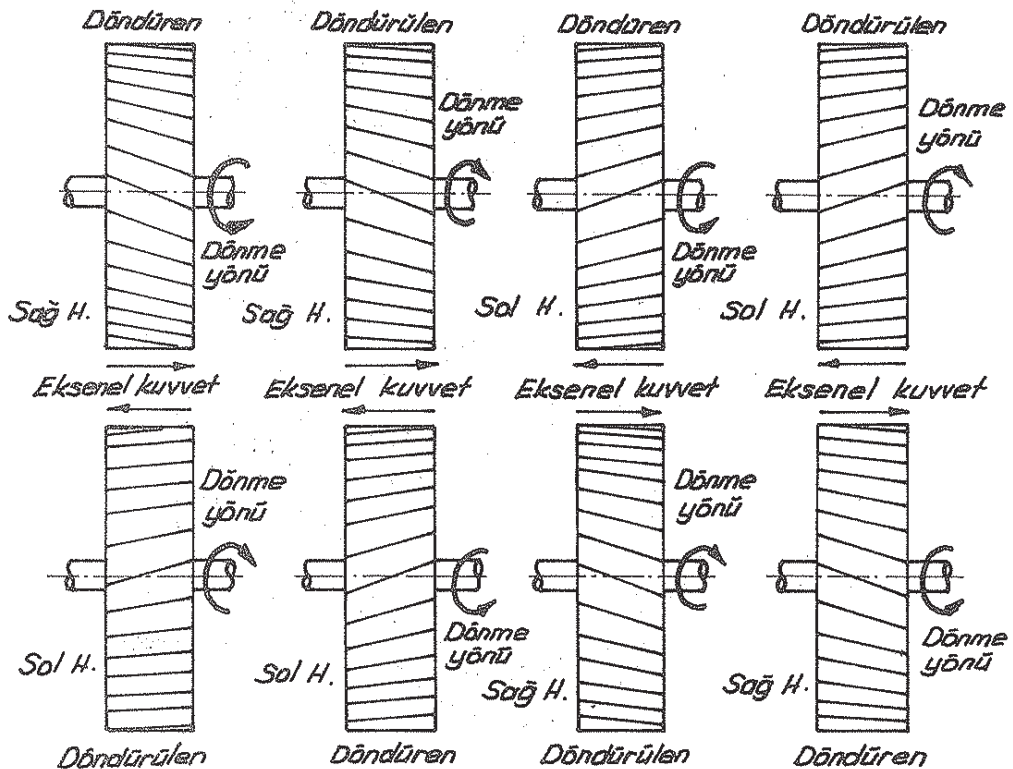
$$S_{sint} > S_{smin}$$

olduğu görülür.

12 - Yatak kuvvetleri ve mil hesabı

a) Diş kuvvetlerinin mil yataklarındaki tepkileri ;

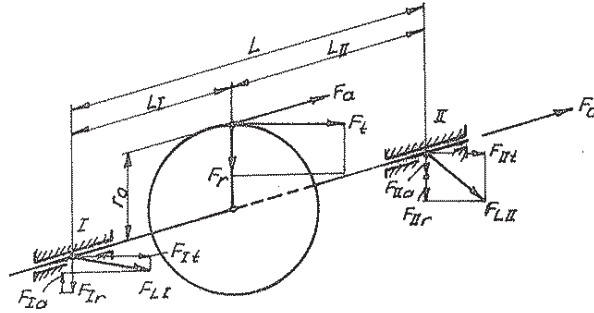
Helisel dişli çarklarda , çalışma sırasında aksenal bir kuvvet meydana gelmektedir. Bu kuvvetin yönü , dişlerin yönü ve çarkın dönme yönüne göre Şekil 12.1 de gösterilmiştir.



Şekil 12.1 - Aksenal kuvvetin yönü [L.4].

Kuvvetler	Yataklara gelen tepki kuvvetleri			
	A - Yatağı	B - Yatağı	C - Yatağı	D - Yatağı
Gevre kuvveti F_t den	$F_{At} = \frac{F_t \cdot a}{a+b}$	$F_{Bt} = \frac{F_t \cdot b}{a+b}$	$F_{Ct} = \frac{F_t \cdot c}{c+d}$	$F_{Dt} = \frac{F_t \cdot d}{c+d}$
Radyal kuvvet F_r den	$F_{Ar} = \frac{F_r \cdot a}{a+b}$	$F_{Br} = \frac{F_r \cdot b}{a+b}$	$F_{Cr} = \frac{F_r \cdot c}{c+d}$	$F_{Dr} = \frac{F_r \cdot d}{c+d}$
Eksenel kuvvet F_a nin eğilme momentinden	$F_{Aa} = \frac{F_a \cdot r_1}{a+b}$	$F_{Ba} = \frac{F_a \cdot r_1}{a+b} = F_{Aa}$	$F_{Ca} = \frac{F_a \cdot r_2}{c+d}$	$F_{Da} = \frac{F_a \cdot r_2}{c+d} = F_{Ca}$
Toplam radyal kuvvet	$F_A = \sqrt{(F_{At})^2 + (F_{Ar} - F_{Aa})^2}$	$F_B = \sqrt{(F_{Bt})^2 + (F_{Br} + F_{Ba})^2}$	$F_C = \sqrt{(F_{Ct})^2 + (F_{Cr} + F_{Ca})^2}$	$F_D = \sqrt{(F_{Dt})^2 + (F_{Dr} - F_{Da})^2}$
Toplam eksenel kuvvet	F_a (A veya B yatağı eksenel kuvveti alabilecek şekilde seçilecektir).		F_a (C veya D yatağı eksenel kuvveti alabilecek şekilde seçilecektir).	

Çizelge 12.1- Yatak kuvvetleri (Şekil 12.3'e göre).



Şekil 12.4 - Her iki taraftan yataklanmış dişli çark (Diş kuvvetinin etki noktası yataklar arasında) [L.20]

$$F_{LI} = \sqrt{F_{It}^2 + (F_{Ir} - F_{Ia})^2} \quad (12/1)$$

$$F_{LII} = \sqrt{F_{II t}^2 + (F_{II a} \pm F_{II r})^2} \quad (12/2)$$

(12/2) denkleminde, parantez içindeki + işareti Şekil 12.4 ve - işareti Şekil 12.5 için geçerlidir.

$$F_{It} = \frac{F_t \cdot L_{II}}{L}, \quad F_{Ia} = \frac{F_a \cdot r_0}{L}, \quad F_{Ir} = \frac{F_r \cdot L_{II}}{L} \quad (12/3)$$

$$F_{II t} = \frac{F_t \cdot L_I}{L}, \quad F_{II a} = \frac{F_a \cdot r_0}{L}, \quad F_{II r} = \frac{F_r \cdot L_I}{L} \quad (12/4)$$

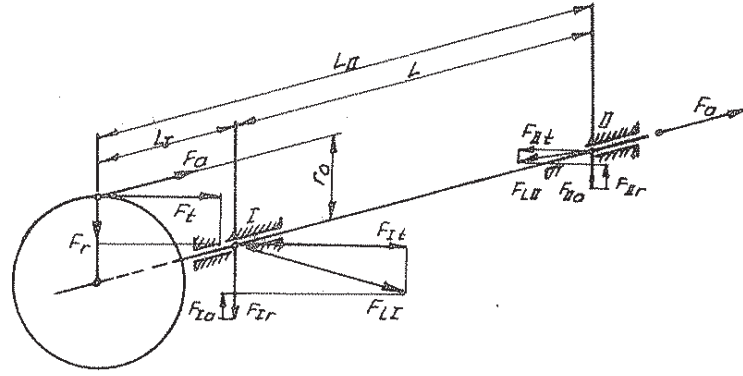
Minimum yatak açıklıkları (aralıkları) :

• Bir taraftan yataklanmış pinyon veya çark taşıyan millerde Şekil 12.5'e göre;

$$L = 2,5 \cdot d_0 \geq 2,5 \cdot L_I \quad (12/5)$$

• Her iki taraftan yataklanmış çarklarda Şekil 12.4'e göre;

$$L = 0,5 \cdot d_0 \quad (12/6)$$



Sekil 12.5- Bir taraftan yataklanmış dişli çark (Diş kuvvetinin etki noktası yatak aralığının dışında) [L.20].

Mil üzerinde iki helisel dişli çark bulunduğu zaman, bu dişlilerin diş yönleri o şekilde olmalıdır, ki aksenal kuvvetler aksi yönde tesir etsin. Bunun için her iki dişlinin diş yönleri aynı olmalıdır (Şekil E3.14).

Büyük momentlerin iletilmesinde aksenal kuvvetlerin etkisini yok etmek için ok veya çift helisel dişli çarklar kullanılır (Şekil 5.3). Bu dişliler, biri sağ ve diğeri sol olmak üzere aynı eğimde iki helisel çarktan meydana geldiğinden aksenal kuvvetler bir birini dengede tutarlar. Bu dişli çarkların hesabı, her iki dişliye gelen kuvvetin $F_t/2$ olduğu kabul edilerek basit helisel dişlilerdeki gibi yapılır.

b) Mil hesabı [L.20].

b₁) Milin eğilmeye göre hesabı,

Semboller :

σ_e	da N/cm^2	Eğilme gerilmesi
σ_{em}	da N/cm^2	Eğilme emniyet gerilmesi (Kısım 12.b ₄ e göre)
f	cm	Tekil kuvvetin etki noktasındaki çökme
M_e	da Ncm	Eğilme momenti
W	cm^3	Direnç momenti
		Dolu mil için $\cong 0,1 \cdot d^3$
		İçi boş mil için $\cong 0,1 (d_a^4 - d_i^4) / dd$
I	cm^4	Kesit eylemsizlik momenti
		Dolu mil için $\cong 0,05 \cdot d^4$
		İçi boş mil için $\cong 0,05 \cdot (d_a^4 - d_i^4)$
E	da N/cm^2	Elâstiklik modülü (Çelik için $\cong 2,1 \cdot 10^6$)
d	cm	Dolu milin dış çapı
dd	cm	İçi boş milin dış çapı
d_i	cm	İçi boş milin iç çapı

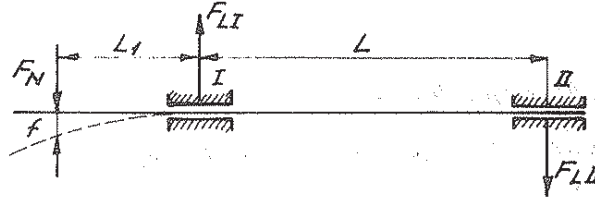
- Tek taraflı yataklama (Şekil 12.6),

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W} = \frac{F_N \cdot L_1}{W} \leq \sigma_{em} \quad (12/7)$$

$$f = \frac{F_N \cdot L_1^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad (12/8)$$

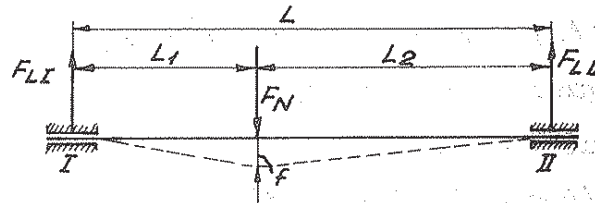
$$f_{em} \approx 0,005 \cdot \text{Modül (mm)} \quad (12/9)$$

Ayrıca Kısım 12. c deki kritik devir sayılarına bakınız.



Şekil 12.6 - Tek taraflı yataklama

- İki taraflı yataklama (Şekil 12.7)

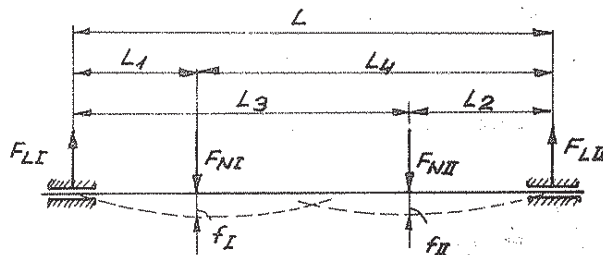


Şekil 12.7 - İki taraflı yataklama

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W} = \frac{F_N \cdot L_1 \cdot L_2}{W \cdot L} \quad (12/10)$$

$$f = \frac{F_N}{3 \cdot E \cdot I} \cdot \frac{L_1^2 \cdot L_2^2}{L} \quad (12/11)$$

- Bir mil üzerinde birden fazla yük bulunması hali (Şekil 12.8),



Şekil 12.8 - Bir mil üzerinde birden fazla yük bulunması hali.

$$\sigma_{eI} = \frac{M_{eI}}{W_I} \quad (12/12)$$

$$\sigma_{eII} = \frac{M_{eII}}{W_{II}} \quad (12/13)$$

$$M_{eI} = F_{LI} \cdot L_1 \quad (12/14)$$

$$M_{eII} = F_{LII} \cdot L_2 = F_{LI} \cdot L_3 - F_{NI} \cdot (L_4 - L_2) \quad (12/15)$$

Milin yüklenmesi, bir yatay düzlem (H) de ve bir düşey düzlem (V) de oluyorsa, eğilme zorlanması, bileşke eğilme momenti

$$M_{etop} = \sqrt{M_{eH}^2 + M_{eV}^2} \quad (12/16)$$

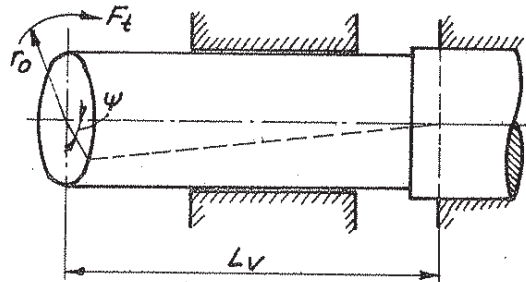
ile hesaplanır.

f çökmesi, F_{NI} ve F_{NII} kuvvetlerinin tek tek mil e etkimesi ile elde edilecek f_I ve f_{II} çökmelerini toplayarak bulurur.

b2) Milin burulmaya göre hesabı (Şekil 12.9).

Semboller :

τ	daN/cm ²	Burulma gerilmesi
τ_{em}	daN/cm ²	Burulma emniyet gerilmesi (Kısım 12. b4 e göre)
ψ	derece	Burulma açısı
M_d	daN cm	Döndürme momenti
W_p	cm ³	Kutupsal direnç momenti
		Dolu mil için $\cong 0,2 \cdot d^3$
		İçi boş mil için $\cong 0,2 (d_d^4 - d_i^4) / d_d$
I_p	cm ⁴	Kutupsal eylemsizlik momenti
		Dolu mil için $\cong 0,1 \cdot d^4$
		İçi boş mil için $\cong 0,1 \cdot (d_d^4 - d_i^4)$
G	daN/cm ²	Kayma modülü (Çelik için $\cong 830000$)



Şekil 12.9- Burulma zorlanması

$$\tau = \frac{M_d}{W_p} = \frac{F_t \cdot d}{2 W_p} \leq \tau_{em} \quad (12/17)$$

$$\psi = \frac{M_d \cdot L_V}{I_p \cdot G} \quad (12/18)$$

Uzun miller için birbirinden 1 m mesafede bulunan iki mil kesitindeki burulma açısı $\leq 1/4^\circ$ seçilir. Buna göre :

$$d = 13 \sqrt[4]{\frac{P}{n}} \quad \begin{array}{c|c|c} d & P & n \\ \text{cm} & \text{kw} & \text{d/dak} \end{array} \quad (12/19)$$

$$d = 12 \cdot \sqrt[4]{\frac{P}{n}}$$

d	P	n
cm	BG	d/dak

(12/20)

elde edilir.

b₃) Milin bileşik zorlanmaya göre hesabı,

Gözönüne alınması gereken kesitlerde, mevcut maksimum eğilme momenti M_e ve maksimum döndürme momenti M_d hesaplanmalıdır.

Tek tek elde edilen bu momentlerden, maksimum şekil değiştirme enerjisi hipotezine göre bir mukayese momenti hesaplanır.

$$M_V = \sqrt{M_e^2 + 3(\alpha_0 \cdot M_d)^2} \leq \sigma_{eem} \cdot W; \text{ dolu mil için } W \approx 0,1d^3 \quad (12/21)$$

Bu bağıntıya uygun olarak, mukayese gerilmesi için de aşağıdaki formül geçerlidir:

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma_e^2 + 3(\alpha_0 \cdot \tau)^2} \quad (12/22)$$

Eğilme ve burulma ile zorlanan bir milin çapı da $W \approx 0,1 \cdot d^3$ değeri ile hesaplanır:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_V}{0,1 \cdot \sigma_{eem}}} \quad (12/23)$$

bu bağıntılarda,

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{eem}}{1,73 \cdot \tau_{em}} \quad (12/24)$$

bağıntısı, zorlanma oranını göstermektedir.

b₄) Milin emniyet gerilmeleri,

Eğilme emniyet gerilmesinin (σ_{eem}) maksimum değeri olarak

St 50 den millerde : 400 ... 600 da N/cm^2

St 60 veya alaşımlı çelikten millerde : 600 ... 1000 da N/cm^2

alınabilir.

Yaklaşık olarak σ_{eem} için tam değişken eğilme mukavemeti σ_{e0} nin % 20 si (Cetvel 12.2 ye göre) alınabilir.

Genellikle milin çökmesini, müsaade edilen sınırlar arasında tutmak için σ_{eem} çok daha küçük seçilir. Çünkü mekanizmanın ömrü ve sessiz çalışması büyük ölçüde milin çökme miktarına bağlıdır.

Burulma emniyet gerilmesi τ_{em} için maksimum değer mil malzemesine bağlı olarak seçilir:

$\sigma_k > 50$ da N/mm^2 olan çeliklerde : $\tau_{em} = 600 \dots 1000$ da N/cm^2

$\sigma_k < 50$ da N/mm^2 olan çeliklerde : $\tau_{em} = 400 \dots 800$ da N/cm^2

Mil çapının, yukarıda verilen τ_{em} değerleri ile hesabında milin diğer zorlanmalarının (çökme miktarı, burulma açısı) aşılmadığı kontrol edilmelidir.

Cetvel 12.2 - Çok kullanılan dişli çark malzemelerinin mukavemet değerleri.

Semboller:

k_w - Stribeck'e göre profil yüzey basıncı için sürekli mukavemet değeri veya malzemenin sürekli mukavemeti halinde - yuvarlanma mukavemeti.

σ_T - Titreşimli yük halinde diş taban gerilmesi veya diş tabanı - titreşim mukavemeti (Alternatif mukavemet $\approx 0,7 \cdot \sigma_T$).

σ_{OK} - Statik diş taban mukavemeti

σ_{em} - Müsaade edilen diş taban gerilmesi

HV10 - F=10 daN deney yükünde Vickers sertliği

HV1 - F=1 daN deney yükünde Vickers sertliği

k_w ve σ_T değerleri Münich Teknik Üniversitesi FZG Enstitüsünün en yeni araştırmalarına göre. Bunlar, daha ziyade dişli çarkların işletme deneylerinden bulunan ortalama mukavemet değerlerini gösterir. Malzemenin alaşım elementleri, kristal yapısı, ısıtım işlem durumu, sertlik, iç gerilme gibi başlangıç durumuna göre farklı değerler söz konusu olabilir: 1 den 13 No.ya kadar alanlarda yaklaşık %15, diğerlerinde yaklaşık %10. Deney şartları: Çevre hızı: $V=8...18$ m/s; Yağlama: 50°C'deki nominal viskozitesi 100cSt olan dişli yağı ile;

Deney çarkları DIN 867 ye göre: $m=3...5$ mm, $b=10...30$ mm.

No	Malzeme ve ısıtım durumu	Sembol	Deney Gubuğu		Dişli Çark					Açıklama		
			σ_K daN/mm ²	σ_{eD} daN/mm ²	Sertlik daN/mm ²		k_w daN/cm ²	σ_T 10 ⁸ daN/cm ²	σ_{OK} 10 ⁸ daN/cm ²		σ_{em} 10 ⁸ daN/cm ²	
					Celirdök	Yüzey						
1	Dökme demir	GG 20	20	9	HB=170		17	5	20	3,5	Profiller freze edilmiş veya turak bıçakla işlenmiş Kalite 7...8 DIN 3960...3964'e göre Profillerde ortalama pürüz yüksekliği $R_t = 6 \mu m$	
2	DIN 1691'e göre	GG 26	26	12	210		30	6	26	4,5		
3	Dökme demir	GGG 60	60	-	250		40	22	100	15		
4	Küresel grafitli (Sfero döküm)	GGG 80	80	-	275		45	23	120	15,5		
5	DIN 1693'e göre	GGG 100	100	-	300		48	24	130	16		
6	Temper döküm	GTS 35	35...40	-	140		20	19	80	12,5	Pürüz yüksekliği $R_t = 6 \mu m$	
7	DIN 1692'ye göre	GTS 65	65...70	-	235		32	23	100	15,5		
8	Çelik döküm	GS 52	52	21	150		21	15	47	9	Diş dibi yuvarlatması $r \geq 0,2$ mm	
9	DIN 1621'e göre	GS 60	60	24	175		30	17	52	11		
10	Yapı çelikleri DIN 17100'e göre	St 42	42...50	20...24	125		14	17	45	11		
11		St 50	50...60	23...28	150		19	19	55	12		
12		St 60	60...70	28...33	180		24	21	65	12,5		
13		St 70	70...85	33...40	208		33	24	80	16		
14	İslah çelikleri DIN 17200'e göre	C 22	50...60	22...27	HV10=140		26	17	60	11	Diş profilleri raspa edilmiş veya taşlanmıştır Kalite 5...6 DIN 3960...3964'e göre Profillerde ortalama pürüz yüksekliği $R_t = 3 \mu m$ Diş dibi yuvarlatması $r \geq 0,2$ mm	
15		C 45	65...80	30...34	185		36	20	80	13		
16		C 60	75...90	34...41	210		51	22	90	15		
17		34Cr4	75...90	36...44	260		55	26	90	17		
18		İslah edilmiş	37Cr4	80...95	35...40	260		55	27	95		18
19			37MnSi5	80...42	36...42	260		55	30	95		19
20			42CrMo4	95...110	46...54	280		62	29	110		18,5
21		34CrNiMo6	100...130	-	310		80	32	130	21		
22	İslah çelikleri DIN 17200'e göre	Ck 45	65...80	-	HV10=220	HV1=560	165	27	100	18	Diş dibi dahil olmak üzere döner sistemde sertleştirilmiş Sertlik derinliği $\geq 25 \mu m$	
23	Alev veya airdüzel yanla sertleştirilmiş	37Cr4	75...90	-	270	610	225	31	115	20		
24		42CrMo4	95...110	46...54	275	650	250	43	145	24		
25	Amonyak benzo-sunda nitritlenmiş	Ck 45	65...80	-	HV10=220	HV1=400	165	35	110	21		
26		42CrMo4	95...110	-	275	500	200	43	145	24		
27	6oz ile nitritlenmiş	31CrMoV9	-	-	320	700	265	50	150	27	Sementasyon kalınlığı $\geq 0,25$ mm	
28	Sementasyon çelikleri	C 15	50...65	27	HV10=180	HV1=720	350	23	90	15,5		
29	DIN 17210'ya göre	16MnCr5	80...110	-	720	720	360	46	140	25		
30	sementa edilmiş	20MnCr5	100...130	-	330	720	360	48	150	26		
31	ve sertleştirilmiş	15CrNi6	90...120	-	310	720	360	50	160	27		
32		18CrNi8	120...145	-	400	740	360	50	170	27	Kum döküm Savurma döküm	
33	Döküm kalay-bronzu	G-SnBz14	20	-	HB=90		-	-	-	8		
34		G-SnBz14	32	-	HB=115		-	-	-	12		

σ_K - Kopma mukavemeti

σ_{eD} - Alternatif eğilme mukavemeti (Eğilmede tam değişken zorlanma sınırı)

Not: Yeni konstrüksiyonlar için müsaade edilen dış taban gerilmesi $\sigma_{sem} = \frac{\sigma_D}{S_K}$ bağıntısı ile tayin edilir. σ_D için esas teşkil eden mukavemet değeri olarak dış tabanı-titraşım mukavemeti σ_T veya gerektiğinde dış tabanı-sürekli değişken mukavemet değeri $\sigma_D \approx 0,75 \cdot \sigma_T$ konulur.

Cetvelde müsaade edilen dış taban gerilmesi σ_{sem} nin ortalama değerleri çok rastlanan dişli çark malzemeleri için verilmiştir. Bu değerler, malzemenin alternatif eğilme mukavemeti σ_{eD} nin yaklaşık %40... 50 si kadardır. Yorulma kırılmasına karşı emniyet, kabul edilen yükün güvenilirlik derecesine ve muhtemel bir hasarın doğuracağı sonuçların ağırlığına göre $S_K = 1,25 \dots 4$ arasında seçilir.

Dış kuvvetleri dolayısı ile ortaya çıkan eğilme momentleri başlangıçta tayin edilemiyorsa; mil önce yalnız burulmaya göre hesaplanır; ortaya çıkan eğilme momentleri ise burulma emniyet gerilmesi değeri uygun bir şekilde daha düşük seçilerek göz önüne alınmış olur.

Seçilen mil çapı d aşağıdaki bağıntı ile tayin edilir:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_d}{0,2 \cdot \zeta_{em}}} \quad (12/25)$$

veya

$$d = c \sqrt[3]{\frac{P}{n}}, \text{ cm} \quad (12/26)$$

Bu bağıntılardaki C değeri, P gücü için seçilen boyut birimine ve burulma emniyet gerilmesi ζ_{em} in değerine göre aşağıdaki cetvelden alınabilir (n : d/dak)

ζ_{em} da N/cm^2	100	120	150	210	300	400	500
$C \frac{P}{kW}$	16,9	16,0	14,8	13,2	11,8	10,7	9,9
$C \frac{P}{BG}$	15,3	14,4	13,4	12,0	10,6	9,7	9,0

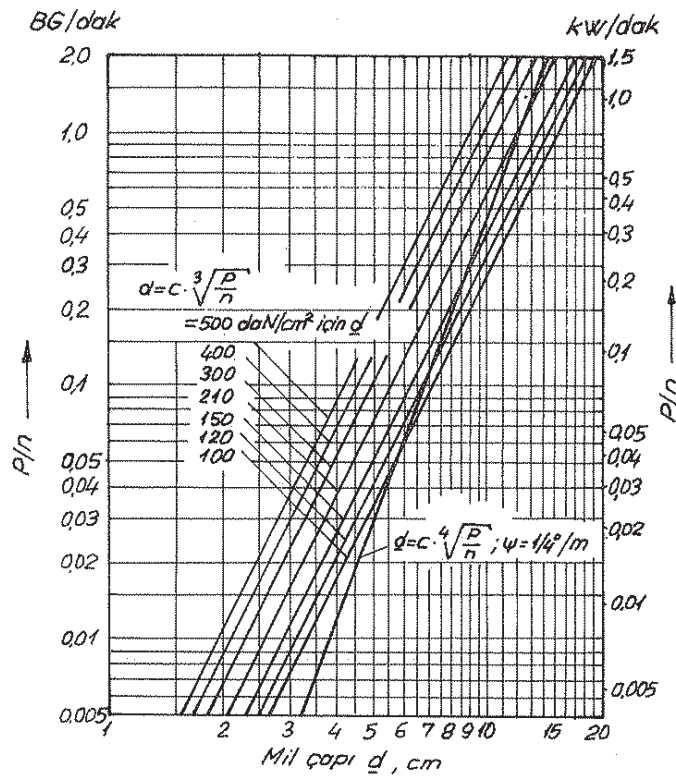
Malzemenin elâstikliği dolayısı ile, dönen bir milde burulma titreşimleri ortaya çıkar. Dış kuvvet impulslarının etkisi ile (dalgalanan burulma momentleri) doğal formlara, zorlanmış formlarda eklenir. Doğal frekans değeri ile zorlanmış titreşim frekansının aynı olmasını önlemek için (kritik devir sayısı) burulma açısı ψ küçük tutulmalıdır: 1 m lik mil uzunluğu başına $\psi \leq 1/4^\circ$ olmalıdır. Buradan mil çapı için (12/19) ve (12/20) bağıntıları elde edilir.

Mil çapı süratli bir şekilde, Şekil 12.10 daki diyagram yardımı ile tayin edilebilir.

Burulma açısı ψ nin işleme hassasiyeti nedeniyle (örneğin takım tezgahlarındaki uzun millerde olduğu gibi) müsaade edilen belirli bir değeri aşmaması isteniyor

ve bu değer kullanma yerine göre tespit edilebiliyorsa, mil çapı (12/19) denklemi yardımı ile hesaplanır.

Eğilme momentleri belli ise, denklem (12/23) e göre bileşik zorlanma hesabı yapılır.



Şekil 12.10- Mil apı d nin elde edilmesi.

C) Kritik devir sayıları [L.20],

Burulma titreşimlerinin yanısıra, dönen elâstik millerde eğilme titreşimleri de ortaya çıkar. Eğilme ile zorlanan bir milin doğal titreşim frekansı (= kritik devir sayısı) hiç bir zaman kendi devir sayısına yakın olmamalıdır (rezonans tehlikesi).

Dişli arklar, kritik devir sayısına yakın devir sayıları ile dönüyorsa milin çok şiddetli titreşimleri dolayısı ile dış yan yüzeyleri harap olur. Böyle bir tahrip durumu normal olarak iletilen güç dolayısı ile hiçbir zaman ortaya çıkmaz. Ayrıca rezonansla dişli çark mekanizmasını sakin bir çalışma durumuna getirmek de hemen hemen imkânsızdır. Bu zararlı durumları önlemek üzere işletme devir sayıları kritik devir sayılarından yeteri kadar uzakta, takriben % 30 üstünde veya altında olmalıdır. Yaklaşık olarak, eğilme titreşimlerindeki kritik devir sayısı n_{kr}

$$n_{kr} \approx \frac{300}{\sqrt{f_{max}}} \quad \frac{n_{kr}}{d/dak} \quad \frac{f_{max}}{cm} \quad (12/27)$$

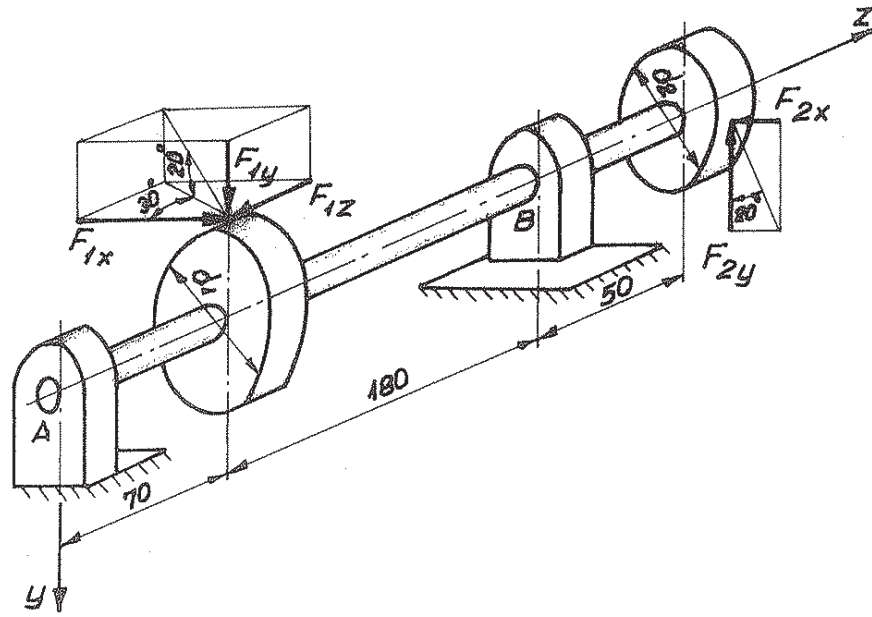
bağıntısı ile hesaplanır. Bu bağıntıda f_{max} milin birlikte titreşen kütleler (mil ve çark gövdeleri) dolayısı ile yaptığı maksimum çökme miktarını gösterir.

Örnek 4 [L.5] - A ve B noktalarından sabit ve kayıcı olarak mesnetlenmiş bir milin düzeninde bulunan helisel ve düz dişli çarklara etkileyen kuvvetler Şekil 12.14 de gösterilmiştir. Mil $M_b = 8000 \text{ kg cm}$ lik burulma momentiyle tahrik edildiğine göre ;

- Dişli çarklara etkileyen kuvvetleri hesaplayınız.
- Milin mesnetlerindeki kuvvetleri bulunuz.
- En kritik kesiti belirliyerek mil çapını tespit ediniz.

(Not : Maksimum kayma gerilmesi hipotezi kullanılacak ve karşılaştırma gerilmesi $\tau_{em} = 40 \text{ kg/mm}^2$ yi aşmayacaktır).

Verilenler : $d_1 = 120 \text{ mm}$, $d_2 = 80 \text{ mm}$.



Şekil 12.14

Çözüm :

a)

$$F_{1x} = \frac{M_b}{d_1/2} = \frac{8000}{12/2}$$

$$\| F_{1x} = 1333 \text{ kg.}$$

$$F_{2y} = \frac{M_b}{d_2/2} = \frac{8000}{8/2}$$

$$\| F_{2y} = 2000 \text{ kg}$$

$$F_{2x} = F_{2y} \cdot \text{tg } 20^\circ = 2000 \cdot \text{tg } 20^\circ$$

$$\| F_{2x} = 728 \text{ kg.}$$

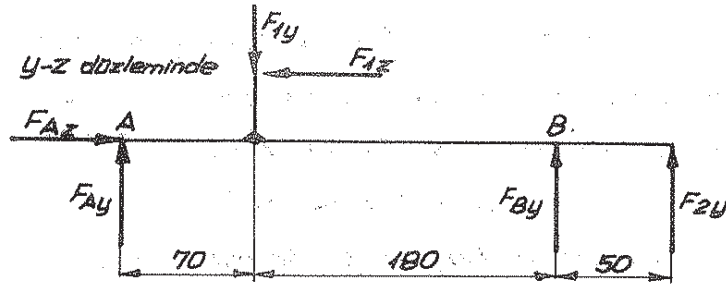
$$F_{1z} = F_{1x} \cdot \text{tg } 30^\circ = 1333 \cdot \text{tg } 30^\circ$$

$$\| F_{1z} = 770 \text{ kg.}$$

$$F_{1y} = \frac{F_{1z}}{\cos 30^\circ} \cdot \tan 20^\circ = \frac{1333}{\cos 30^\circ} \cdot \tan 20^\circ$$

$$\| F_{1y} = 560 \text{ kg}$$

b)



Mesnet kuvvetleri :

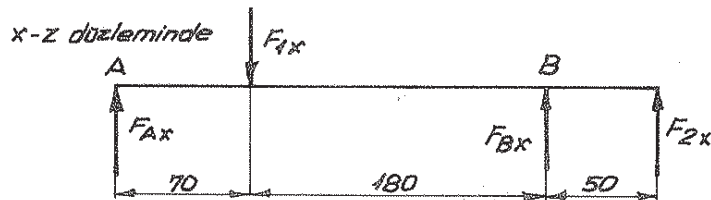
$$\begin{aligned} \Sigma M_A = 0 &\longrightarrow F_{2y} \cdot 300 + F_{By} \cdot 250 + F_{1z} \cdot 60 - F_{1y} \cdot 70 = 0 \\ 2000 \cdot 300 + F_{By} \cdot 250 + 770 \cdot 60 - 560 \cdot 70 &= 0 \end{aligned}$$

$$\| F_{By} = -2428 \text{ kg.}$$

$$\begin{aligned} \Sigma F_y = 0 &\longrightarrow F_{Ay} + F_{By} + F_{2y} - F_{1y} = 0 \\ F_{Ay} - 2428 + 2000 - 560 &= 0 \\ F_{Ay} &= 988 \text{ kg.} \end{aligned}$$

$$\Sigma F_z = 0 \longrightarrow F_{Az} - F_{1z} = 0$$

$$\| F_{Az} = F_{1z} = 770 \text{ kg.}$$



Mesnet kuvvetleri :

$$\begin{aligned} \Sigma M_A = 0 &\longrightarrow F_{2x} \cdot 300 + F_{Bx} \cdot 250 - F_{1x} \cdot 70 = 0 \\ 728 \cdot 300 + F_{Bx} \cdot 250 - 1333 \cdot 70 &= 0 \end{aligned}$$

$$\| F_{Bx} = -500 \text{ kg.}$$

$$\begin{aligned} \Sigma F_x = 0 &\longrightarrow F_{Ax} + F_{Bx} + F_{2x} - F_{1x} = 0 \\ F_{Ax} - 500 + 728 - 1333 &= 0 \end{aligned}$$

$$\| F_{Ax} = 1105 \text{ kg}$$

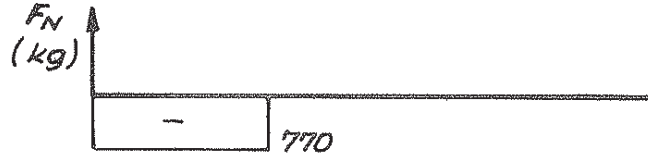
C) Önce kesit tesir diyagramlarını çizelim.

• Normal kuvvet diyagramı

$$F_{N1} = -F_{1z} = -770 \text{ kg}$$

$$F_{N2} = 0$$

$$F_{N3} = 0$$



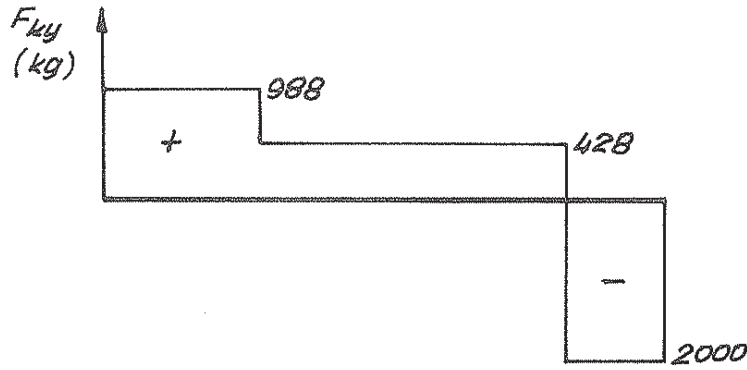
• y-z düzlemindeki kesit tesir diyagramları :

Kesme kuvveti,

$$F_{ky1} = F_{Ay} = 988 \text{ kg}$$

$$F_{ky2} = F_{Ay} - F_{1y} = 988 - 560 = 428 \text{ kg.}$$

$$F_{ky3} = -F_{2y} = -2000 \text{ kg.}$$



Eğilme momenti,

$$M_{ex1} = F_{Ay} \cdot Z_1 = 988 \cdot Z_1$$

$$Z_1 = 7 \text{ cm için ; } M_{ex1} = 6916 \text{ kg} \cdot \text{cm.}$$

$$M_{ex2} = F_{Ay} \cdot (7 + Z_2) - F_{1y} \cdot Z_2 - F_{1z} \cdot \frac{d_1}{2}$$

$$Z_2 = 18 \text{ cm. için ;}$$

$$M_{ex2} = 988 (7 + 18) - 560 \cdot 18 - 770 \cdot 6$$

$$M_{ex2} = 10000 \text{ kg} \cdot \text{cm.}$$

$$Z_2 = 0 \text{ için ,}$$

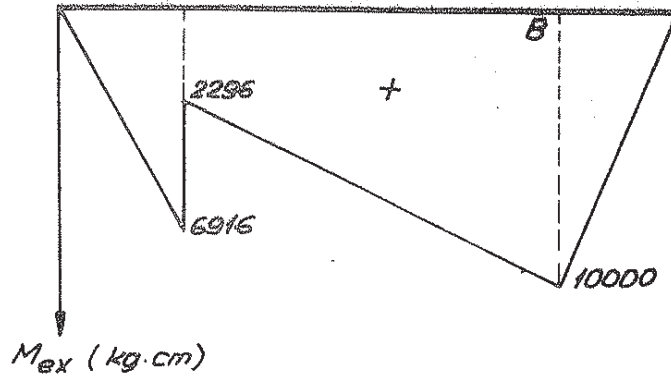
$$M_{ex2} = 988 \cdot 7 - 770 \cdot 6$$

$$M_{ex2} = 2296 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$M_{ex3} = F_{2y} \cdot Z_3 = 2000 \cdot Z_3$$

$$Z_3 = 5 \text{ cm için ;}$$

$$M_{ex3} = 10000 \text{ kg} \cdot \text{cm.}$$



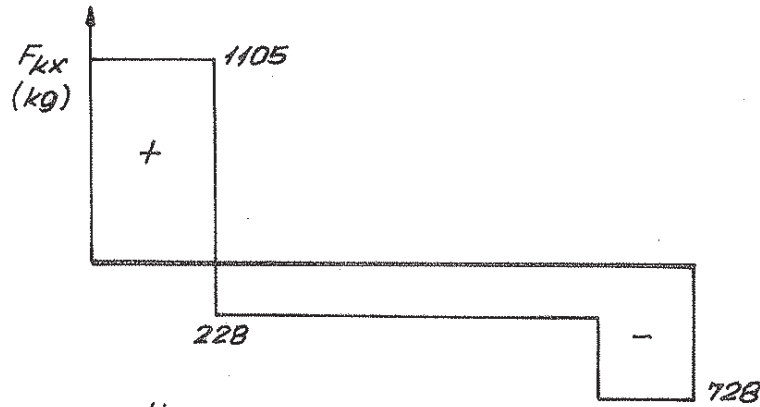
• x-z düzlemindeki kesit tesir diyagramları :

Kesme kuvveti,

$$F_{kx1} = F_{Ax} = 1105 \text{ kg.}$$

$$F_{kx2} = F_{Ax} - F_{1x} = 1105 - 1333 = -228 \text{ kg.}$$

$$F_{kx3} = -F_{2x} = -728 \text{ kg.}$$



Eğilme momenti,

$$Mey1 = -F_{Ax} \cdot Z_1 = -1105 \cdot Z_1$$

$$Z_1 = 7 \text{ cm için ; } Mey1 = -7735 \text{ kg.cm.}$$

$$Mey2 = -F_{Ax} \cdot (7 + Z_2) + F_{1x} \cdot Z_2$$

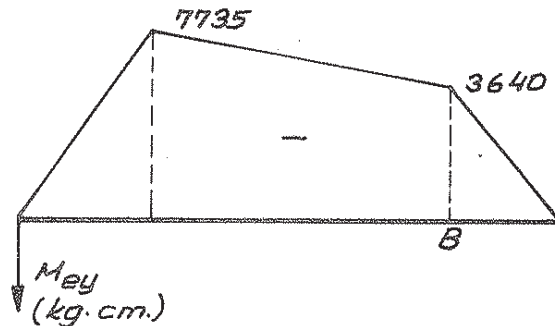
$$Z_2 = 18 \text{ cm için ;}$$

$$Mey2 = -1105(7 + 18) + 1333 \cdot 18$$

$$Mey2 = -3640 \text{ kg.cm}$$

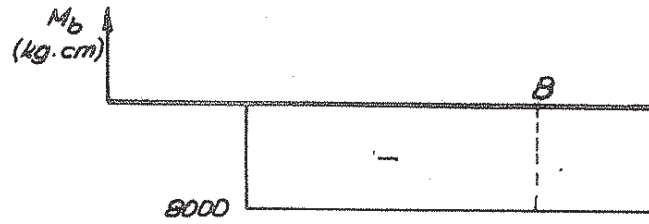
$$Mey3 = -F_{2x} \cdot Z_3 = -728 \cdot Z_3$$

$$Z_3 = 5 \text{ cm için ; } Mey3 = -3640 \text{ kg.cm.}$$



• Burulma momenti diyagramı :

$$M_b = - 8000 \text{ kg.cm.}$$



En tehlikeli kesit B mesnedinin bulunduğu yerdedir. Buna göre maksimum kayma gerilmesi hipotezi

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_e^2 + 4\tau_b^2} \leq \sigma_{em} \quad (12/28)$$

ile,

$$\left. \begin{aligned} \sigma_e &= \frac{M_e}{W_e} \approx \frac{\sqrt{M_{ex}^2 + M_{ey}^2}}{0,1 \cdot d^3} \\ \tau_b &= \frac{M_b}{W_b} \approx \frac{M_b}{0,2 \cdot d^3} \end{aligned} \right\} \text{(Kısım 12.b)}$$

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{(10000)^2 + (3640)^2}}{0,1 \cdot d^3} = \frac{10644}{0,1 \cdot d^3}$$

$$\tau_b = \frac{8000}{0,2 \cdot d^3}$$

$$\sigma_v = \sqrt{\left(\frac{10644}{0,1 \cdot d^3}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{8000}{0,2 \cdot d^3}\right)^2} = 4000 \text{ kg/cm}^2$$

$$\frac{1,7723 \cdot 10^{10}}{d^6} = 16 \cdot 10^6$$

$$d = 3,2 \text{ cm}$$

$$\| d = \varnothing 35 \text{ mm}$$

Örnek 2 [L.46] - Helisel alın dişli çark taşıyan bir milin yataklanması Şekil 12.12 de gösterilmiştir. Çark, $n = 630 \text{ d/d}$ ve $P = 6,2 \text{ kw}$ lık güç ile döndürüldüğüne göre;

Yatak kuvvetleri F_A ve F_B ile en büyük eğilme momenti ve bileşke eğilme momentini hesaplayınız.

Verilen değerler:

$$\text{Diş sayısı} : Z = 83$$

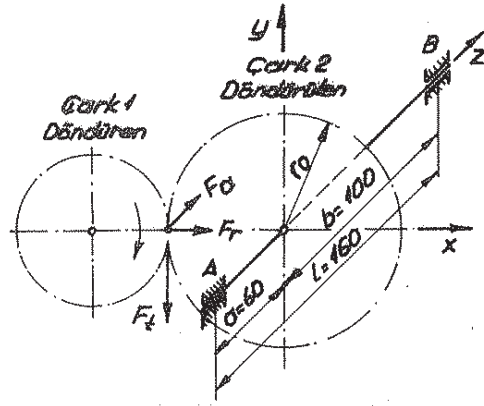
$$\text{Normal modül} : m_n = 2 \text{ mm}$$

$$\text{Taksimat dairesi çapı} : d_o = 171,781 \text{ mm}$$

$$\text{Kavrama açısı} : \alpha_n = 20^\circ$$

$$\text{Helis açısı} : \beta = 15^\circ$$

$$\text{Helis yönü} : \text{Sağ}$$



Şekil 12.12 - Helisel dđn dişli çark milinin yataklanması ve yüklenmesi

Çözüm :

1- Döndürme momenti M_d ;

$$M_d = 9550 \frac{P}{n}$$

M_d	P	n
Nm	kW	d/dak.

$$M_d = 9550 \frac{6,2}{630}$$

$$\| M_d = 93,98 \text{ Nm}$$

2- Çevre kuvveti F_t ;

$$F_t = \frac{2 M_d}{d_o} = \frac{2 \cdot 93,98}{0,171781}$$

$$\| F_t = 1094 \text{ N}$$

3- Aksenal kuvvet F_a ;

$$F_a = F_t \cdot \text{tg} \beta = 1094 \cdot \text{tg} 15^\circ$$

$$\| F_a = 293 \text{ N}$$

4- Radyal kuvvet F_r ;

$$F_r = \frac{F_t \cdot \text{tg} \alpha}{\cos \beta} = 1094 \frac{\text{tg} 20^\circ}{\cos 15^\circ}$$

$$\| F_r = 412 \text{ N}$$

5- Yatak kuvvetleri (Şekil 12.13) ;

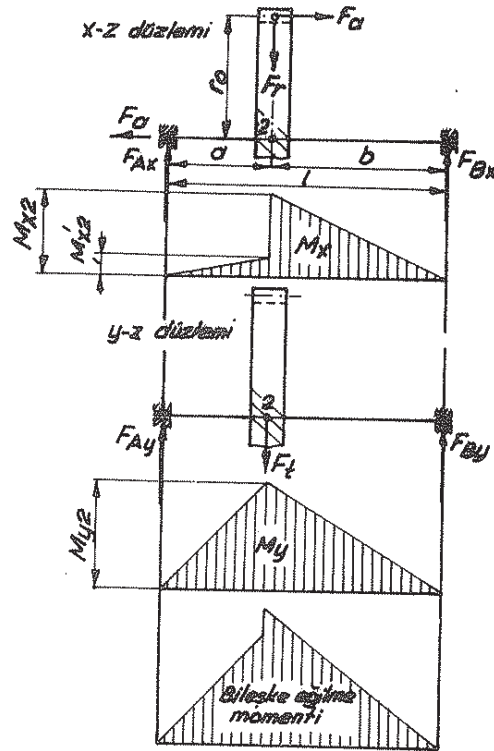
a) Mesnet kuvvetleri (yatak kuvvetlerinin bileşenleri) F_{Ax} ve F_{Bx} ;

$$F_{Ax} = \frac{F_r \cdot b - F_a \cdot r_o}{L} = \frac{412 \cdot 10 - 293 \cdot 8,59}{16}$$

$$\| F_{Ax} = 100 \text{ N}$$

$$F_{Bx} = \frac{F_r \cdot a + F_d \cdot r_0}{l} = \frac{412 \cdot 6 + 293 \cdot 8.59}{l}$$

$$\underline{F_{Bx} = 312 \text{ N}}$$



Şekil 12.13 - Eğilme momentleri ve bileşke eğilme momentleri diyagramları

Kontrol :

$$F_{Bx} = F_r - F_{Ax} = 412 - 100 = 312 \text{ N}$$

b) Mesnet kuvvetleri (yatak kuvvetlerinin bileşenleri) F_{Ay} ve F_{By} ;
y-z düzleminde :

$$F_{Ay} = \frac{F_t \cdot b}{l} = \frac{1094 \cdot 10}{16}$$

$$\underline{F_{Ay} = 684 \text{ N}}$$

$$F_{By} = \frac{F_t \cdot a}{l} = \frac{1094 \cdot 6}{16}$$

$$\underline{F_{By} = 410 \text{ N}}$$

Kontrol :

$$F_{By} = F_t - F_{Ay} = 1094 - 684 = 410 \text{ N.}$$

c) Bileşke yatak kuvvetleri F_A ve F_B ;

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{100^2 + 684^2}$$

$$\| F_A = 691 \text{ N.}$$

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{312^2 + 410^2}$$

$$\| F_B = 515 \text{ N.}$$

d) Eksenel kuvvet F_a ;

$$\| F_A = 293 \text{ N.}$$

Bu kuvvet bir yatak tarafından karşılanır.

6- Eğilme momenti (Şekil 12.13) ;

a) En büyük eğilme momenti ;

En büyük eğilme momenti çarkın 2 noktasında ortaya çıkar, gerçekten

$$M_{2 \max.} = F_B \cdot b = 515 \cdot 10$$

$$\| M_{2 \max.} = 5150 \text{ Ncm}$$

$$M'_2 = F_A \cdot a = 691 \cdot 6$$

$$\| M'_2 = 4146 \text{ Ncm}$$

dir.

b) Eğilme momentleri (mesnet kuvvetlerinden meydana gelen) ;

x-z düzleminde :

$$M'_{x2} = F_{Ax} \cdot a = 100 \cdot 6$$

$$\| M'_{x2} = 600 \text{ Ncm.}$$

$$M_{x2} = F_{Bx} \cdot b = 312 \cdot 10$$

$$\| M_{x2} = 3120 \text{ Ncm} = M_{x2 \max.}$$

Kontrol :

$$M_{x2} = M'_{x2} + F_{Ay} \cdot r_0 = 600 + 293 \cdot 8,59$$

$$M_{x2} = 3117 \text{ Ncm.}$$

(3 Ncm lik fark yuvarlatılmış değerlerden ileri gelmiştir)

y-z düzleminde :

$$M_{y2} = F_{Ay} \cdot a = 684 \cdot 6$$

$$\| M_{y2} = 4104 \text{ Ncm.}$$

c) Bileşke eğilme momentleri(kontrol) ;

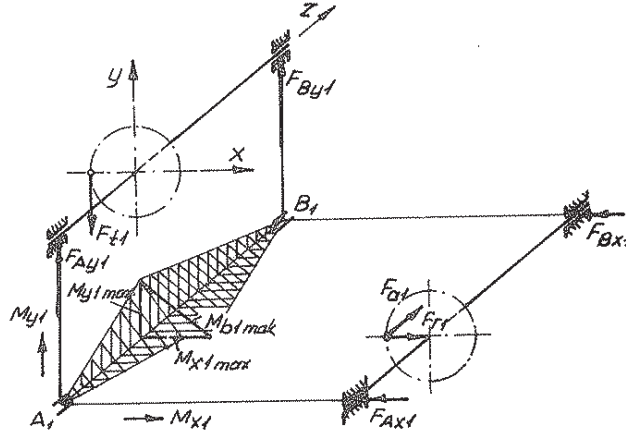
$$M_{2 \max.} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{(31,20)^2 + (41,04)^2}$$

$$\| M_{2 \max.} = 51,55 \text{ Nm.}$$

$$M_2' = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{6^2 + (41,04)^2}$$

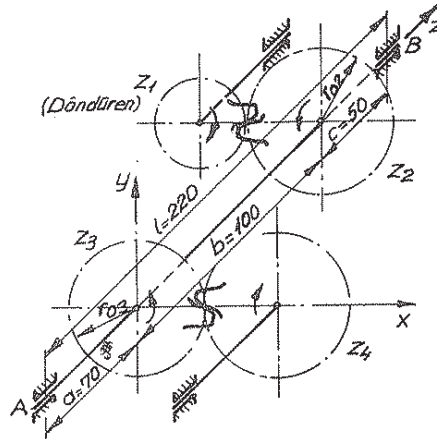
$$\underline{M_2' = 41,48 \text{ Nm}}$$

Not. Bileşke eğilme momenti için Şekil 12.14 ü inceleyiniz.



Şekil 12.14 - Bileşke eğilme momentinin (M_{B1}) elde edilmesi

Örnek 3 [L.46] - Üzerinde iki helisel alın dişli çark bulunan bir ara milin yataklanması Şekil 12.15 de gösterilmiştir. $P = 8,8 \text{ kW}$ ve $n_2 = 800 \text{ d/dak.}$ olduğuna göre; yatak kuvvetleri F_A ve F_B ile en büyük eğilme momenti ve bileşke eğilme momentini hesaplayınız.



Şekil 12.15 - Ara milin yataklanması.

Mekanizma milindeki çarklar için verilen değerler:

$$Z_2 = 39$$

$$d_{o2} = 100,94 \text{ mm}$$

$$m_n = 2,5 \text{ mm}$$

$$r_o = 50,47 \text{ mm}$$

$$\alpha_n = 20^\circ$$

$$\alpha_t = 20^\circ 38' 49''$$

$$\beta = 15^\circ$$

Helis yönü : Sol

$$Z_3 = 20$$

$$d_{o3} = 85,134 \text{ mm.}$$

$$m_n = 4 \text{ mm}$$

$$r_o = 42,57 \text{ mm}$$

$$\alpha_n = 20^\circ$$

$$\alpha_t = 20^\circ 17'$$

$$\beta = 40^\circ$$

Helis yönü : Sol

Gözüm :

1- Döndürme momenti M_{d2}

$$M_{d2} = 9550 \frac{P}{n_2}$$

M_{d2} Nm	P kw	n d/dak
----------------	---------	------------

$$M_{d2} = 9550 \frac{8,8}{800}$$

$$\| M_{d2} = 105,05 \text{ Nm}$$

2- Çark 2 ye etkiyen kuvvetler ;

• Çevre kuvveti F_{t2} ;

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{d2}}{d_{o2}} = \frac{2 \cdot 10505}{10,094}$$

$$\| F_{t2} = 2081 \text{ N}$$

• Eksenel kuvvet F_{a2} ;

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \beta_2 = 2081 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ$$

$$\| F_{a2} = 557 \text{ N}$$

• Radyal kuvvet F_{r2} ;

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\operatorname{Cos} \beta_2} = 2081 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\operatorname{Cos} 15^\circ}$$

$$\| F_{r2} = 784 \text{ N}$$

3- Çark 3 e etkiyen kuvvetler ;

• Çevre kuvveti F_{t3} ;

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot M_{d2}}{d_{o3}} = \frac{2 \cdot 10505}{8,5134}$$

$$\| F_{t3} = 2468 \text{ N}$$

• Eksenel kuvvet F_{a3} ;

$$F_{a3} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \beta_3 = 2468 \cdot \operatorname{tg} 10^\circ$$

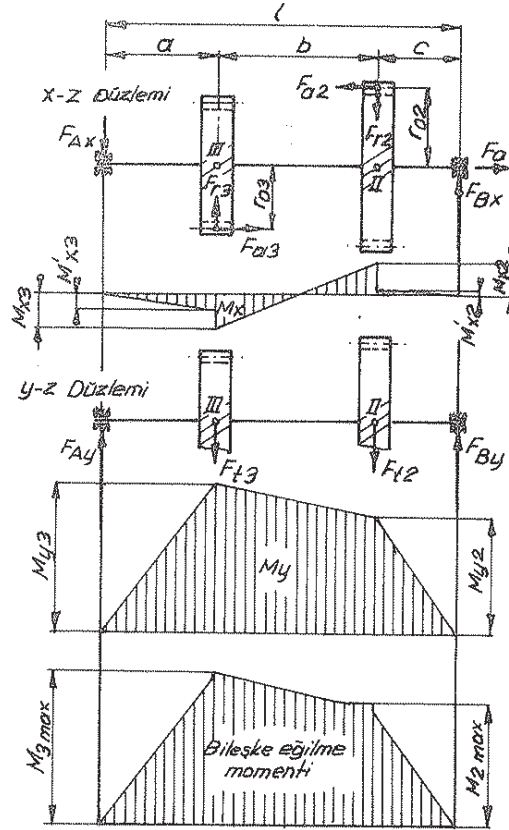
$$\| F_{a3} = 435 \text{ N}$$

• Radyal kuvvet F_{r3} ;

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\operatorname{Cos} \beta_3} = 2468 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\operatorname{Cos} 10^\circ}$$

$$\| F_{r3} = 912 \text{ N}$$

4- Yatak kuvvetleri (Şekil 12.16) ;



Sekil 12.16 - Eğilme momentleri ve bileşke eğilme momenti diyagramları

a) Mesnet kuvvetleri F_{Ax} ve F_{Bx} ;

$$F_{Ax} = \frac{Fr_3(b+c) - Fr_2 \cdot c - Fa_2 \cdot r_{a2} - Fa_3 \cdot r_{a3}}{L}$$

$$F_{Ax} = \frac{912(10+5) - 784 \cdot 5 - 557 \cdot 5,047 - 435 \cdot 4,257}{22}$$

$$\| F_{Ax} = 232 \text{ N}$$

$$F_{Bx} = \frac{Fr_2(a+b) - Fa_2 \cdot r_{a2} - Fa_3 \cdot r_{a3} - Fr_3 \cdot a}{L}$$

$$F_{Bx} = \frac{784(7+10) - 557 \cdot 5,047 - 435 \cdot 4,257 - 912 \cdot 7}{22}$$

$$\| F_{Bx} = 104 \text{ N}$$

Kontrol :

$$F_{Bx} = Fr_2 - Fr_3 + F_{Ax} = 784 - 912 + 232 = 104 \text{ N}$$

b) Mesnet kuvvetleri F_{Ay} ve F_{By} ;

y-z düzleminde

$$F_{Ay} = \frac{F_{t2} \cdot c + F_{t3}(b+c)}{L} = \frac{2081 \cdot 5 + 2468 \cdot (10+5)}{22}$$

$$\| \underline{F_{Ay} = 2156 \text{ N}}$$

$$F_{By} = \frac{F_{t2} \cdot (a+b) + F_{t3} \cdot a}{l} = \frac{2081 \cdot (7+10) + 2468 \cdot 7}{22}$$

$$\| \underline{F_{By} = 2393 \text{ N}}$$

Kontrol :

$$F_{By} = F_{t2} + F_{t3} - F_{Ay} = 2081 + 2468 - 2156 = 2393 \text{ N}$$

c) Bileşke yatak kuvvetleri F_A ve F_B ;

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{232^2 + 2156^2}$$

$$\| \underline{F_A = 2168 \text{ N}}$$

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{104^2 + 2393^2}$$

$$\| \underline{F_B = 2395 \text{ N}}$$

d) Eksenel kuvvet F_a ;

$$F_a = F_{a2} - F_{a3} = 557 - 435$$

$$\| \underline{F_a = 122 \text{ N}}$$

5- Eğilme momenti (Şekil 12.16) ;

a) X-Z düzleminde eğilme momentleri ;

II kesitinde :

$$M'_{x2} = F_{Bx} \cdot C = 104 \cdot 5$$

$$\| \underline{M'_{x2} = 520 \text{ Ncm}}$$

$$M_{x2} = F_{Bx} \cdot C + F_{a2} \cdot r_{a2} = 104 \cdot 5 + 557 \cdot 5,047$$

$$\| \underline{M_{x2} = 3334 \text{ Ncm}}$$

III kesitinde :

$$M'_{x3} = -F_{Ax} \cdot a = -232 \cdot 7$$

$$\| \underline{M'_{x3} = -1624 \text{ Ncm}}$$

$$M_{x3} = -F_{Ax} \cdot a - F_{a3} \cdot r_{a3} = -232 \cdot 7 - 435 \cdot 4,257$$

$$\| \underline{M_{x3} = -3476 \text{ Ncm}}$$

b) y-z düzleminde eğilme momentleri ;

II kesitinde :

$$M_{y2} = F_{By} \cdot C = 2393 \cdot 5$$

$$\| \underline{M_{y2} = 11965 \text{ Ncm}}$$

III kesitinde :

$$M_{y3} = F_{Ay} \cdot a = 2156 \cdot 7$$

$$\| M_{y3} = 15092 \text{ Ncm.}$$

C) Maksimum bileşke eğilme momentleri ;

II kesitinde :

$$M_{2 \max.} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{(33,31)^2 + (119,65)^2}$$

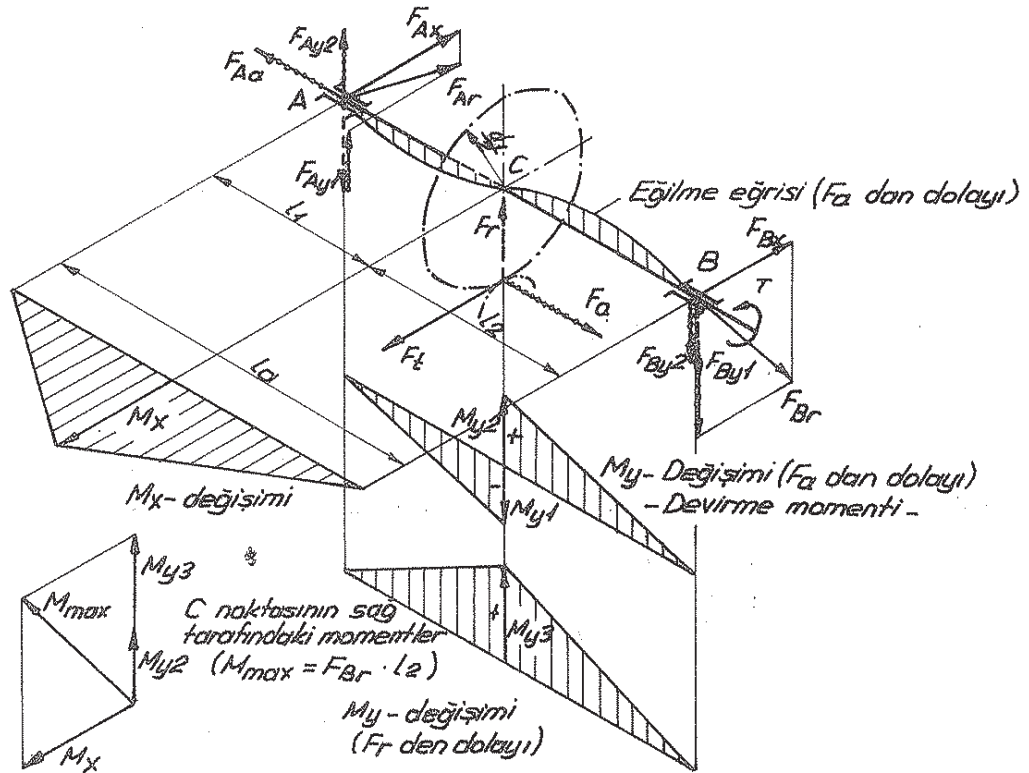
$$\| M_{2 \max.} = 124,20 \text{ Nm}$$

III kesitinde :

$$M_{3 \max.} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{(34,76)^2 + (150,92)^2}$$

$$\| M_{3 \max.} = 154,87 \text{ Nm (Mutlak değer olarak maksimum eğilme momenti)}$$

Not. Helisel alın dişli çark taşıyan bir milde, eğilme momentleri ve yatak kuvvetlerini perspektif olarak gösteren bir diyagram, faydalı olur düşüncesiyle Şekil 12.17 de verilmiştir, inceleyiniz.



Şekil 12.17 - Helisel alın dişli çarklı ve ilâve aksenal kuvvetli bir milde, eğilme momentleri ve yatak kuvvetlerinin elde edilmesi için perspektif diyagram [L.12 - 1983].

F_a aksenal kuvvetinden meydana gelen devirme momentleri :

$$M_{y1} = F_{Ay2} \cdot L_1$$

$$M_{y2} = F_{By2} \cdot L_2$$

13- Yağlayıcı madde seçimi

Gerekli olan yağ viskozitesinin tespiti için,

$$k_s \approx 3 \frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{U+1}{U} \quad \begin{array}{c|c|c|c} k_s & F_t & b & d_1 \\ \hline \text{MPa} = \text{N/mm}^2 & \text{N} & \text{mm} & \text{mm} \end{array} \quad (13/1)$$

(Mega-Pascal)

denklemini kullanılır.

k_s - Stribeck yuvarlanma basıncı

F_t - Alın dişli çarklarda taksimat dairesinde, konik dişli çarklarda ortalama taksimat dairesindeki çevre kuvveti

b - Diş genişliği

d_1 - Pinyonun; taksimat dairesi çapı, konik dişli çarklarda ortalama taksimat dairesi çapı

U - Diş sayıları oranı; konik dişli çarklarda U_v (virtüel diş sayıları oranı) alınır.

k_s/ν oranına bağlı olarak gerekli olan yağ viskozitesi de Cetvel 13.1 ve ya Şekil 13.1 den okunabilir.

k_s/ν - Yağ karakteristik değeri (kuvvet-hız faktörü)

ν - Alın dişli çarklarda taksimat dairesinde, konik dişli çarklarda ortalama taksimat dairesindeki çevre hızı

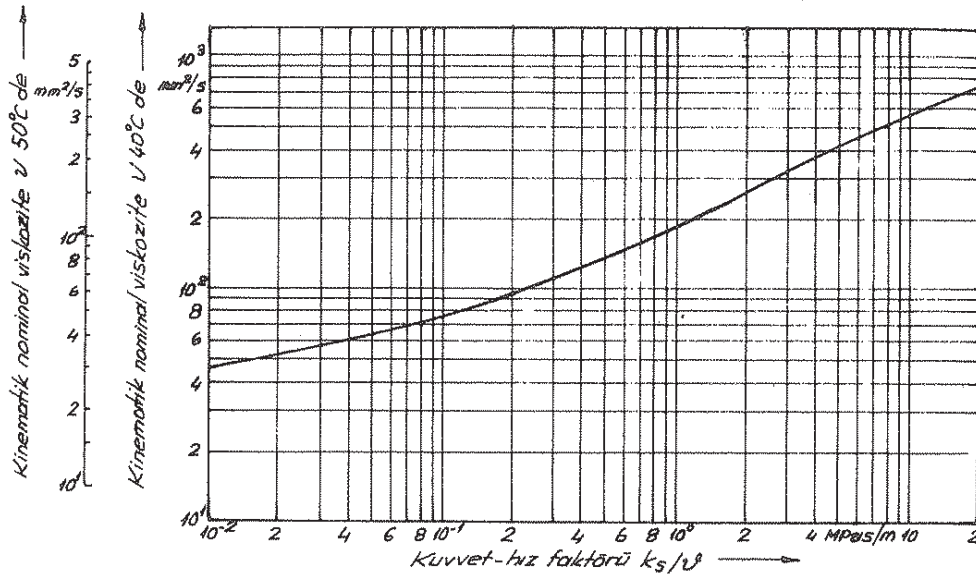
k_s/ν MPa·s/m	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10
ν 40°C da mm ² /s	47	52	56	60	63	66	69	71	74	77
k_s/ν MPa·s/m	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ν 40°C da mm ² /s	77	95	120	140	150	160	168	175	185	195
k_s/ν MPa·s/m	2	3	4	5	6	7	8	9	10	20
ν 40°C da mm ² /s	270	330	380	420	470	495	520	550	570	740

Cetvel 13.1 - Yağ karakteristik değeri k_s/ν ye bağlı olarak dişli çark mekanizmalarında kullanılan yağların 40°C taki kinematik viskoziteleri (DIN 51509 a göre), [L·10].

Cetvel 13.1 ve Şekil 13.1 deki ν değerleri :

a) Çevre sıcaklığı sürekli 25°C nin üzerinde bulunuyorsa, her 10°C sıcaklık yükselmesine karşılık (her 10 K sıcaklık farkı için) ν , yaklaşık %10 kadar artırılır.

b) Dişli çark çifti benzer çeliklerden veya Cr-Ni çeliklerinden oluşturulmuş ise ν , % 35 civarında artırılır (yüzey sertleştirilmesi yapılmış ve nitrürlenmiş çelikler hariç).



Sekil 13.1 - Alın ve konik dişli çark mekanizmalarında kullanılan yağların viskozite değerlerinin seçimi (DIN 51509). Çevre sıcaklığı $\cong 20^\circ\text{C}$ için geçerlidir [L.12].

- c) Darbeli yük ile hesap yapılıyorsa; hafif darbeli yüklerde $1,5 \cdot k_s / \nu$, ağır (kuvvetli) darbeli yüklerde $2 \cdot k_s / \nu$ değerlerine karşılık gelen ν alınır.
- d) Çevre sıcaklığı sürekli 10°C nin altında bulunuyorsa, her 3°C ye karşılık (her 3K sıcaklık farkı için) ν , yaklaşık % 10 kadar azaltılır.
- e) Diş yüzeyleri; fosfatlanmış, kükürtlü veya bakır kaplanmış ise ν , % 25'e kadar azaltılır.

Örnek [L.10]: Çevre sıcaklığı 40°C , $k_s = 5,57 \text{ MPa}$ ve $\nu = 8,9 \text{ m/sn}$ olan bir mekanizmada kullanılacak olan yağın viskozitesi:

$$\frac{k_s}{\nu} = \frac{5,57}{8,9} \cong 0,63 \text{ MPa} \cdot \text{s/m}$$

$$\nu \cong 162 \text{ mm}^2/\text{s} \text{ (Çizelge 13.1, interpolasyon ile)}$$

$$\nu = 162 \text{ " (Şekil 13.1)}$$

ancak çevre sıcaklığı 40°C , $40 - 25 = 15 \text{ K}$, her 10K için ν , % 10 artırılacağına göre viskozite,

$$\nu = 162 + 162 \cdot \% 15$$

$$\boxed{\nu \cong 186 \text{ mm}^2/\text{s}}$$

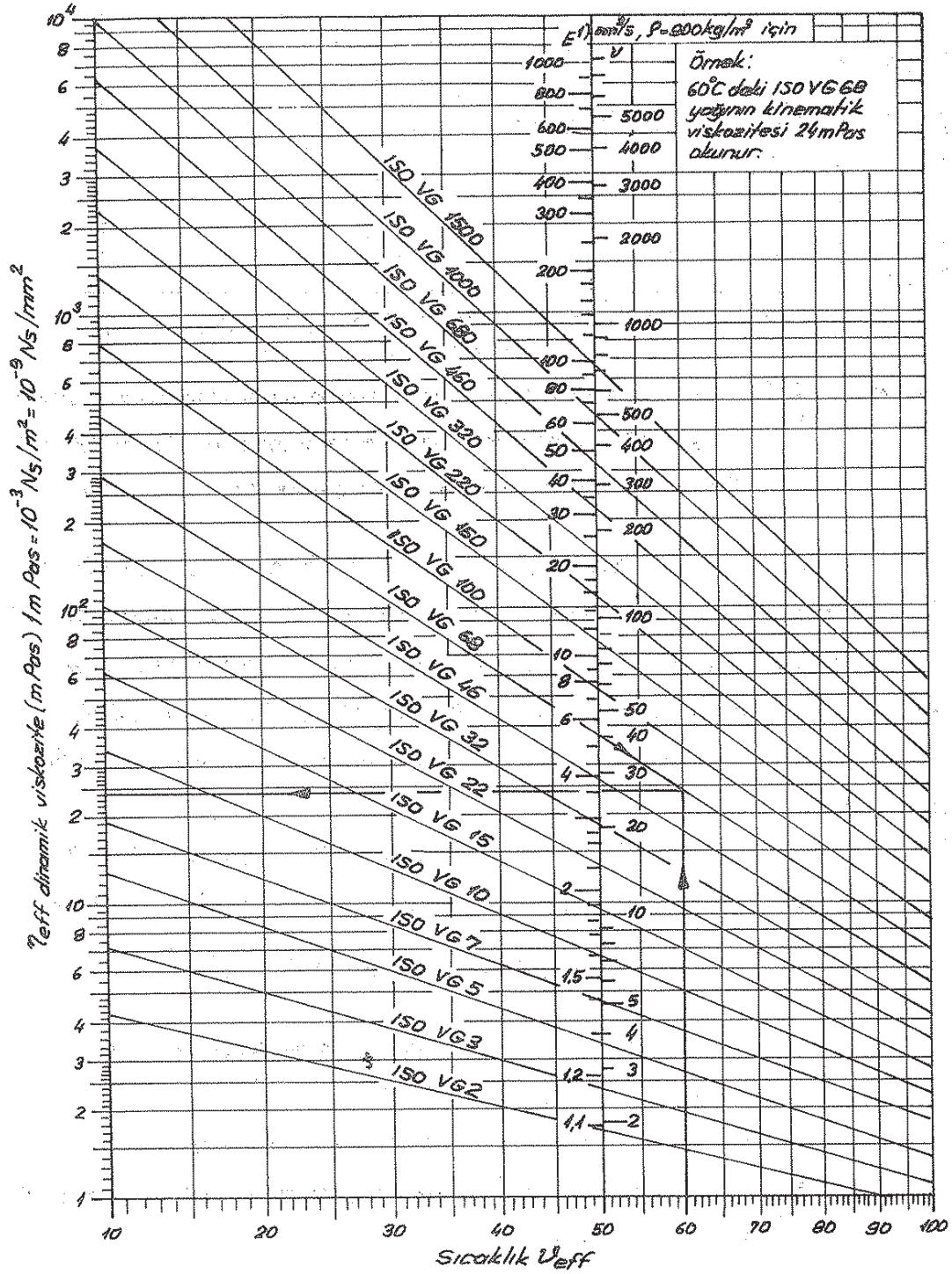
ve viskozite sınıfı,

$$\text{Sıcaklık : } 40^\circ\text{C}$$

$$\nu = 186 \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$\boxed{\text{150 VG 220 (Şekil 13.2)}}$$

olarak bulunur.



Sekil 13.2 - Viskozite - sıcaklık diyagramı (G. Niemann ve 51519).

Viskozite indeksi 50 ($VI = 50$) olan yağlar için geçerlidir. [L.12].

1) $1E = 1$ Engler derecesi (50°C da)