2010 Ekim

www.guven-kutay.ch

DİŞLİ ÇARKLAR

SİLİNDİRİK DİŞLİLER

12-01

M. Güven KUTAY

Sevgili eşim

FİSUN ' a

ÖNSÖZ

Bir konuyu bilmek demek, onu eldeki imkanlara göre kullanabilmek demektir. Dişliler konusunu bilmek, dişli üretip kullanabilmek demektir.

Bu belgelerde;

- dişli ve dişli redüktörlerini fonksiyonlarına göre hesaplayıp üretmek için gerekli bütün bilgiler detaylı anlatılmış,
- dişli hesap örnekleri, üretim için gerekli teknik resimler verilmiş,
- dişli imalat ve konstruksiyon esasları anlatılmış,
- Oldukça detaylı teorinin yanında uygulamada kullanılan değerler, tablolar ve diyagramlar verilmiştir.

Çok yönlü ve detaylı çözüm örnekleri uygulamada yardımcı olacaktır. Bütün kullanılan literatürün dökümü, gereğinde dahada etraflı bilgi edinmek için, belgenin sonunda verilmiştir. Ayrıca belgenin sonunda konu indeksi verilerek, aranılan konunun bulunması kolaylaştırılmıştır.

Bu belgede verilen bilgilere göre hesaplama programlarıda üç dilde Türkçe, Almanca ve İngilizce olarak hazırlanmış ve "Programlar" kısmında excel programı olarak verilmiştir. Programları istediğiniz dilde kullanıp bütün hesapları yaptıktan sonra, bir tek emir ile istediğiniz dile çevirme imkanınız vardır. Umarım ki bu programlar uygulamada yardımcı olur.

Bu arada çok az imkanlarla ve büyük çabalarla Türkçe teknik literatüre bu konuda kazandırdıkları kitaplar için sayın ***Şefik OKDAY***' ı ve diğer kişileri, saygıyla anar, Türk makina mühendislerinin pratikte önderliğini yapıp bir çok genç mühendise yol gösteren sayın ağabeyimiz merhum Dr. Müh. ***Dündar ARF*** ve bütün mühendislere teşekkür etmeyi borç bilirim.

İsviçrede, ***MAAG AG*** ve ***Reishauer AG*** firmalarına arşivlerinden ve teknik yayınlarından istediğim çok değerli bilgileri belgelerime aktarma müsadesi verdikleri için teşekkürlerimi sunarım.

Bu belgede iyi, kötü veya eksik bulduğunuz konuları ve bilgileri bildirirseniz çok sevinirim.

Hepinize mutlu ve başarılı günler dileğiyle...

İsviçre, Baden 2010

M. Güven KUTAY

DİKKAT:

Bu belgedeki bilgiler iyi niyet, büyük dikkat ve çabayla son teknik bilgilere göre hazırlanmıştır. Ben ve **MAAG AG** firması ile **REISHAUER** AG firmaları bu belgedeki bilgilerin kullanılmasından ötürü oluşacak zarar ve ziyan için hiç bir şekilde maddi, manevi ve hukuki sorumluluk taşımıyacağımızı belirtirim. Bu belgedeki verileri kullanan kişi, verilerin kullanıldığı yerdeki özel şartlara uygun olup olmadığına kendisi karar vermelidir. Verileri kullanan kişi genel kapsamlı metotları özel problere uygulamayı kontrol edip verileri titizlikle kullanmalıdır. Çok özel hallerde, ya imalatcıdan edinilen veya özel deneyler sonucu elde edilen değerlerle hesabın yapılması gereklidir.

M. Güven KUTAY

İÇİNDEKİLER

1 Silindirik dış alın dişlileri 7

1.1 Dişli konstruksiyonu ve hesabı için gerekli temel değerler 7
1.1.1 Çevirme oranı “ i “veya “u ” 7
1.1.1.1 Çevirme oranınının tanımlanması 7
1.1.1.2 Çevirme oranınının seçimi 9
1.1.2 Dişli malzemesi 10
1.1.3 Isıl işlemler ve kısa tarifleri 14
1.1.3.1 İslah etmek 14
1.1.3.2 Alevle sertleştirmek 14
1.1.3.3 İnduksiyonla sertleştirmek 15
1.1.3.4 Nitrasyonla sertleştirmek 16
1.1.3.5 Sementasyonla sertleştirmek 17
1.1.3.6 Dişlilerin sertleştirilmesi ile ilgili faydalı bilgiler 19
1.1.4 Pinyon çapının seçimi 22
1.1.4.1 Milin mukavemet hesabına göre d_1 in seçimi 22
1.1.4.2 Eksenler arsı mesafeye göre d_1 in seçimi 22
1.1.4.3 “ K “ değerine göre d_1 in seçimi 23
1.1.5 Pinyon diş sayısının seçimi " z_1 " 24
1.1.5.1 Çevre hızına göre pinyon diş sayısının seçimi 24
1.1.5.2 Kullanılma yerine göre pinyon diş sayısının seçimi 24
1.1.6 Dişli çarkın diş sayısının bulunması “ z_2 “ 25
1.1.7 Modül seçimi “m_n“ 25
1.1.8 Diş genişliğinin seçimi “ b “ 26
1.1.8.1 Diş genişliğinin kontrolu 27
1.1.9 Helis açısı “β“, rolü ve seçimi 27
1.1.9.1 Helis açısı “β“ nın yararları 28
1.1.9.2 Helis açısı “β“ nın sakıncaları 29
1.1.10 Dişli yanağının helis yönü 30
1.1.11 Eksenler mesafesinin kontrolu 31
1.1.12 Dişli imalat kalitesinin seçimi 31
1.1.12.1 Dişli imalat kalitesinin kullanıldığı yere göre seçimi 32
1.1.12.2 Dişli imalat kalitesinin çevre hızına göre seçimi 33
1.1.12.3 Dişli imalat kalitesinin imalat şekline göre seçimi 33
1.1.13 Kademede moment ve kuvvetler 34
1.1.13.1 Kademe genel 34
1.1.13.2 Tek tek dişlilerde moment ve kuvvet 35
1.1.13.3 Kapalı sistem olarak kademede momentler ve kuvvetler 35
1.1.14 Taksimat dairesi üzerindeki çevre kuvveti “ F_t “ 36
1.1.14.1 Düz dişlide kuvvetler 36
1.1.14.2 Helis dişlide kuvvetler 37
1.1.15 Silindirik dişlide yatak kuvvetleri 38
1.1.16 Redüktörün randımanı, verim derecesi 40
1.1.16.1 Toplam randımanın hesabı 40
1.1.16.2 Randıman kaybı “η_K” 40
1.1.17 Örnek 41
1.1.17.1 Redüktörün ön ölçülendirilmesi ve analizi 42
1.1.17.1.1 Çevirme oranlarının ön seçimi 42
1.1.17.1.2 Pinyon çaplarının seçimi 42
1.1.17.1.3 Diş sayılarının seçimi 42
1.1.17.1.4 Modülün seçimi 43
1.1.17.1.5 Dişli genişliklerinin seçimi 43
1.1.17.1.6 Helis açısının seçimi 43
1.1.17.1.7 Dişli çarkın diş sayısının bulunması “ z_2 “ 43
1.1.17.1.8 Eksenler mesafesinin kontrolu 44
1.1.17.1.9 Konstruksiyon mesafelerinin kontrolu 44
1.1.17.1.10 Redüktör dişlilerinin imalat kalitesinin seçimi 45
1.1.17.1.11 Redüktörün çevirme oranının kontrolu 45
1.1.17.1.12 Redüktörün verim derecesinin hesaplanması 46
1.1.17.1.13 Redüktör kademelerindeki momentler 46

1.1.17.1.14 Redüktör kademelerindeki kuvvetler 47
1.1.17.2 Takım tezgahı redüktörü ilk ölçüleri 48
1.1.17.2.1 1. Kademe değerleri 48
1.1.17.2.2 2. Kademe değerleri 48
1.1.17.2.3 Kademe değerleri 49
1.2 Silindirik dişlilerde mukavemet hesapları 50
1.2.1 Diş dibi kırılma mukavemet hesabı 50
1.2.1.1 Hesaplanan diş dibi kırılma gerilimi " σ_{Fhe} " 51
1.2.1.1.1 Form faktörleri 52
1.2.1.1.1.1 Form faktörü " Y_{Fa} " 52
1.2.1.1.1.2 Çentik faktörü " Y_{Sa} " 56
1.2.1.1.1.3 Yük payı faktörü " Y_{ε} " 59
1.2.1.1.1.4 Helis faktörü " Y_{β} " 60
1.2.1.1.2 Kuvvet faktörleri 60
1.2.1.1.2.1 İşletme faktörü " $K_{İŞ}$ " 60
1.2.1.1.2.2 Dinamik faktör " K_V " 62
1.2.1.1.2.3 Alın yükü dağılma faktörü " $K_{F\alpha}$ ve $K_{H\alpha}$ 64
1.2.1.1.2.4 Yük dağılma faktörü " $K_{F\beta}$ ve $K_{H\beta}$ " 66
1.2.1.2 Malzemenin diş dibindeki mukavemet değeri "σ_{FG}" 70
1.2.1.2.1 Diş dibi devamlı mukavemet değeri " σ_{Flim} " 70
1.2.1.2.2 Gerilme değeri düzeltme faktörü " Y_{ST} " 70
1.2.1.2.3 Dayanma süresi faktörü " Y_{NT} " 70
1.2.1.2.4 Göreceli dayanışma faktörü " $Y_{\delta relT}$ " 72
1.2.1.2.5 Göreceli yüzey faktörü " Y_{RrelT} " 72
1.2.1.2.6 Büyüklük faktörü " Y_x ve Z_x " 73
1.2.2 Diş yanaklarında yüzey basıncı hesabı 75
1.2.2.1 Hesaplanan diş yanağı basıncı " σ_{Hhe} " 75
1.2.2.1.1 Kavrama faktörü "Z_{ε}" 79
1.2.2.1.2 Helis faktörü "Z_{β}" 79
1.2.2.1.3 Diş yanağı form faktörü " Z_H " 80
1.2.2.1.4 Malzeme faktörü " Z_E " 82
1.2.2.2 Dişlinin yanak mukavemet değeri "σ_{HG}" 83
1.2.2.2.1 Malzemenin diş yanak mukavemet değeri "σ_{Hlim}" 83
1.2.2.2.2 Dayanma süresi faktörü "Z_{NT}" 83
1.2.2.2.3 Müşterek yanak faktörü "Z_L., Z_V., Z_R " 83
1.2.2.2.4 Yağlama faktörü "Z_L " 84
1.2.2.2.5 Çevre hızı faktörü " Z_V " 85
1.2.2.2.6 Yüzey işleme kalite faktörü "Z_R" 85
1.2.2.2.7 Malzeme sertlik faktörü "Z_W " 86
1.2.2.2.8 Büyüklük faktörü " Z_x " 87
1.2.3 Yanakların aşınma hesabı 87
1.2.3.1 Sıcak aşınma 87
1.2.3.2 Soğuk aşınma 87
1.2.3.3 Yavaş hareket aşınması 87
1.2.4 Gerekli emniyet katsayıları 88
1.2.5 Örnek 91
1.2.5.1 Takım tezgahı redüktörü 1. Kademesinin mukavemet hesabı 92
1.2.5.1.1 1. Kademenin bilinen değerleri 92
1.2.5.1.2 1. Kademenin geometrik ölçüleri 92
1.2.5.1.3 1. Kademenin mukavemet hesapları 93
1.2.5.1.3.1 1. Kademenin diş dibi kırılma analizi 93
1.2.5.1.4 Kademenin diş yanaklarında yüzey basıncı analizi 95
1.2.5.2 Takım tezgahı redüktörü 2. Kademesinin mukavemet hesabı 97
1.2.5.2.1 2. Kademenin bilinen değerleri 97
1.2.5.2.2 2. Kademenin geometrik ölçüleri 97
1.2.5.2.3 2. Kademenin mukavemet hesapları 98
1.2.5.2.3.1 2. Kademenin diş dibi kırılma analizi 98
1.2.5.2.4 2. Kademenin diş yanaklarında yüzey basıncı hesabı 100
1.2.5.3 Takım tezgahı redüktörü 3. Kademesinin mukavemet hesabı 102
1.2.5.3.1 3. Kademenin bilinen değerleri 102
1.2.5.3.2 3. Kademenin geometrik ölçüleri 102
1.2.5.3.3 3. Kademenin mukavemet hesapları 103

1.2.5.3.3.1 3. Kademenin diş dibi kırılma analizi 103
1.2.5.3.4 3. Kademenin diş yanaklarında yüzey basıncı hesabı 105
1.2.6 Silindirik alın dişlisinin imalat resmi 107

2 Kaynaklar 108

2.1 Literatür 108
2.2 Standartlar 110

3 Konu İndeksi 111

1 Silindirik dış alın dişlileri

1.1 Dişli konstruksiyonu ve hesabı için gerekli temel değerler

Elde hiç bir değer olmadan bir redüktör hesaplamak oldukca zordur. Bunun için aşağıda önerdiğimiz yol izlendiğinde olumlu bir redüktör konstrüksiyonu yapılır.

Bu yol izlenirken bilinen değerler alınır, bilinmiyenlerde tahmin edilir veya önerilen tablolardan alınır. Öncelikle genel bilgiler bir araya getirilir.

Sonra hesaplar yapılır. Sonuçlar istenilen büyüklükte ise alınan değerler doğru tahmin edilmiş demektir. Eğer hesaplar istenilen sonuçları vermesse, tahmini alınmış olan değerler sonuçlara bakılarak düzeltilir ve hesaplar tekrar yapılır. Bu işlem istenilen sonuçlar elde edilene kadar tekrar edilir.

1.1.1 Çevirme oranı " i "veya "u "

1.1.1.1 Çevirme oranınının tanımlanması

Bir dişli takımında veya dişli redüktöründe çevirme oranını tahrik eden ilk dişli çarkın açısal hızının " ω_1 " veya devir sayısının " n_1 ", tahrik edilen son dişli çarkın açısal hızına " ω_n " veya devir sayısına " n_n " olan oranıdır.

Bu tanımlama dişli kademesinde "tahrik eden dişli çarkın açısal hızının " ω_1 " veya devir sayısının " n_1 ", tahrik edilen dişli çarkın açısal hızına " ω_2 " veya devir sayısına " n_2 " olan oranıdır" şeklini alır. Genelde redüktör seçiminde, iki kademeden oluşan alın dişlileri redüktörlerinde $i \approx 45$, üç kademeden oluşan alın dişlileri redüktörlerinde ise $i > 45$ kabul edilir.

Pinyon dişlerinin çarkın dişlerine göre fazla aşınmaması ve çarkın ölçülerinin gereğinden daha büyük olmaması için diş sayısı oranı "u" bir kademede ≤ 8 (en fazla 10) kabul edilir.

$$\boxed{i = \frac{\omega_1}{\omega_n} = \frac{n_1}{n_n}} \qquad \text{F. 1.1}$$

i	[-]	Çevirme oranını
ω	1/s	Açısal hız

Sıfır-Dişli çiftinde, her iki dişlide taksimat dairesindeki çevre hızı aynı büyüklüktedir. Burada;

$$v = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 = \pi \cdot d_2 \cdot n_2$$

$$d_1 \cdot n_1 = d_2 \cdot n_2$$

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

Böylece şu orantılar yazılabilir:

$$\boxed{i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}} \qquad \text{F. 1.2}$$

i	[-]	Çevirme oranını
$\omega_{1,2}$	1/s	Açısal hız
$n_{1,2}$	1/s	Devir sayısı (1/dak da olabilir)
$d_{1,2}$	mm	Taksimat dairesi

Görüldüğü gibi bu çevirme oranıdır. Burada 1 indeksi tahrik eden dişli çark için, 2 indekside tahrik edilen dişli çark için kullanılmıştır. 1 ve 2 indeksinin dişli çarkın büyüklüğü ile hiçbir bağıntısı yoktur. Diğer taraftan ***"Diş sayısı oranı u"*** büyük dişli çarkın diş sayısının küçük dişli çarkın diş sayısına oranı demektir. Burada 1 indeksi küçük dişli çark için, 2 indekside büyük dişli çark için kullanılmıştır. Buna göre orantı şu şekilde gösterilir:

$$\boxed{u = \frac{z_2}{z_1} \geq 1} \qquad \text{F. 1.3}$$

u	[-]	Diş sayısı oranı, çok diş/az diş
$z_{1,2}$	[-]	Diş sayısı

Çevirme oranıyla diş sayısı oranını beraber göstermek istersek, şu şekilde formüle etmek gerekir:

Çevirme oranı yavaşa doğru (Pinyon, yani çark 1 tahrik ederse) ==> $i = u > 1$
Çevirme oranı hızlıya doğru (Çark, yani çark 2 tahrik ederse) ==> $i = 1/u < 1$

Çok kademeli redüktörde toplam çevirme oranı, kademelerin tek tek çevirme oranının çarpımından oluşur. Pratikte toplam çevirme oranı ana tahrik devir sayısının (genelde elektrik motorunun devir sayısı) çıkışta tahrik edilen aparatın devir sayısına olan oranıdır. Örneğin; Yürüyüş tekerleği, Kaldırma tamburu, hadde, v.b. ...

$$i_{top} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdots i_n$$

$$i_{top} = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{n_2}{n_3} \cdot \frac{n_3}{n_4} \cdots \frac{n_{n-1}}{n_n} \quad \therefore \quad i_{top} = \frac{n_1}{n_n}$$

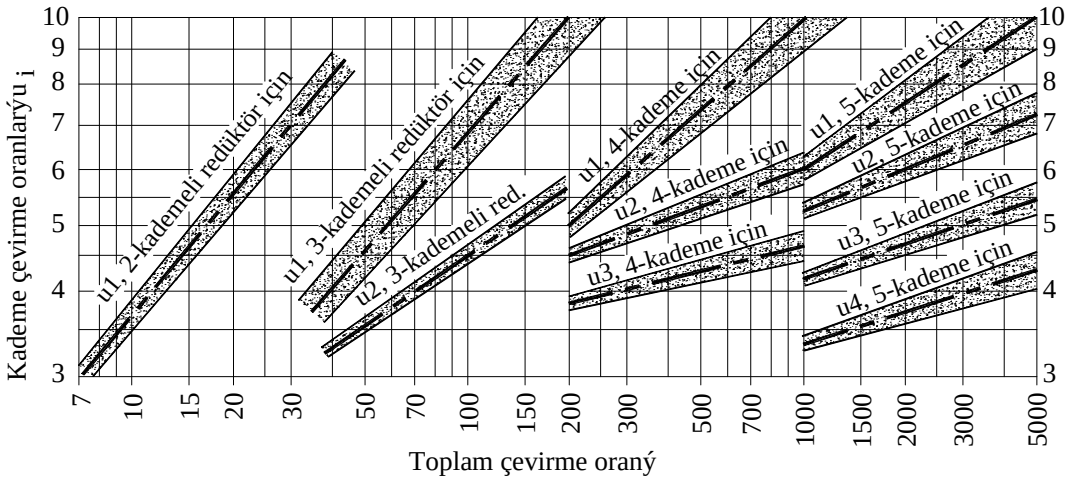
$$i_1 = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \;;\; i_2 = \frac{d_4}{d_3} = \frac{z_4}{z_3} \;;\; \cdots$$

Böylece toplam çevirme oranı şu şekilde gösterilir:

$$i_{top} = \frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{d_4}{d_3} \cdot \frac{d_6}{d_5} \cdots \frac{d_n}{d_{n-1}} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} \cdots \frac{z_n}{z_{n-1}}$$

1.1.1.2 Çevirme oranınının seçimi

Herhangi bir konstruksiyonda çevirme oranı, ya şartnamede belirtilmiştir yada fonksiyona göre seçilir. Bu seçim fonksiyona bağlı yapılmasına rağmen konstruktörün tecrübesine bağlıdır. Çevirme oranı konstruksiyon şartı olarak verilmemişse ve konstruktörün yeteri kadar tecrübesi yoksa Tablo 1.1 in yardıyla çevirme oranı seçilir. Çevirme oranı hep aynı dişlilerin bir birini kötü aşındırmaması için tam sayılı alınmamalıdır.
Örneğin: 85/17 = 5 değilde, 86/17 = 5,0588235...;83 / 17 = 4,882352941...;83 / 18 = 4,611111111... alınmalıdır.
Çevirme oranını irasyonal sayı olarak seçmek daha doğrudur. Böylece her devirde aynı dişlerin birbirine değip tek taraflı aşınma önlenir.



Tablo 1.1, Çevirme oranının seçimi

Küçük çarkların dişleri büyük çark dişlerinden çok daha sık değdiklerinden, büyük dişli çarklardan önce aşınırlar. Kademede dönüş hızı arttıkça bu aşınma fazla olacağından çevirme oranları dönüş hızlarına göre değişik seçilir.

Örnek:

Giriş devir sayısı n_{Gi} = 960 d/dak ve çıkış devir sayısı $n_{Çı}$ = 11 d/dak olan bir redüktörün kademelerinin çevirme oranı ne olmalıdır?

Burada ilk önce toplam çevirme oranı bulunur: $u_{top} = n_{Gi} / n_{Çı}$ = 960 / 11 = 87,27...

45 < 87,27... < 100 böylece redüktör 3-kadmeli redüktör olarak belirlenir.

Tablo 1.1 den $u_{top} \approx 87$ için $u_1 \approx 6{,}5$ okunur ve $u_2 \approx 4{,}1$ okunur,

Diğer taraftan $u_{top} = u_1 \,.\, u_2 \,.\, u_3$ formülünden $u_3 \approx u_{top} / (u_1 \,.\, u_1)$ bulunur

$u_3 \approx 87{,}27 / (6{,}5 \,.\, 4{,}1) \approx 3{,}377...$ hesaplanır.

Bundan sonra diş sayıları seçilir ve çevirme oranlarındaki küçük düzeltmeler yapılır.

1.1.2 Dişli malzemesi

Dişlinin malzesi eğer şartnamede belirlenmemişse, imalat şekli, ısıl işlemleri ve kullanıldık-ları yer açısından önerilen dişli malzemeleri Tablo 1.2 den, malzemenin makanik özellğine göre Tablo 1.3 den seçilebilir.

Dişli malzemesi seçerken malzemenin fiyatı, ısıl işlem tutarı (ısıl işlem usulü, zamanı ve pratikteki yapım kolaylığı), imalat usulüne göre (işlenme imkanı) maliyeti, adedi ve gürültü özelliği dikkate alınması gereken önemli unsurlardır.

Tablo 1.2, Önerilen dişli malzemeleri

Küçük aparatlar, ev aletleri için öneriler		
Malzeme	Isıl işlem usulü	İmalat usulü
Zn-, Ms-, Al-alaşımları		Püskürtme döküm
İmalat çeliği, otomat çeliği		Kalıptan çekme, soğuk çekerek şekil verme, Presleme, Frezeleme
Al-,Zn-,Cu-yumuşak malzeme alaşımı, Sert dokulu malzeme		
Sinter metal		Sinterleme
Taşıma araçları için öneriler		
Alaşımlı sementasyon çelikleri	Semente edilmiş, perdahlanmış	Freze, planya veya
Az alaşımlı islah çelikleri	Karbonla nitrürlenmiş, bazan perdahlanmış	
Türbo redüktörü ve Gemi redüktörü dişlileri		
Alaşımlı islah çelikleri	perdahlı veya perdahsız	Frezeli
Nitrat çelikleri (Alüminyumsuz)	Gas ile nitrürlü, taşlanmış veya perdahlanmış	Frezeli
Büyük dişli çarklar, Büyük dişli dönme çarklar		
Alaşımlı çelik döküm	Endüksiyon veya alevle sertleştirilmiş	Frezeli
Alaşımlı islah çelikleri (haddeli)		
Sanayi redüktörleri, Sistem grubu redüktörleri		
İslah çelikleri	Banyoda nitratlama, tek tek diş veya çevresel alevle veya endüksiyon sertleştirilmiş	Azdırma, vurma veya planya ile diş çekilmiş
Alaşımlı sementasyon çelikleri	Semente edilmiş, taşlanmış	
Nitrat çelikleri (Alüminyumsuz)	Gas ile nitrürlü, taşlanmış veya perdahlanmış	

Isıl işlem yapılmamış ve sertleştirilmemiş dişlilerde aynı malzeme veya aynı yüzey sertliğinde olan malzemeler yerine yüzey sertliği farklı (hemde çok farklı) malzeme çiftini dişli çiftlerinde kullanmak uzun vadede aşınma problemini önlemek için faydalıdır. Fakat bu düşünce kır döküm dişlilerde ve yanakları sertleştirilmiş veya taşlanmış dişli çiftinde geçerli değildir. Diğer taraftan kaliteli malzemeden yapılmış ve sertleştirilip taşlanmış pinyonlarla çalışan sertleştirilmemiş çarklar, pinyon tarafından soğuk haddelenmiş gibi sertleştirilir ve daha dayanıklı olurlar. Yüksek devirde çalışan pinyon dişlileri, fazla zorlanmaya karşı dayanıklı olabilmeleri için, çarklardan daha kaliteli malzemeden yapılmalıdır. Pratikte pinyonlar kaliteli çelikten, çarklarda zorlanma durumuna göre, ya kır döküm (GG), sfero döküm (GGG), çelik döküm (GS) veya çelikten yapılırlar. Büyük redüktörlerde, örneğin; Türbin redüktörlerinde, çarklar genelde kır döküm gövdelerin üstüne alaşımlı çelik çember geçirilerek yapılır. Çeşitli şartlara ve kaliteye göre malzeme verilmemiş ve tecrübeler yetersizse, malzeme Tablo 1.3 deki önerilere göre seçilir.

Tablo 1.3, Dişli malzemeleri ve makanik özellikleri

Cinsi ve Standartı	DIN ismi	HB	σ_{Flim} N/mm^2	σ_{Hlim} N/mm^2
Lamel grafit kristalli kır döküm DIN 1691	GG 20	180	40	300
	GG 25	220	55	330
Siyah temper döküm, DIN 1692	GTS 35	150	130	350
	GTS 65	220	155	440
Yuvarlak grafit kristalli kır döküm DIN 1693 ara islahlı özel döküm	GGG 40	180	140 - 190	390 - 470
	GGG 60	250	165 - 220	490 - 570
	GGG 100	350	260	700
Alaşımsız çelik döküm DIN 1681	GS 52.1	160	110	280
	GS 60.1	180	120	310
Genel imalat çelikleri, DIN 17 100	St 37	120	125	320
	St 50	160	140	360
	St 60	190	150	380
	St 70	210	200	450

Bu tablodaki σ_{Hlim} değerleri yanlarında belirtilmiş sertlik dereceleri için geçerli olup eğer kullanılan aynı cins malzeme bu sertlik derecelerinden farklıysa, fark oranına göre mukavemet değerinde bir değişme yapılması gerekir. Bu düzelte şu şekilde yapılır:

$$\sigma_{H\,lim\,X} = \sigma_{H\,lim}\sqrt{\frac{HB_X}{HB}}$$

Burada σ_{HlimX} ve HB_X değerleri aranan malzemenin, σ_{Hlim} ve HB malzemenin tablo değerleridir.

Dişli çark malzemelerinin devamlı mukavemet değerleri deney çarkları ile bulunur. Diş dibi devamlı eğilme mukavemet değeri σ_{Flim} ve yanaklar yüzey basıncı mukavemet değeri σ_{Hlim} ve dalgalı mukavemet değerlerinde malzemenin değişik kimyasal bileşiminden, molükül yapısından ve ısıl işlemlerinden ötürü büyük değer dalgalanmaları görülür.

Değişken zorlamalarda 0,7. σ_{Flim} değeri ve ortalama σ_{Hlim}- değerleride yüzey pürüzlüğü ortalama 3µm, çevre hızı v = 10 m/s ve yağ viskositesi ν = 100 mm^2/s değerlerinde seçilmelidir.

Tablo 1.3 den Tablo 1.7 ye kadar verilmiş bütün malzeler için yanak sertliğine bağlı olarak değerler alınır. Daha detaylı bilgi için DIN 3990, T2 ve T3 e bakınız.

Tablo 1.4, Dişli malzemeleri ve makanik özellikleri, İslah çelikleri

İslah çelikleri DIN 17 200				
	DIN ismi	HB Yanak	σ_{Flim} N/mm^2	σ_{Hlim} N/mm^2
haddeli, ışıl işlemsiz	Ck 45 N	190	155 - 200	470 - 530
	34CrMo4V	270	220 - 290	630 - 710
	42CrMo4V	300	225 - 310	680 - 760
	34CrNiMo6V	310	225 - 315	680 - 770
	30CrNiMo8V	320	230 - 320	700 - 780
	34NiCrMo12.8V	350	240 - 325	750 - 830
döküm, ışıl işlemsiz	Ck 45 N	190	115 - 160	390 - 450
	34CrMo4V	270	180 - 250	550 - 630
	42CrMo4V	300	185 - 270	600 - 680
	34CrNiMo6V	310	185 - 275	600 - 690
	30CrNiMo8V	320	190 - 280	620 - 700
	34NiCrMo12.8V	350	200 - 285	680 - 750
Alev / endüksiyon sertleştirmeli	Ck 45 Çevresel sertleştirilmiş b<20 mm	485 - 570	225 – 370 Diş dibi sertleştirilmiş. 140 - 200 Diş dibi yumuşak	1000 - 1230
	34CrMo4 Çevresel / tek tek sertleştirilmiş			
	42CrMo4 Çevresel sertleştirilmiş			
	34CrNiMo6 Tek tek sertleştirilmiş			

Bu tablodaki σ_{Hlim} değerleri yanlarında belirtilmiş sertlik dereceleri için geçerlidir.
Eğer kullanılan malzeme bu sertlik derecelerinden farklıysa , şu şekilde düzeltme yapılır:

$$\sigma_{H\,lim\,X} = \sigma_{H\,lim} \cdot \frac{HB_X}{HB}$$

Burada σ_{HlimX} ve HB_X değerleri aranan malzemenin, σ_{Hlim} ve HB malzemenin tablo değerleridir.

Tablo 1.5, Dişli malzemeleri ve makanik özellikleri, Nitrat çelikleri

Nitrat çelikleri, uzun zaman gas nitratlanmış				
	DIN ismi	HB Yanak	σ_{Flim} N/mm^2	σ_{Hlim} N/mm^2
	31CrMoV9V Sd < 0.6mm, R_m>900 N/mm^2	700 - 775	270 - 420	1000 - 1100
	16MnCr5V Sd < 0.6mm, R_m>900 N/mm^2			

Tablo 1.6, Dişli malzemeleri ve makanik özellikleri, İslah ve Sementasyon çelikleri

İslah ve Sementasyon çelikleri				
	DIN ismi	HB Yanak	σ_{Flim} N/mm^2	σ_{Hlim} N/mm^2
Uzun zaman gas	42CrMo4V Sd < 0.6mm, R_m > 800 N/mm^2	465 - 570	300 - 370	780 - 1000
	16MnCr5V Sd < 0.6mm, R_m > 700 N/mm^2			
kısa zaman gas veya banyo nitrasyonlanmış	C45N d < 300mm, m < 6 mm	390 - 425	220 - 300	650 - 760
	42CrMo4 d < 600mm, m < 10 mm	390 - 425	220 - 300	650 - 760
	16MnCr5N d < 300mm, m < 6 mm	520 - 570	220 - 320	650 - 800
	34 Cr4V İş kamyonları redüktörü için	570 - 700	400 - 450	1200 - 1350

Tablo 1.7, Dişli malzemeleri ve makanik özellikleri, Sementasyon çelikleri

Sementasyon çelikleri, DIN 12 210 Sementeli				
	DIN ismi	HB Yanak	σ_{Flim} N/mm^2	σ_{Hlim} N/mm^2
	16MnCr5 Standart çelik m = 20 mm	620 - 740	315 - 500	1300 - 1500
	15CrNi6 m > 16 mm ve büyük boyutlar			
	17CrNiMo6 m > 16 mm ve büyük boyutlar			

Yukarıda Tablo 1.6 ile Tablo 1.7 verilen σ_{Hlim} değerleri yanlarında belirtilmiş sertlik dereceleri için geçerlidir. Burada yüzey sertliği yapılmış malzemelerde tabloya göre sertlik değişikliğini göz önüne alan basit bir değiştirme hesabı yapmak mümkün değildir, zira burada yalnız yüzey sertliği değil, sertliğin yüzeydeki derinliğide mukavemet konusunda rol oynar. Yapılan hesapların doğru olması için, yüzey sertliğinin değeri (sementasyon veya nitrasyon) tablodaki değere uyması gereklidir.

Yukarıda Tablo 1.3 ile Tablo 1.7 verilen σ_{Hlim} değerleri DIN 3990 dan aktarılmış ve malzeme kısmında tabloda gösterilmiş σ_{Flim} değerleri doğrudan doğruya dişlilerle yapılan tecrübelerden ve " Wöhler " eğrileri saptanarak elde edilmiş cinsi ve işlemi belirtilmiş malzemeler için max. değerlerdir.

a) Deneyler m = 3...10 (Y_x = 1) mm, R_z = 10mm, Y_{RrelT}=1, v=10m/s, b=10...50mm, Düz dişli, diş kalitesi 4 ila 7 arası, q_s =2,5 ($Y_{\delta relT}$=1) Y_{ST}=2, Helis asçısı β=0 (Y_β=1), K_A=$K_{F\beta}$=$K_{F\alpha}$=1, Profil kaydırma x =0 yapılmıştır.

b) σ_{Flim} değeri 3.10^6 sayıda yük değişmesine (dalgalı gerilme) kırılmadan dayanabilen malzeme değeri olarak kabul edilmiştir.

c) Alternatif gerilme halinde (ara dişliler) verilen σ_{Flim} değerinin takriben 0,7 si alınmalıdır.

1.1.3 Isıl işlemler ve kısa tarifleri

Fazla zorlanan dişli çarkların yüzeyleri sertleştirilir. Sertleştirilmiş olan yüzeyler çok daha yavaş aşındıktan başka bunlarda pittingde hayli azalır. Darbeli çalışmaya karşı da yüzeyleri şertleştirilmiş dişliler çok daha dayanıklıdır. Dişliler derinliğine kadar sertleştirilirlerse, çok fazla eğilmelerinden başka kırılgan olurlar. Bu nedenle dişlilerin ancak yüzeyleri belirli bir derinlikte sertleştirilir ve dişlerin içi yumuşak kalır. Sertleştirme derinliği fazla olursa diş çekirdeğinin yumuşaklığı kaybolur ve daha az elastik ve kırılgan bir diş elde edilir. Aksine sertleştirme derinliği az olursa çalışma sırasında büyük yüklerden ezilmeler meydana gelir .

Eldeki sertleştirme imkanlarına ve kullanılan dişli çark malzemesine göre çeşitli sertleştirme metodları vardır. Bunlara sırasıyla kısaca değineceğiz.

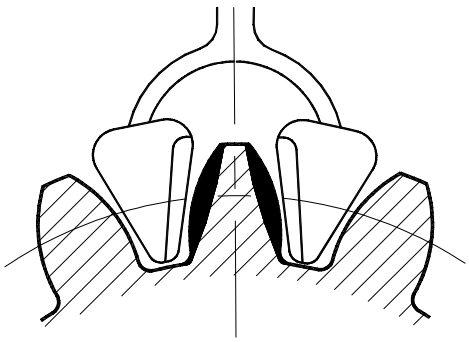
1.1.3.1 İslah etmek

Dişli çark suda veya yağda 800...900°C tavlanır ve 540...680°C aralarında soğutularak islah edilir. İslah etme diş çekilmeden önce yapılır. Böylece malzemede boyut değişikliği olmadığından çoğu zaman ek taşlama gereksizdir.

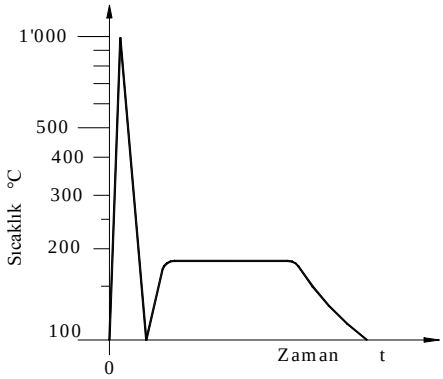
1.1.3.2 Alevle sertleştirmek

Dişli çarkın yüzeyleri gas-oksijen karışımı alevle sertleştirme ısısına getirilir ve ısı malzemenin iç tarafını etkilemeden su ile soğutulur. Malzeme boyutları çok az değiştiğinden çoğu zaman ek taşlama gereksizdir.
Alevle sertleştirme gaz-oksijen alevi ile yapılır. «alevle sertleştirme» ismi de buradan gelmektedir. Asetilen ve tabii gaz, bütan gazı v. b. bu işleme uygundur. Tabii gaz veya bütan gazı ile yapılan sertleştirmelerde çok daha kısa süreler elde edildikten başka daha küçük diş bölüm hataları oluşur. Alevle sertleştirmede çekirdek ısınmaya vakit bulmadan dişli yüzeyi sertleştirme sıcaklığına ulaşır ve dişler hemen “sulanırlar”. Sertleştirme için yangın tehlikesini önlemek amacıyla sadece su kullanılır.

Modü1ü m < 4 mm olan dişliler dönerek çevresel olarak ısıtılırlar ve sonra sertleştirme banyosuna daldırılarak birden “sulanırlar”.



Şekil. 1.1, Özel sertleştirme beki



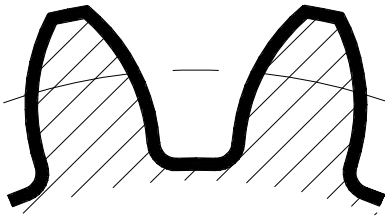
Diyagram 1.1, Alevle sertleştirme diyagramı

Modülü m > 4 mm olan dişlilerde ise özel beklerle (Şekil. 1.1) dişler teker teker gerekli sıcaklığa kadar ısıtılırlar ve ufak bir dönüşten sonra hemen yanındaki su musluğundan fışkırtılan su ile “sulanırlar”. Alevin dişleri çok çabuk olarak gerekli sertleştirme sıcaklığına ısıtması, bu sertleştirme işleminin hayli hızlı yapılmasını sağlar.

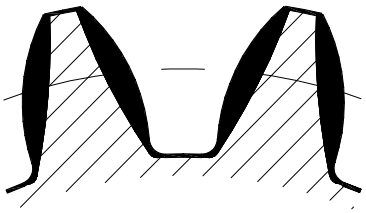
Alevle sertleştirmenin başlıca özellikleri şunlardır:

1. Bütün dişli çark ısıtılmaz, yalnız sertleştirilecek dişler ısıtılır.
2. Sertleştirme süresi çok kısadır, Diyagram 1.1
3. Dişli çarkta çekme ve eğilmeler olmaz ve düzgünlüğü bozulmaz.
4. Diş yanaklarında tufallar meydana gelmez.
5. Genel olarak taşlanmak gibi ikinci bir işlem gerekmez.
6. Ufak veya büyük serilerde ekonomik imalat işlemidir.
7. Yüksek verimine göre alevle sertleştirme aparatı göreceli ucuzdur.

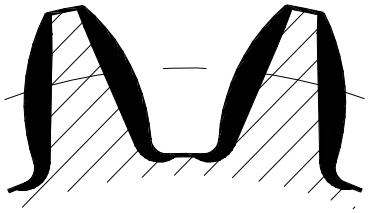
Alevle sertleştirmede dişlerin yüzeyinde meydana gelen sert tabaka, semente ile sertleştirmeye göre değişiktir. Semente ile sertleştirmede diş üstü, diş tabanı ve diş yanakları aynı derinlikte sertleşir (Şekil. 1.2). Buna karşı alevle sertleştirmede yükü taşıyan evolvent diş yüzeylerinde daha derin olan sert bir tabaka meydana gelir (Şekil. 1.3, Şekil. 1.4). Ancak alevle normal olarak yapılan sertleştirmede diş taban kavisi kısımlarında ince bir sertlik tabakası oluşur. Şekil. 1.4 de görüldüğü gibi özel beklerle diş tabanındaki sertliği daha derinletmek mümkündür.



Şekil. 1.2, Sementasyon



Şekil. 1.3, Alevle sertleştirme, şalome



Şekil. 1.4, Alevle sertleştirme, özel bek

Şekil. 1.2 ; Semente ile sertleştirmede sert tabakanın derinliği her yerde eşittir.

Şekil. 1.3 ; Alevle sertleştirmede dişlerin yan yüzeylerindeki sertlik daha derindir. Normal metotda taban kavisindeki sertlik derinliği yanaklara göre daha azdır.

Şekil. 1.4 ; Özel beklerle yapılan alevle sertleştirmede diş tabanındaki sert tabaka daha derin yapılabilir.

Alevle sertleştrilmeğe elverişli olan çelikler genel olarak % 0,35 ... % 0,55 arası karbonları vardır ve bunlardan bir kaçı örnek olarak verilmiştir:

Genel imalat çelikleri :	St 42,St 50,St 60,St 70
İslah çelikleri :	C 22, C 45, C 60, 42CrMo4, 50CrMo4
Sementasyon çelikleri :	C 10, C 15, 16CrMo5, 20MaCr5, 15CrNi6
Çelik dökümler :	GS 52, GS 60

1.1.3.3 İnduksiyonla sertleştirmek

Dişli çarkın yüzeyleri yüksek frekans bobini ile indüklenerek sertleştirme ısısına getirilir ve bir banyo yardımıyla soğutularak tavlanır, yani sertleştirilir.
İnduksiyonla sertleştirmenin prensibi alevle sertleştirmedeki gibidir. Ancak induksiyonla sertleştirmede ısıtma alev yerine elektrikle yapılır. Üzerinden dalgalı bir akım geçmekte olan iletken bir kangalın içerisine yerleştirilmiş olan dişli çark endüksiyon akımıyla ısınır.

Isı dişli çarkın derinliğine geçmeye vakit bulamadan yüzeyi ısıtılır ve dişli suya daldırılarak "sulanır". Akımın frekansı ne kadar yüksekse akım o oranda dişlinin yüzeyinde konsantre olur. Isıınmanın ve bunun sonucu olarak sertleşmenin derinliği frekansa göre ayarlanabilir. Orta frekanslı cihazlarda sertlik derinliği 1 ...3 mm, yüksek frekanslılarda ise 0,1...0.9 mm arasıdır.

İnduksiyonla sertleştrilmeğe elverişli olan çelikler için aşağıda bir kaç örnek verilmiştir:

İslah çelikleri :	C 60,Ck45, 42CrMo4, 50CrMo4
Sementasyon çelikleri :	16CrMo5, 20MaCr5, 15CrNi6
Çelik dökümler :	GS 60

Gerek alevle ve gerekse induksiyonla yapılan sertleştirmelerle 520...680 HB sertliğine ulaşılır. Sementasyonla yapılan sertleştirme ise biraz daha yüksek olup 660...720 HB kadardır.

1.1.3.4 Nitrasyonla sertleştirmek

Nitrasyonla sertleştirilecek çelikler azot gazında 500. ..530 °C de uzun bir süre tutulurlarsa yüzeylerinde cam sertliğine yakın sertlikte nitrit tabakaları oluşur ve sertlik dereceleri çok yüksektir. Oluşan sert tabaka en çok 0,5 mm kalınlığında olup bunu elde edebilmek için çelikleri 50 saate yakın yukarıda belirtilen sıcaklıkta tutmak gereklidir. Azotu verebilmek için ısıtılmış çeliklerin üzerinden amonyak gazı geçirilir.

Gas ile nitratlamak
Dişli çark 500...530°C de amonyak gazında uzun zaman tutulur. Örneğin: 0,6 mm sertlik derinliği için 100 saate kadar.

Banyoda nitratlamak
Dişli çark 2...3 saat sıvı amonyak tuzlu (Siyanürlü) banyoda 520...580°C de ısıda tutulur.

Nitrasyonla sertleştirmenin sakıncaları:
- Çok uzun nitrasyon süreleri, ortalama 50 h
- Çok sert olan nitrit tabakasının darbeye dayanmayıp kırılgan olması.

Nitrasyonla sertleşitimenin yararları:
- Çok büyük sertliğe karşın çekmenin ve şekil değiştirmenin hemen hemen hiç denecek kadar az olması ve bu yüzden çok düzgün imal edilmiş dişlilerin sertleştir-meden sonra taşlanmaya gerek kalmaması.
- Aşınmaya karşı son derece dayanıklı oluşu.
- 500°C ye kadar yüksek sıcaklıkta çalışmada sertliğini ve aşınmaya karşı direncini koruması.

Ölçü aletlerinin dişlileri genel olarak nitrasyonla sertleştirilir. Bu gün bir çok büyük redüktör fabrikaları, dişli çarklarını çok düzgün olarak imal ettikten sonra nitrasyonla sertleştirmektedirler. Böylece taşlama işlemini yapmalarına gerek kalmamaktadır.
Nitrasyona uygun özel çeliklerden başka, alaşımsız düşük karbonlu adi çeliklerede nitrasyon uygulananıp, temas yüzeylerine iyi bir kayma niteliği kazandırılır.

1.1.3.5 Sementasyonla sertleştirmek

Alaşımlı ve alaşımsız sementasyon çelikleri karbon yüzdesi düşük çeliklerdir (C <%0,3). Alaşımsız sementasyon çelikleri çok büyük güçler ileten ve fazla zorlanan dişler için çok iyi sonuçlar verdiklerini ve çok daha pahalı olan alaşımlı sementasyon çcliklerinin kullanılmasına ender hallerde gerek duyulduğu zamanla pratikte görülmüştür. Sementasyonla sertleştirmede sertlik derinliği, sementasyon zamanına bağlıdır. Traktör dişlerinde yapılan deneylerde 900 °C de 9...10 saatläk sementasyon sürelerinde dişlerin 0,9...1,1 mm derinliğe kadar sertleştiği görülmüştür. Sementasyon maddesi olan kömür tozu karışımı içindeki dişli çarklar sertleştirme makinasının büyüklüğüne uygun saç kutulara konur ve 900 °C ye ısıtılır. Dişli çarklar kutular içinde her tarafta kömür karışımına tam çevre olarak gömülmüş olmalıdırlar.

Sementasyon süresinin sonunda saç kutular içerisindeki dişlilerle birlikte sertleştirme makinasından dışarıya çıkarılır ve 100...200 °C ye soğumaları beklenip bundan sonra dişliler kutulardan çıkarılır ve 840...850 °C de normal ocaklarda 30 dakika tavlanırlar. Havada soğumalarına imkan vermeden, bir yağ içersinde «sulanarak» sertleştirilir. Elde edilen sertlik derecesi 58. ..64 HRc kadardır.

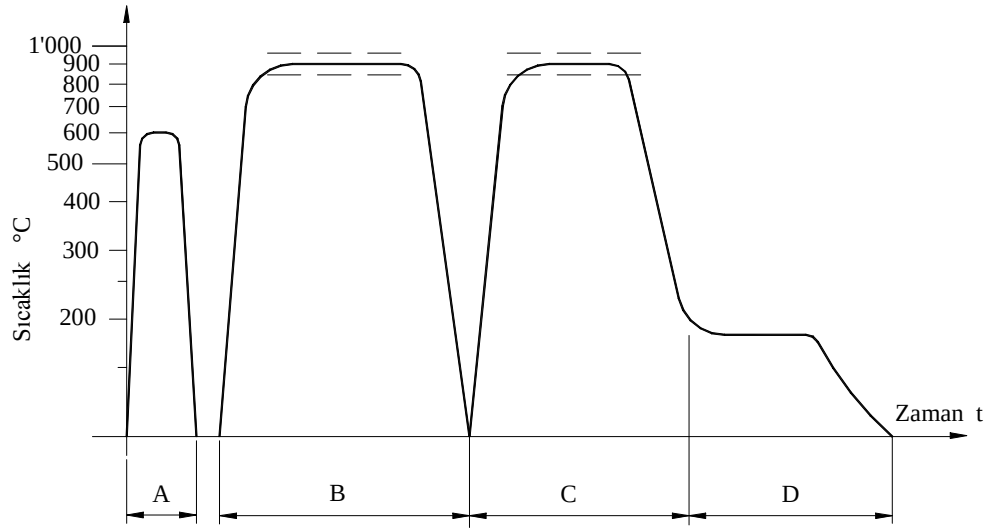
Sertleştirme yağların özelliklerinde önemlidir. Genelde rafine edilmiş saf madeni yağların kullanılması önerilir.

Düğer bir metotda dişlileri 600 °C lik bir tuz banyosuna 10 dakika asılı olarak bıraktıktan sonra toz, sıvı veya gas halinde karbon verici madde içinde 850...950°C arası ısıda karbonca zenginleştirip, sonra hareketli bir yağ banyosu içinde “sulayarak” da setleştirmek mümkündür.

Sertleştirme işleminden sonra dişli çarklar yağ ve başka yabancı maddelerden iyice temizlenir ve 150...200 °C ye ısıtılarak bir saat bu sıcaklıkta tutulurlar, böylelikle meydana gelmiş olan iç gerilmeler kaybolur. Meneviş diye adlandırılan bu işlem sertleştirmeden hemen sonra yapılmalıdır.

Semetasyon ile sertleştirme ve meneviş işlemlerinin akışı, Diyagram 1.2 deki ısı grafiğinde görülmektedir.

Menevişten sonra dişliler özel ince çelik taneleriyle “kumlanırlar” ve tufallar temizlenir.



Diyagram 1.2

A : Tuz banyosunda temizleme
B : Sementasyon, 850...950°C arası ısıda karbonca zenginleştirme
C : Yağda 850...950°C arası ısıda sulama
D : 150...200 °C arasında menevişleme

Sertleştirilmiş dişlilerin %5 i sertlik ölçme aletiyle kontrol edilmelidir. Bundan başka diş yanaklarına ince bir eğe sürmekle sertleşip sertleşmediğine bakılır.

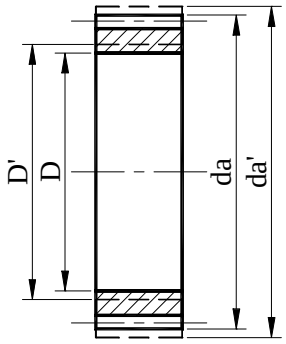
Yağda sertleştirme sırasında dişlilerin birden soğumalarından ötürü sementasyon kömürünün etki ettiği ince tabakada "martensit" oluşur. Martensitin hacmi biraz daha büyük olduğundan bu, dişli çarkta iç gerilmelerin oluşmasına sebep olur. Bu nedenle dar dişlilerde eğilmeler meydana gelir. Bunlar sertleştirme sırasında birden soğuma sonucunda meydana gelen eğilmelere eklenirler.
Ancak ön ısı işlemi görmüş sementasyon çelikleri (DIN 17210, Einsatzstähle) ön ısı işlemi görmüş çeliklere göre sertleştirmede çok daha az çekerler.

Sertleştirmeden ötürü meydana gelen çekmeleri gidermek için, yeniden merkezleme, pres altında doğrultma, ısıtarak doğrultma veya çekiçle doğrultma ile hatalar giderilebilinir.
Çark göbeğini tekrar taşlıyarak dişli çarkı yeniden merkezleme en iyi düzeltme şeklidir. Ancak bu eğilmenin çok az olduğu zaman yapılabilir.
Pres altında düzeltmeden kaçınmalıdır. Zira üst semente tabakaları çatlar ve hatta dişlide kırılabilir.
Isıtılarak doğrultma her ne kadar sertlikten kayba sebep olursada önerilen bir işlemdir.
Çekiçle doğrultmada presle doğrultmadaki mahzurlar vardır. Bu metod ancak dişli millerin düzeltilmesinde uygulanabilir.

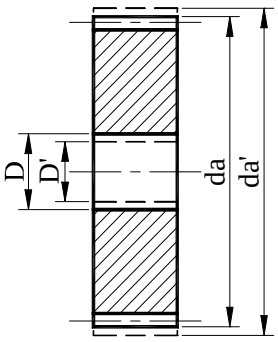
Görüldügü gibi sertleştirme sırasında meydana gelen eğilmelerin giderilmesi zordur ve zaman alıcı işlemler gerektirir. Ayrıca dişli çarkların kaliteleri de önemli şekilde bozulur. Bu amaçla bu eğilmeleri önleyen veya son derece azaltarak dişlinin kalitesinin bozulmamasını sağlayan sertleştirme tezgahları yapılmıştır.

Sementasyon ile sertleştirme sırasında dişli çarklarda meydana gelen eğilmeler kısmen veya büsbütün önlenebilse bile diş üstü çaplarında ve göbek çaplarında bazı değişmeler olur. Bu değişmeler dişli çarkların biçimlerine de bağlıdır. Diş üstü çapı ile dişlinin göbek çapı arasındaki fark az, yani dişli ince bir çember ise hem diş üstü çapı hem de göbek çapı büyürler (Şekil. 1.5). Dişli çark malzemesinde düzgün olarak dışarıya ve içeriye doğru etki eden sertleştirme gerilmelerinde, çember şeklindeki dişlide (Şekil. 1.5) ortadaki yumuşak malzeme basma gerilmelerini karşılayamadığından iç çapta da büyüme meydana gelir.

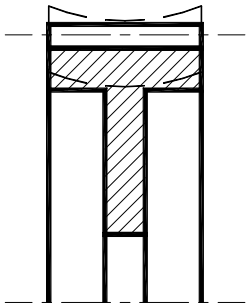
Göbek çapı diş üstü çapından çok ufaksa (Şekil. 1.6) diş üstü çapı yine büyür, fakat göbek çapı küçülür. Çekmenin miktarı sertleştirme ile ilgili ısı işleminin şekline bağlı olmadığı deneylerle belirlenmiştir. Çekme oranı daha çok semente derinliğine bağlıdır.



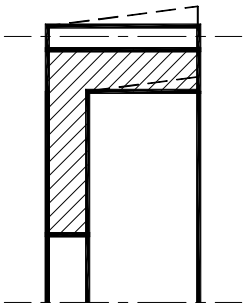
Şekil. 1.5, Çember dişli çarklar



Şekil. 1.6, Dolu dişli çarklar



Şekil. 1.7, İki tarafı oyulmuş çarklar



Şekil. 1.8, Tek tarafı oyulmuş çarklar

Tek veya iki tarafı oyulmuş dişli çarklarda ise bu iki durum etkili olduğundan dişlide ya tek taraflı eğik deformasyon veya orta basık iki uç büyümüş bir deformasyon ortaya çıkar.

Büyük dişli çarklarda serleştirmeden sonraki çap büyümeleri 1 mm ye ulaştığı, bazen de bu değeri aştığı görülmüştür. Bu nedenle seri imalata geçmeden evvel bir kaç dişli imal ederek bunlar kontrol edilip sertleştirme çap farkları hesaba katılmalı ve oldukça az bir taşlama payı bırakılmalıdır.

Sertleştirmeden ötürü meydana gelen çap farklarını taşlama ile almak mümkündür. Ancak bu işlem pahalı olduğundan oldukça ufak taşlama paylarıyla imalatı yapmak ekonomiktir. En iyisi dişliyi hiç taşlamadan imal etmeye çalışmaktır. Böylece bu gibi düzeltmeler yapılarak, sertleştirme işleminden sonra taşlamaya ihtiyaç kalmadan oldukça yüksek kaliteli dişliler imal edilebilir.

1.1.3.6 Dişlilerin sertleştirilmesi ile ilgili faydalı bilgiler

En önemli sertleştirme işlemlerini gördükten sonra pratikte kullanılabilecek öneriler verelim.
Dişlilerin sertleştirilmesindeki biçim değiştirmelerinden ötürü, dişlerin kalitesi düşer. Semente ile sertleştirmede iki, alev veya endüksiyonla sertleştirmede bir kalite düşüklüğü kabaca kabul edilebilinir.

Örneğin; semente edilen 8 kaliteli bir dişlinin kalitesi 10 olur.

Semente edilirken dlşlilerin göbek çaplarının ufalmasını önlemek için bunlar sert bir silindirik malafaya geçirilerek sertleştirilir. Malafanın çapı, dişli delik çapının tolerans üst sınırında imal edilir ve dişli tavlandıktan sonra genişlemiş göbeğe rahatça geçirilir.

Dişlinin oldukça az eğilmesini sağlamak için bunu ya dolu malzemeden veya hiç olmazsa simetrik boşaltılmış olarak konstruksiyonu yapmalıdır (Şekil. 1.7).
Sementasyonda 0,2...0,3 mm lik sertlik derinlikleri elde etmek için en çok siyanür tuzlu banyolar kullanılır. 930 °C de siyanür tuzları çeliğin yüzeyine karbon verirler. Banyo slcaklığı 500...520 °C ye düşürmekle siyanür tuzları azot verirler ve nitrasyon meydana gelir. Böylelikle siyanür tuzları ile hem sementasyon ve hem de islah çeliklerinin sertleştirilebildiği görülür.

Siyanür tuzlarıyla yapılan sementasyonda meydana gelen kenar oksidasyonları (östenid) dişlinin mukavemetini etkiler. Siyanür tuzlarıyla yapılan sementasyonda nisbeten az derinlikteki sertleştirmelerin yapılmasının sebebi budur. Bunlar genel olarak taşlanmazlar. Sertlik derinlikleri 0,6 mm nin üzerinde olan dişlilerde sementasyonu toz veya gaz halindeki karbonla yapmak çok daha ekonomiktir.

Büyük serilerle dişli imalatı yapan fabrikalar sementasyonu gazlarla yaparlar.

Dişli çarkların imalat tezgahlarına bağlanmadan önce, malzemelerinin normalize edilmesinde, bazı hallerde yumuşatma tavına tabi tutulmasında ve kumlanmasında fayda vardır. Bunun için çeliği imal eden müesseseden yeterli bilgi alınmalıdır. Bu yoldaki bilgileri ancak büyük ve isim yapmış çelik fabrikalarından almak mümkün olduğu için, piyasadan isimsiz ucuz bir çeliği tercih etmemek gereklidir.

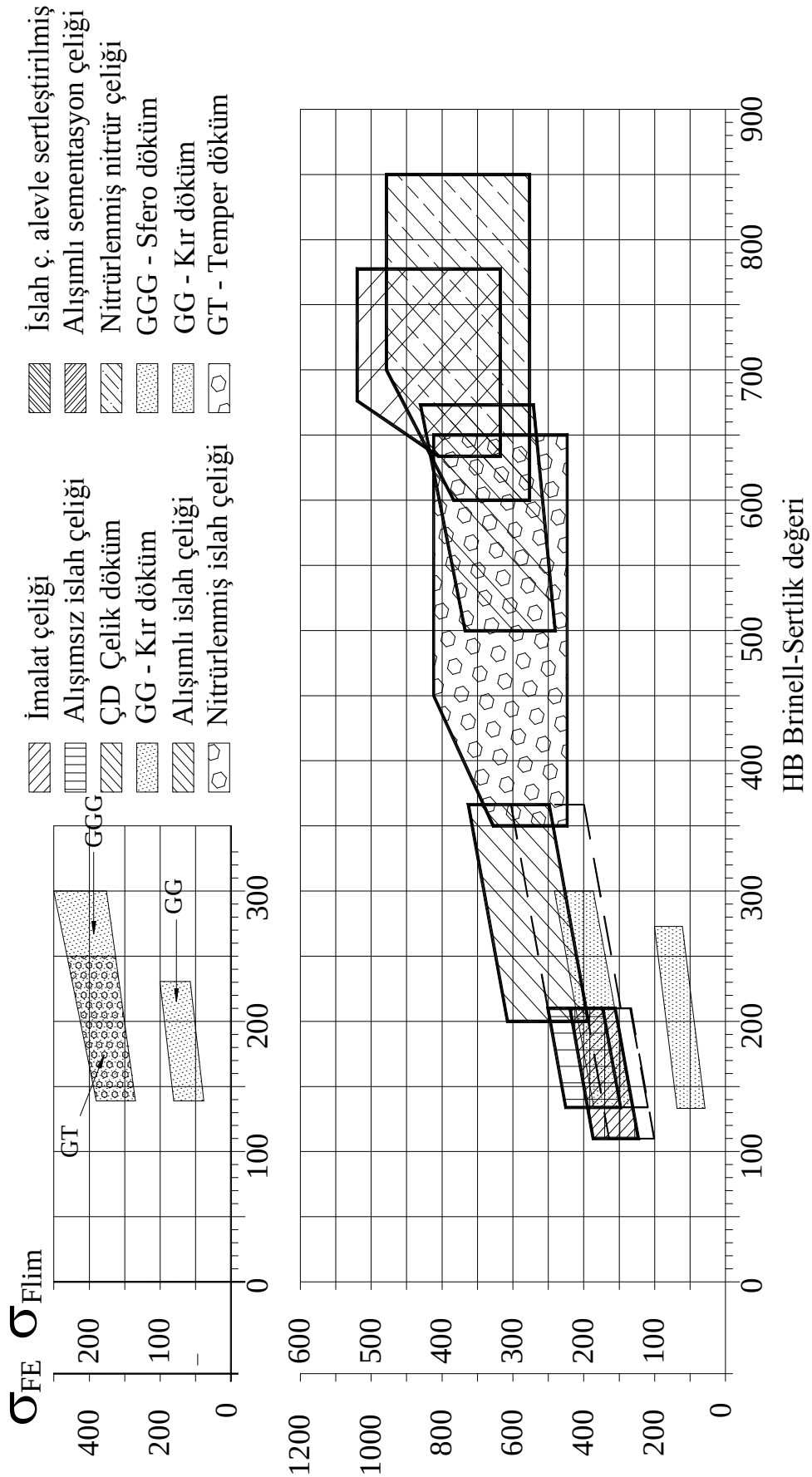
Tablo 1.8, Çekme mukavemeti ile Brinell, Vickers ve Rockwell sertliği

Bu tablo, kontrol imkanı olmadığı zaman kullanılmalıdır. Eğer kontrol aleti varsa sertlik aletle ölçülmelidir.

çekme R_m N/mm^2	Brinell HB	Vickers HV 30	Rock-well HRB	HRC	çekme R_m N/mm^2	Brinell HB	Vickers HV 30	Rock-well HRC
370	109	115			900	266	280	27,1
385	114	120	66,7		915	271	285	27,8
400	119	125			930	276	290	28,5
415	124	130	71,2		950	280	295	29,2
430	128	135	75,0		965	285	300	29,8
450	133	140			995	295	310	31,0
465	138	145			1030	304	320	32,2
480	143	150	78,7		1060	314	330	33,3
495	147	155			1095	323	340	34,4
510	152	160	81,7		1125	333	350	35,5
530	156	165	85,0		1155	342	360	36,6
545	162	170			1190	352	370	37,7
560	166	175			1220	361	380	38,8
575	171	180	87,1		1255	371	390	39,8
595	176	185			1290	380	400	40,8
610	181	190	89,5		1320	390	410	41,8
625	185	195	91,5		1350	399	420	42,7
640	190	200			1385	409	430	43,6
660	195	205	92,5		1420	418	440	44,5
675	199	210	93,5		1455	428	450	45,3
690	204	215	94,0		1485	437	460	46,1
705	209	220	95,0		1520	447	470	46,9
720	214	225	96,0		1555	456	480	47,7
740	219	230	96,7		1630	475	500	49,1
755	223	235			1700	494	520	50,5
770	228	240	98,1	20,3	1775	513	540	51,7
785	233	245		21,3	1845	532	560	53,0
800	238	250	99,5	22,2	1920	551	580	54,1
820	242	255	101,0	23,1	1995	570	600	55,2
835	247	260		24,0	2070	589	620	56,3
850	252	265		24,8			640	57,3
865	257	270	102,0	25,6	2145	608	660	58,3
880	261	275		26,4			680	59,2

HB	Küre	φ 10 mm	çapında	29 420 N	basma kuvvetiyle
HV 30	elmas piramit	136°	tepe açılı	294 N	basma kuvvetiyle
HRB	Küre	φ 1/16 in	çapında	980 N	basma kuvvetiyle
HRC	elmas piramit	120°	tepe açılı	1 471 N	basma kuvvetiyle

Burada HB = 0,95.HV olarak kabul edilmiştir.
Örnek: 350 HB , 640 HV 30 , 45 HRC gibi sertlik büyüklükleri gösterilir.



Tablo 1.9, Genel dişli malzemeleri ve makanik özellikleri tablosu

1.1.4 Pinyon çapının seçimi

Pinyon çapının seçimi için üç olasılık vardır:

1. Milin mukavemet hesabına göre
2. Eksenler açıklığına göre,
3. “ K “ değerine göre

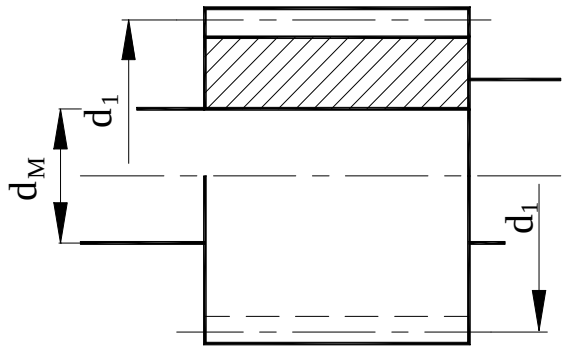
1.1.4.1 Milin mukavemet hesabına göre d_1 in seçimi

Eğer pinyon mil ile tek parça ise:

$d_1 \geq 1{,}5 \cdot d_M$

Eğer pinyon milin üzerine geçirilmişse:

$d_1 \geq 2 \cdot d_M$



Şekil. 1.9, Pinyon

1.1.4.2 Eksenler arsı mesafeye göre d_1 in seçimi

Eğer eksenler arası mesafe biliniyorsa taksimat dairesi çapı d_1 şu şekilde hesaplanır.
Eksenler arası mesafe ya biliniyordur, şartnamede verilmiştir veya seçilir. Eksenler arası mesafesi seçilirken standart sayı seçilirse, ilerideki bir sürü işlemler için faydalı olur.

Eksenler arsı mesafeye göre pinyon çapının seçimi şu şekilde düşünülerek bulunur. Eksenler arası formülü ele alınır ve bu işlenir:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

$$2 \cdot a = d_1 \cdot \left(1 + \frac{d_2}{d_1}\right) = d_1 \cdot (1 + u)$$

Buradan pinyonun taksimat dairesi çapı “d_1” bulunur.

$$\boxed{d_1 = \frac{2 \cdot a}{1 + u}} \qquad \text{F. 1.4}$$

d_1	mm	Pinyonun taksimat dairesi çapı
a	mm	Eksenler arsı mesafe
u	[-]	Diş sayısı oranı u > 1

1.1.4.3 " K " değerine göre d_1 in seçimi

Tablo 1.10, " K " değeri "Dudley/Winter" e göre, "Dubbel" dan

İşletme Tahrik/ Tahrik	v [m/s]	Pinyon Malzeme, ısıl işlem, işleme ve sertlik	Çark Malzeme, ısıl işlem, işleme ve sertlik	„K" N/mm²
Türbin / Jenerator	> 20	İ, F 225 HB P, uzN > 60 HRC P, T > 58 HRC	İ, F 225 HB P, uzN > 60 HRC P, T > 58 HRC	0,80 2,00 2,80
E-Motoru / Sanayi redüktörü (24 h işletme)	5	İ, F 210 HB İ, F 350 HB P, T > 58 HRC	İ, F 180 HB İ, F 300 HB P, T > 58 HRC	1,20 2,00 4,40
	10	İ, F 210 HB İ, F 350 HB P, T > 58 HRC	İ, F 180 HB İ, F 300 HB P, T > 58 HRC	1,00 1,80 4,00
E-Motoru / Büyük redüktör (Asansör, Değirmen, Çimento fırını)	< 5	İ, F 225 HB İ, F 260 HB	İ, F 180 HB İ, F 210 HB	0,60 1,00
	7,5	P, T > 58 HRC	P, T 320 HB	1,50
E-Motoru / Takım tezgahları (Azdırma tezgahları)	22 0,3	P, T > 58 HRC P, T > 58 HRC	P, T > 58 HRC P, T > 58 HRC	3,00 9,00
E-Motoru/ Vinç kaldırma (max. kaldırma yüklü ve devamlı işletme)	10 – 14 2 – 8 2 – 4 0,5 - 2	İ, F 230/280 HB İ, F 230/280 HB İ, F 230/280 HB İ, F 230/280 HB	İ, F 190 / 230 HB İ, F 190 / 230 HB İ, F 190 / 230 HB İ, F 190 / 230 HB	1,10 1,30 1,60 1,80
E-Motoru / Kepçeli kaldırma tahriki (max. Kepçe kapama momenti)	12 6 3	P, T > 58 HRC P, T > 58 HRC P, T > 58 HRC	P, T > 58 HRC P, T > 58 HRC P, T > 58 HRC	7,0 11,00 15,00
E-Motoru / Küçük sanayi redüktörleri	>5	İ, F 350 HB İ, F 350 HB	Sert dokulu malzeme Polyamid	0,53 0,35
E-Motoru / küçük aparatlar	< 5 < 3 < 3	İ, F 200 HB İ, F 200 HB Bz, Al 200 HB	Çinko-Basınçlı döküm Bronz, Alüminyum Bronz, Alüminyum	0,20 0,20 0,10

Isıl işlem: İ = islah edilmiş S = semente edilmiş uzN = Uzun zaman gas ile nitratlama

İşleme: T = Taşlanmış P = perdahlanmış F = freze, planya, darbe

Taksimat dairesi çapı d_1 in seçimi şu şekilde yapılır: Pinyonun ileteceği torsiyon momenti biliniyorsa, ki bu değer muhakkak bilinmektedir, yoksa kademe hesabının gereği yoktur. Dişli genişliğinin taksimat dairesine olan oranı $\varphi = b/d$ ya tahmin edilir yada Tablo 1.15 den alınır. Sonra Tablo 1.10 dan tecrübe ve şartlara göre " K " değeri seçilir ve bunlar formül F. 1.5 e yerleştirilir:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1}{K \cdot \phi_d} \frac{u+1}{u}} \qquad \text{F. 1.5}$$

" K " değeri şu formüllede belirlenebilinir:

$$K = \frac{F_t}{b \cdot d_1} \frac{u+1}{u} \qquad \text{F. 1.6}$$

1.1.5 Pinyon diş sayısının seçimi " z_1 "

1.1.5.1 Çevre hızına göre pinyon diş sayısının seçimi

Pinyon diş sayısı ilk önce çevre hızına göre seçilir. Çevre hızına göre pinyon diş sayısının seçimi şu kriterlerle yapılır:

Çevre hızı	$v < 1$	m/s,	$z_1 \approx 15 \ldots 20$
Çevre hızı	$v = 1 \ldots 5$	m/s,	$z_1 \approx 18 \ldots 22$
Çevre hızı	$v > 5$	m/s,	$z_1 \approx 20 \ldots 25$

1.1.5.2 Kullanılma yerine göre pinyon diş sayısının seçimi

Pinyon diş sayısının kullanılma yeri ve konstruksiyon şartlarına göre seçimi Tablo 1.11 ile yapılır.

Tablo 1.11, Konstruksiyon şartlarına göre pinyon diş sayısının seçimi

Konstruksiyon şartları	Kullanılma yeri	Önerilen pinyon diş sayısı z_1
Diş dibi mukavemeti, yanak basıncı mukavemeti ile aynı mühimlikte	Genel makinaların redüktörleri. Takım tezgahları gibi, v.b. makinalar. (düşük ve orta devir sayılı < 1500 d/dak)	$z_1 = 17 \ldots 30$
Diş dibi mukavemeti, yanak basıncı mukavemetine kıyasla daha mühim	Kaldırma redüktörü, Taşıt araçları redüktörlerinden bir kısmı	$z_1 = 14 \ldots 20$
Yanak basıncı mukavemeti, diş dibi mukavemetine kıyasla daha mühim	Devamlı ve fazla yüklenmeli redüktörler (yüksek devir sayılı > 1500 d/dak)	$z_1 > 35$

Pinyon diş sayısını seçtikten sonra malzemeye göre kontrol etmekte yarar vardır. Kontrol-dan sonra kati seçim yapılır.

Tablo 1.12, Malzemeye göre pinyon diş sayısının kontrolu

Malzeme ve işlemleri	Çevirme oranı $u = z_2 / z_1$			
	1	2	4	5
İslah edilmiş sertlik 230 HB ye kadar 300 HB den fazla	32 - 60 30 - 50	29 - 55 27 - 45	25 - 50 23 - 40	22 - 45 20 - 35
Kır (GG..) veya sfero (GGG..) döküm	26 - 45	23 - 40	21 - 35	18 - 30
Nitrasyonlu	24 - 40	21 - 35	19 - 31	16 - 26
Semente edilmiş veya yüzey sertleştirilmiş	21 - 32	19 - 29	16 - 25	14 - 22

1.1.6 Dişli çarkın diş sayısının bulunması " z_2 "

Eksenler arası mesafe formülünden:

$$a = (z_1 + z_2) \cdot \frac{m_t}{2} \qquad \frac{2 \cdot a}{m_t} = z_1 + z_2$$

$$\boxed{z_2 = \frac{2 \cdot a}{m_t} - z_1} \qquad \text{F. 1.7}$$

a	mm	Düzeltmeli eksenler açıklığı
m_t	mm	Alın modülü
z_1	[-]	Pinyonun diş sayısı

1.1.7 Modül seçimi "m_n"

Taksimat dairesi ve diş sayısı bulunduktan modül kabaca m = d/z formülünden hesaplanır ve sonra;

a) Diş çekme takımı masrafını azaltmak için bu değere yakın daha önce kullanılmış elde bulunan modül seçilir.

b) Diş çekme takımını ucuz alabilmek için standartların önerdiği (DIN 780 / TS 429) modül büyüklüğü seçilir. Seçim için **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** e bakılır ve mümkünse birinci sıradan seçilir.

Bu seçim yapılırken şu hususlarada dikkat ederek modül ya daha küçük veya daha büyük seçilir:

- Küçük modül dişlinin sessiz çalışmasını sağlar. Modül büyüdükçe kademe daha sesli çalışır.
- Küçük modül sınır diş sayısının daha küçük olmasını sağlar ve alt kesmeyi önler.
- Küçük modül mukavemet hesabında dişin dayanıklılığını azaltır,

Örneğin: Taksimat dairesi 116 mm ve diş sayısı 19 olan pinyonun modülü ne kadardır?

Modül hesabı ve seçimi: $m_n = \frac{116}{19} = 6{,}11$ seçim: Sıra 1 m_n= 6 mm.

Modül büyüklükleri DIN 780 de standartlaştırılmıştır. DIN 780 kısmen alınmış tablo aşağıda verilmiştir:

Tablo 1.13, Alın ve konik dişliler için modül m_n önerileri (DIN 780 kısmen)

Sıra 1	0,1	0,12	0,16	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
	1,0	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6		8	
	10	12	16	20	25	32	40	50	60			
Sıra 2	0,11	0,14	0,18	0,22	0,28	0,35	0,45	0,55	0,65	0,75	0,85	0,95
	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5		7		9
	11	14	18	22	28	36	45	55		70		

Tablo 1.14, Salyangoz ve sonsuz dişliler için modül m_n önerileri (DIN 780 kısmen)

	1	1,25	1,60	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	
	10	12,5		20							

1.1.8 Diş genişliğinin seçimi " b "

Burada seçilen diş genişliği değme boyu, yani temas boyudur. Genelde $\varphi = b/d_1 = 1$ alınması-nı öneririm. Be genelde büyük çarkın genişliğidir ve şu formülle bulunur:

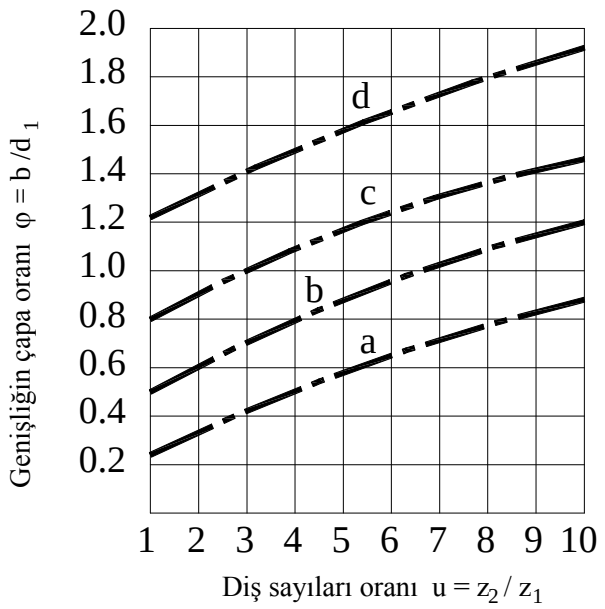
$$\varphi_d = \frac{b}{d_1} \quad \text{veya} \quad b = \varphi_d \cdot d_1 \qquad \text{F. 1.8}$$

φ_d	[-]	Diş genişliği katsayısı
b	mm	Pinyonun diş genişliği
d_1	mm	Pinyonun taksimat dairesi çapı

Diş genişliği katsayısı " φ " Tablo 1.15 den alınır. Diş genişliğinin taksimat dairesine olan oranı 0,6 dan az ve 1,8 den fazla olmamalıdır. Bu oran dışındaki hallerde, en ideal yataklama dahi, diş yanaklarının temas oranını ya kısmi veya çok karışık ve pahalı önlemlerle gerçekleştirebilir.

Pinyon genelde daha kaliteli malzemeden olduğundan aşınması daha zor olacağı için, pinyonun genişliği daha büyük seçilir. Eğer çarkın malzemesi daha kaliteli ise, çarkın genişliği daha büyük seçilmelidir.

$b_1 = b + (5...10)$ mm olarak hesaplanıp, seçilir.



Tablo 1.15, Genişliğin pinyon çapına oranı

a eğrisi:
Küçük devir sayılı redüktörler ve yol verme dişli düzeni, dişli kalitesi DIN 8 ile 10 arası ve mil yataklama dişli ortada veya portofo dişli.

b eğrisi:
Orta devir sayılı redüktörler. Üniversel-redüktörler, mil yataklama iyi ve devamlı bakımlı, dişli kalitesi DIN 7 ile 9 arası, miller normal yataklanmış.

c eğrisi:
Yüksek devir sayılı ve uzun ömürlü redüktörler, dişli kalitesi DIN 6 ile 7 arası, miller hassas yataklanmış.

d eğrisi:
Çokyüksek devir sayılı ve çok uzun ömürlü redüktörler, dişli kalitesi DIN 4 ile 6 arası, miller çok hassas ve rijit yataklanmış.

1.1.8.1 Diş genişliğinin kontrolu

$$b \geq b_{min} = W_k \cdot \sin\beta + b_m \cdot \cos\beta_b$$

$$b_m > 1{,}2 + 0{,}018\, W_k$$

$$\boxed{b \geq b_{min} = W_k \cdot \sin\beta + (1{,}2 + 0{,}018 \cdot W_k) \cdot \cos\beta_b} \qquad \text{F. 1.9}$$

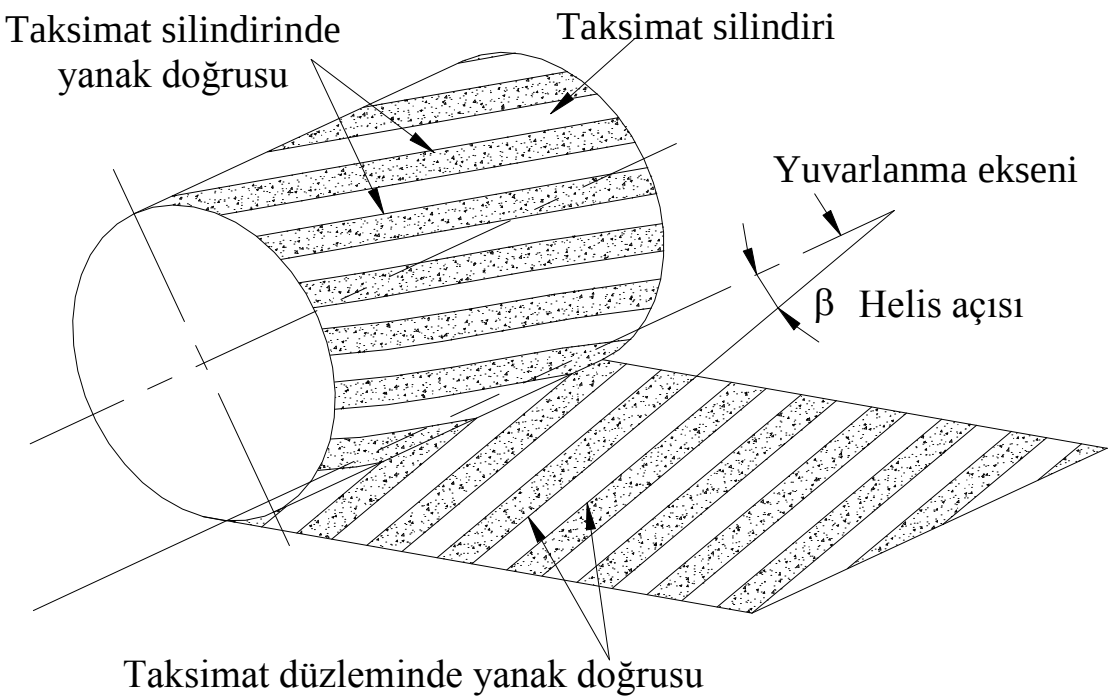
W_k	mm	Diş genişliği katsayısı
β	°	Eğiklik açısı

1.1.9 Helis açısı “β“, rolü ve seçimi

Helis dişlide helis açısı “β“ taksimat silindirinde yanak doğrusu teğeti ile taksimat silindi-rinde değme noktasından çark eksenine paralel alınan doğru arasındaki açıdır (Şekil. 1.10).

Temel dairesinde helis açısı “β_b “ temel dairesi silindirinde yanak doğrusu teğeti ile alın kesiti düzlemindeki “d_n“ silindirindeki teğetin arasındaki açıdır.

Temas boyunu büyültmek, tam teması ve gürültüsüz çalışmayı sağlamak ve büyük çevre hızları ile çalışabilmek için helis dişliler kullanılır. Helis açısı “β“ nın seçiminde yüksek devirli kademelerde “β“ büyük, düşük devirli kademelerde “β“ küçük seçilmelidir.



Şekil. 1.10, Taksimat silindiri ve düzleminde helis açısı

Helis açısı β nın büyük olması profil kavrama oranı ε_α yı büyültür. Buda sessiz işleme sağlar. Ancak β nın büyük tutulması rulman yataklarda arzu edilmeyen daha büyük eksenel yükler doğurur. Bu görüş noktalarından hareket edersek β nın hızlı işleyen kademelerde daha büyük, yavaş işleyen momentin dolayısıyla kuvvetlerin büyük olduğu kademelerde küçük veya özel hallerde " 0 " olmasının uygun olduğu sonucuna varırız.

1.1.9.1 Helis açısı "β" nın yararları

- Profil ve helis kavrama oranları daha etkili ve büyük olur.
- Alt kesimli dişli sınır diş sayısının daha da küçük seçilebilir.

$$z_n = \frac{z}{\cos\beta \cdot \cos^2\beta_b} \approx \frac{z}{\cos^3\beta} = z' \qquad \boxed{z_{min} \approx z' \cdot \cos^3\beta}$$

β, α=20° için	0°	28°	47°			90°
z_{min} teoride	17	12	3,6			
z_{min} praktikte	14	10	3			1 *)1

*)1 Salyangoz dişli

- Konstruksiyonun mukavemet değerleri yükselir. Kuvvet daha geniş temas boyuna yayıldığından, çizgisel kuvvet (N/mm) küçülür. Bundan başka yanakların temas yerlerindeki kavis yarı çaplarının küçük ve büyük olarak değişik olmaları aşınmayı azaltır.

- Kademe daha sessiz işler. Temasın eğik olması sürtünmeyi arttırdığından gürültü azalır.

- Eksenleri paralel olmayan dişli çiftlerinin (Sonsuz dişliler) kullanılmasını sağlar.

1.1.9.2 Helis açısı "β" nın sakıncaları

- Mil yataklarına ek olarak eksenel kuvvetler etki eder.
- Sürtünme verim kaybını arttırdığından, verim derecesinde küçük kayıp gözükür.
- Sürgülü kademeler kullanılamaz.

Dişli açılmasında kullanılan azdırma tezgahlarının özelliğinden ileri gelen bir hususa göre β nın tam sayı olması dişlinin çok hassas bir β açısıyla açılmasını sağlayamaz, buna mukabil sin β/π değerinin tam sayı olması bu hususu sağlayabilir. Çok hassas vede hızlı işliyen dişliler imal edilmek isteniyorsa,

sin β/π = 0,07 tam sayı β = 12° 42′ 14″ = 12,6356°

sin β/π = 0,09 tam sayı β = 16° 25′ 26″ = 16,3348°

gibi küsurlu β lar seçilmesi gerekir. Bu durum yalnız azdırma tezgahları için geçerlidir. Eğiklik açısı azdırma tezgahları için Tablo 1.16 den veya F. 1.10 ile seçilebilir.

$$\boxed{\sin\beta \approx 3{,}5 \cdot \frac{m_n}{b_1}} \qquad \text{F. 1.10}$$

m_n	mm	Normal modül
β	°	Helis açısı
b_1	mm	Temas boyu

Tablo 1.16, Helis açısı β nın azdırma tezgahları için önerilen değerleri(DIN 3978 den bir kısım)

m_n mm	1 4	2 8	1.25 5	2.5 10	1.5 6	3 12
sin β / β °	0.100	5.73920°	0.93375	5.37940°	0.1125	6.45940°
sin β / β °	0.125	7.18080°	0.12500	7.18080°	0.1500	8.62690°
sin β / β °	0.150	8.62690°	0.16625	8.98930°	0.1875	10.8069°
sin β / β °	0.175	10.0787°	0.18750	10.8069°	0.2250	13.0029°
sin β / β °	0.200	11.5370°	0.21875	12.6356°	0.2625	15.2185°
sin β / β °	0.225	13.0029°	0.25000	14.4775°	0.3000	17.4576°
sin β / β °	0.250	14.4775°	0.28125	16.3348°	0.3375	19.7246°
sin β / β °	0.275	15.9620°	0.31250	18.2100°	0.3750	22.0243°
sin β / β °	0.300	17.4576°	0.34375	20.1055°	0.4125	24.3620°
sin β / β °	0.325	18.9656°	0.37500	22.0243°	0.4500	26.7437°
sin β / β °	0.350	20.4873°	0.40625	23.9695°	0.4875	29.1764°
sin β / β °	0.375	22.0243°	0.43750	25.9445°	0.5250	31.6682°
sin β / β °	0.400	23.5782°	0.46875	27.9532°	0.5625	34.2289°

Helis açısı için en emin seçim; üretim imkanlarını göz önüne alarak, üretici firma veya ustabaşlarıyla görüşerek, helis açısının seçimini yapmaktır.

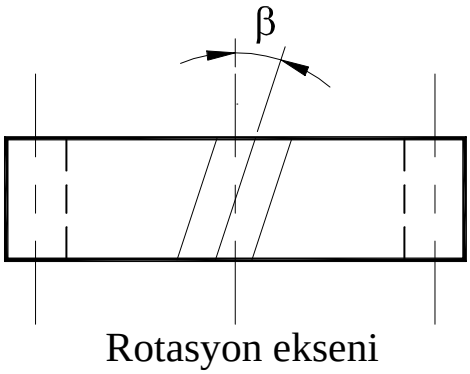
1.1.10 Dişli yanağının helis yönü

Beraber çalışan dişli çiftinde helis yönleri karşıt yön olarak seçilmelidir.

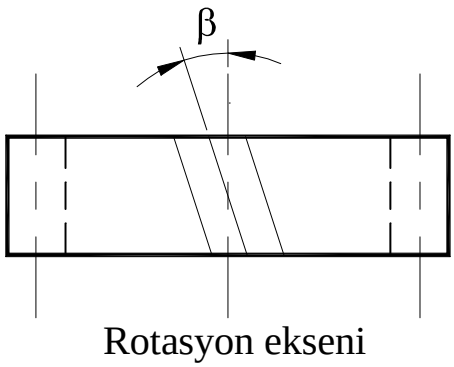
Örneğin:	Pinyon;	sağ helis,
	Dişli çark;	sol helis.

Helis yönünün bulunması:

Şekil. 1.11 ve Şekil. 1.12 de helis yönünün tarifi yapılmıştır. Rotasyon ekseni dik tutulunca helis yönü verilen adı gösterir.

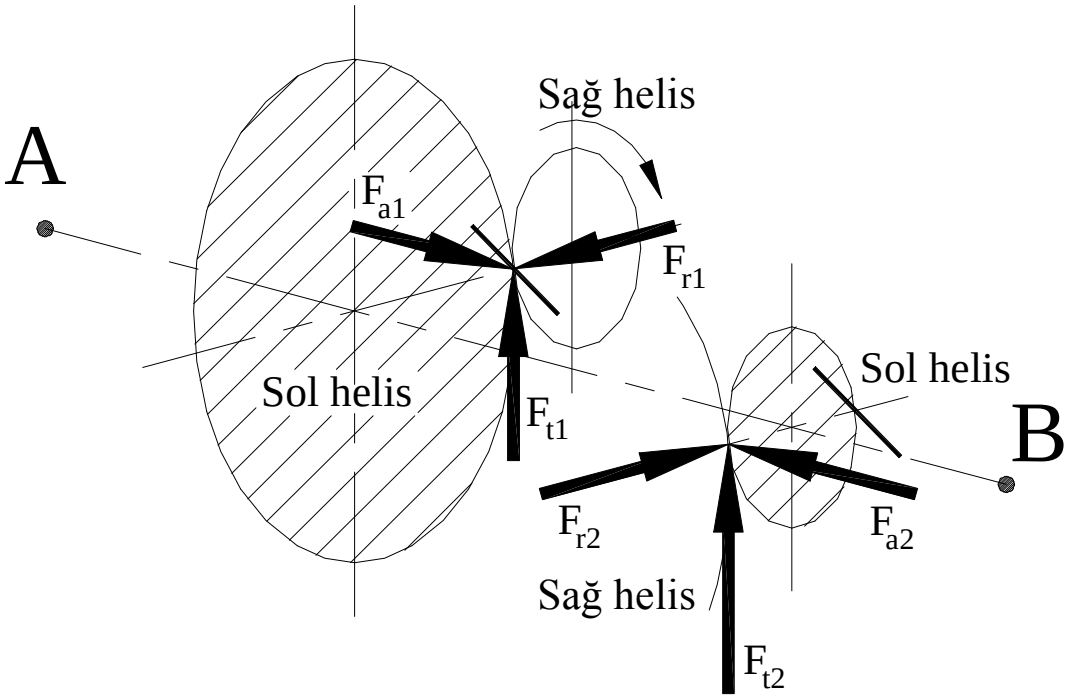


Şekil. 1.11, Sağ helis



Şekil. 1.12, Sol helis

Dişli yanağının helis yönü sistemdeki yatak kuvvetlerine göre seçilir. Aynı mil üzerinde bu-lunan çarkların helis yönleri, eksenel kuvvetlerin karşılıklı gelip toplam eksenel yükün az olması için, aynı yönde seçilir. (bak Şekil. 1.13).



Şekil. 1.13, Dişli taşıyan milde kuvvetler

1.1.11 Eksenler mesafesinin kontrolu

Temel değerlerin ölçüleri belirlendikten sonra eksenler mesafesi kontrol edilmelidir. Kont-rol sonucu olumluysa değerler kabul edilir.

$$a_0 = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot m_t \qquad \text{F. 1.11}$$

a_0	mm	Düzeltmesiz eksenler açıklığı
m_t	mm	Alın modülü
z_1	[-]	Pinyonun diş sayısı
z_2	[-]	Dişli çarkın diş sayısı

Şu şart devamlı tutulursa mukavemet hesaplarında daha emniyetli sonuçlar alınır:

$$a_0 \leq a \qquad \text{F. 1.12}$$

a_0	mm	Düzeltmesiz eksenler açıklığı
a	mm	Düzeltmeli eksenler açıklığı

Hesaplanan düzeltmesiz eksenler açıklığı, işletmedeki düzeltmeli eksenler açıklığından daha küçük olması ek emniyet bakımından gereklidir. Çünkü $a > a_0$ olunca dişlilerde artı düzeltme garantilenir ve buda diş dibi mukavemeti için olumlu bir kazançtır.

1.1.12 Dişli imalat kalitesinin seçimi

Dişli çarkların tek tek ana büyüklüklerinin toleransı, taksimat dairesine bağlı ve ait olduğu modül sahalarına göre 12 kalite grubuna ayrılmıştır.

Dişlilerin kalite grupları, 1 den 12 ye kadar, kullanıldıkları yer ve ekonomiklik bakımından düşünülerek seçilir. 1 nci grubun toleransı en küçük, 12 nci grubun toleransı en büyüğüdür.

Öneri olarak dişli kalite seçimi, bilhassa yeteri kadar tecrübeniz yoksa, dişlilerin kullanıldığı yer, çevre hızı veya imalat usulüne göre, Tablo 1.18 den Tablo 1.20 e kadar verilmiştir.

Düşünülmeden seçilen her büyük tolerans kalitesi, maliyeti gereksiz olarak yükseltir. 1 ... 4 kaliteleri mastarlar ve dişli kontrol aletleri için, 11 ve 12 nci kalitelerde kaba, genelde döküm dişliler içindir.

Dişli kaliteleri hakkında daha derin bilgi ve standart bilgileri Alman standartı DIN 3962 T1 ve T3 de, İsviçre standartı VSM 15530 de bulabilirsiniz.

Tablo 1.17, Yüzey kalitesi için öneriler

DIN kalitesi	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Yüzey kalitesi	N1	N2	N3	N4	N5	N6	N7	N8	N9	N10	N11	N12
R_z µm olarak	0,06 – 0,25			0,63 – 1,6		2,5 – 6,3			16	63	160	250

Dişli imalat kalitesi şu üç kriterden birine göre yapılır ve diğer ikisiyle tahkik edilir.

- Kullanıldığı yer
- Çevre hızı
- İmalat usulü

Dikkat edilecek genel husus şudur:
Sertleştirilmiş helis ve çavuş dişlilerde diş başı kırılmasını önlemek için en kaba kalite olarak DIN 8 seçilmelidir.

Dişli imalat kalitesi DIN 3962 T1 ve T3 e göre şu şekilde seçilir:

1.1.12.1 Dişli imalat kalitesinin kullanıldığı yere göre seçimi

Tablo 1.18, Dişli imalat kalitesinin kullanıldığı yere göre seçimi

DIN Kalitesi											
1	2	3	4	5	**6**	**7**	**8**	9	10	11	12
	Mastar dişli										
				Türbinler							
				Isı motorları							
				Gemi inşa							
					Buhar makinaları						
					Tekstil makinaları						
					Baskı (matbua) makinaları						
						Apparatlar					
						Demiryolu					
						Kaldırma ve Taşıma makinaları					
						Büro makinaları					
				Saat ve hassas mekanik makinalar							
		Takımtezgahları									
				Ölçü makinaları							
			Uçaksanayii ve Uçaklar								
		Kamyon ve İş makinaları									
					Rayda hareketli makinalar						
							Arazi ve Ziraat makinaları				

1.1.12.2 Dişli imalat kalitesinin çevre hızına göre seçimi

Tablo 1.19, Dişli imalat kalitesinin çevre hızına göre seçimi

DIN Qualität	
1	v > 42 m/s
2 3	v ≤ 42 m/s
4 5 6 **7**	v ≤ 20 m/s
8 **9**	v ≤ 8 m/s
10 11 12	v ≤ 3 m/s

DİKKAT: Burada yapılan öneriler verilen çevre hızına göre alınması gereken en düşük imalat kalitesini göstermektedir.

1.1.12.3 Dişli imalat kalitesinin imalat şekline göre seçimi

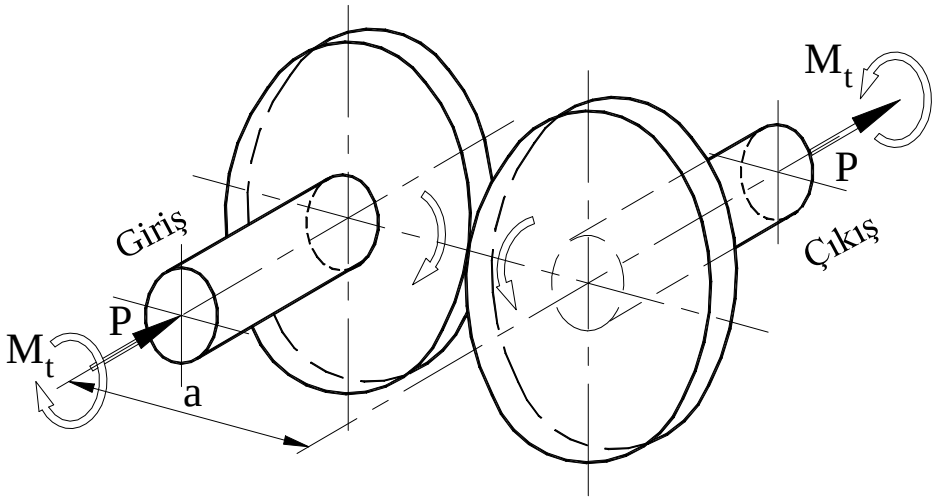
Tablo 1.20, Dişli imalat kalitesinin imalat şekline göre seçimi

					Pılanyalanmış veya frezelenmiş (azdırma) dişliler						
						Preste kesilmiş veya preslenmiş dişliler					
								Pılanyalı, frezeli sertleştirilmiş dişliler			
1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**
				Raspalanmış dişliler							
	Taşlanmış dişliler										

DİKKAT: Burada yapılan öneriler imalat şekline göre alınması gereken en düşük imalat kalitesini göstermektedir.

1.1.13 Kademede moment ve kuvvetler

1.1.13.1 Kademe genel

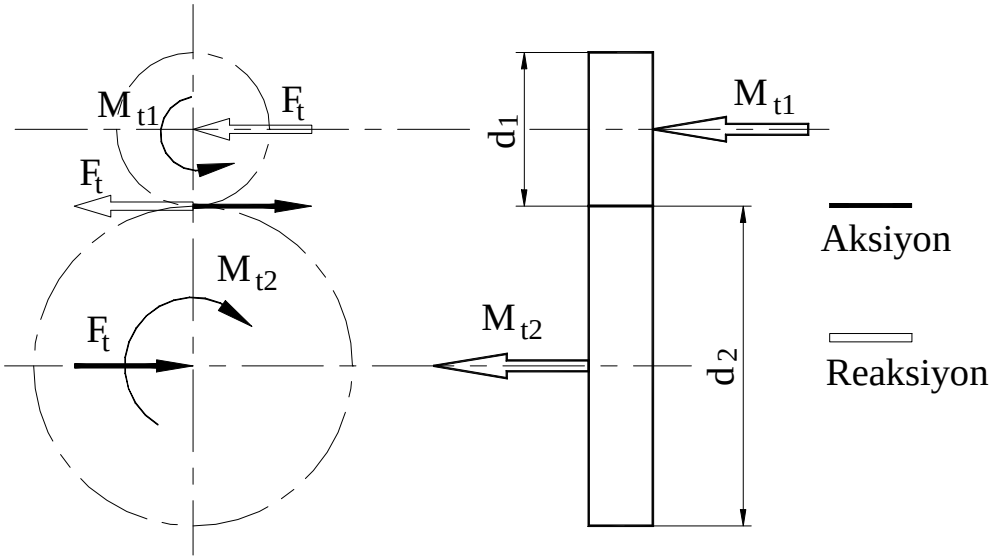


Şekil. 1.14, Dişli çifti, kademe genel

$$P = M_t \cdot \omega \qquad \text{F. 1.13}$$

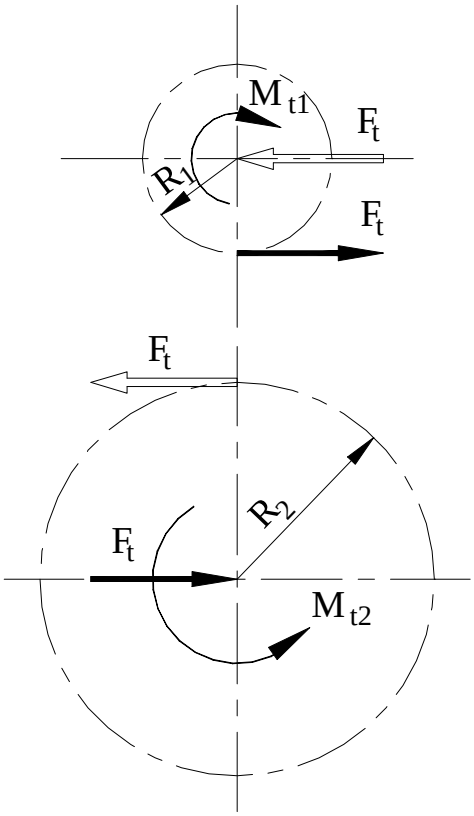
$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \approx \frac{n}{10} \qquad \text{F. 1.14}$$

a	mm	Eksen arası
M_{t1}	Nmm	Giriş momenti
M_{t2}	Nmm	Çıkış momenti
P	Nmm	Güç (Sürtünmesiz)



Şekil. 1.15, Dişli çiftinde, kademede moment ve kuvvetler

1.1.13.2 Tek tek dişlilerde moment ve kuvvet



Şekil. 1.16, Tek tek dişlilerde moment ve kuvvet

Mekaniğin denge şartlarından;

X-Yönündeki kuvvetlerin toplamı sıfırdır.

$$\sum F_x = 0$$

<u>Çark 1:</u> $-F_t + F_t = 0$

<u>Çark 2:</u> $-F_t + F_t = 0$

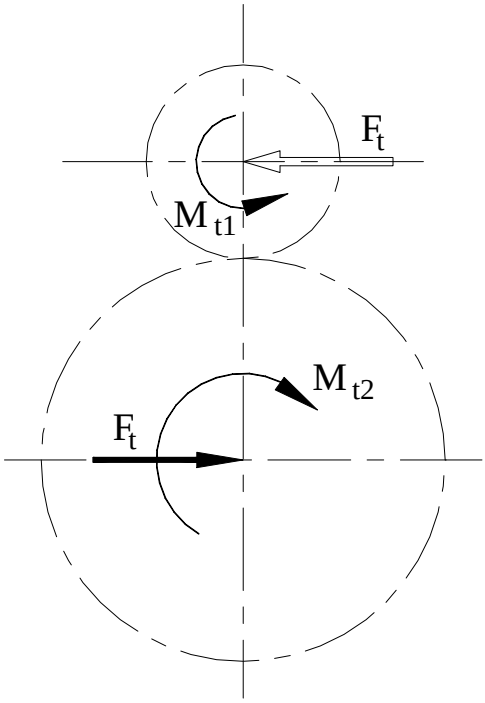
Bir noktadaki momentlerin toplamı sıfırdır.

$$\sum M = 0$$

<u>Çark 1:</u> $-M_{t1} + r_1 \cdot F_t = 0$

<u>Çark 2:</u> $-M_{t2} + r_2 \cdot F_t = 0$

1.1.13.3 Kapalı sistem olarak kademede momentler ve kuvvetler



Şekil. 1.17, kademede momentler ve kuvvetler

Mekaniğin denge şartlarından;

Bir noktadaki momentlerin toplamı sıfırdır.

$$\sum M = 0$$

$$-M_{t1} - M_{t2} + F_t \cdot (r_1 + r_2) = 0$$

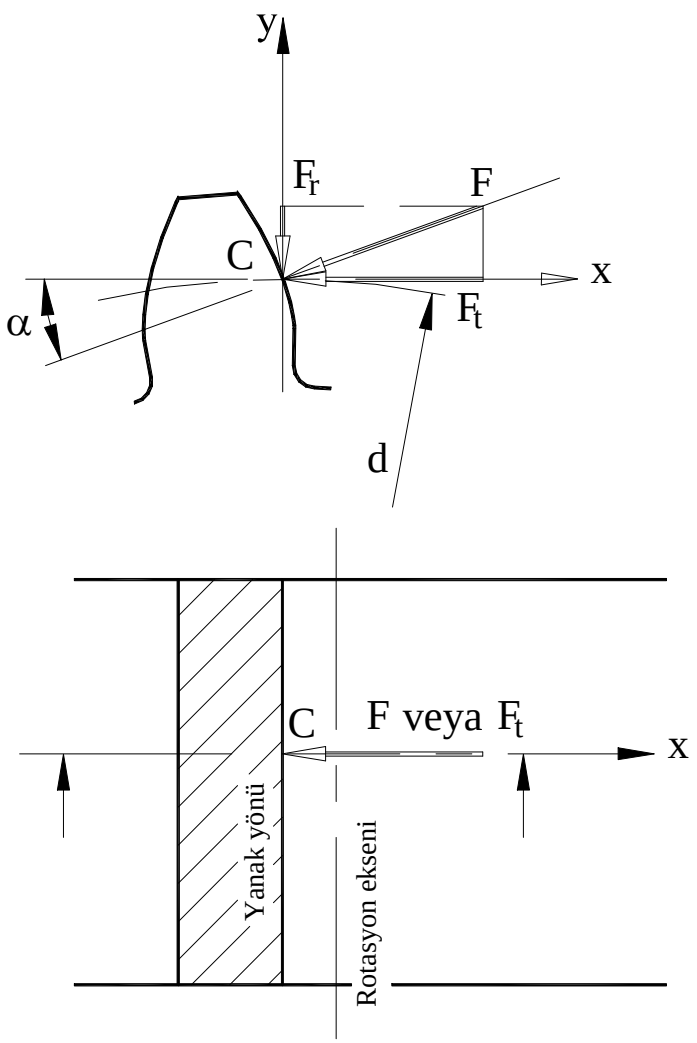
X-Yönündeki kuvvetlerin toplamı sıfırdır.

$$\sum F_x = 0$$

$$-F_t + F_t = 0$$

1.1.14 Taksimat dairesi üzerindeki çevre kuvveti “ F_t “

1.1.14.1 Düz dişlide kuvvetler



Şekil. 1.18, Düz dişlide kuvvetler

Dişli milindeki effektif güç P ve açısal hızı ω kabul edilirse, n_1 de bu milin devir sayısı olursa, şu formüller yazılır:

$$\text{Moment } M_t = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1}$$

$$M_t = F_t \cdot \frac{d}{2}$$

Değerler yerleştirilip işlenirse:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_t}{d_1}$$

bulunur.

Burada bahsi geçen bütün kuvvetler taksimat dairesi üzerindeki kuvvetlerdir. Biz burada bu kuvvetleri yalnız yönleriyle adlandıra-cağız.

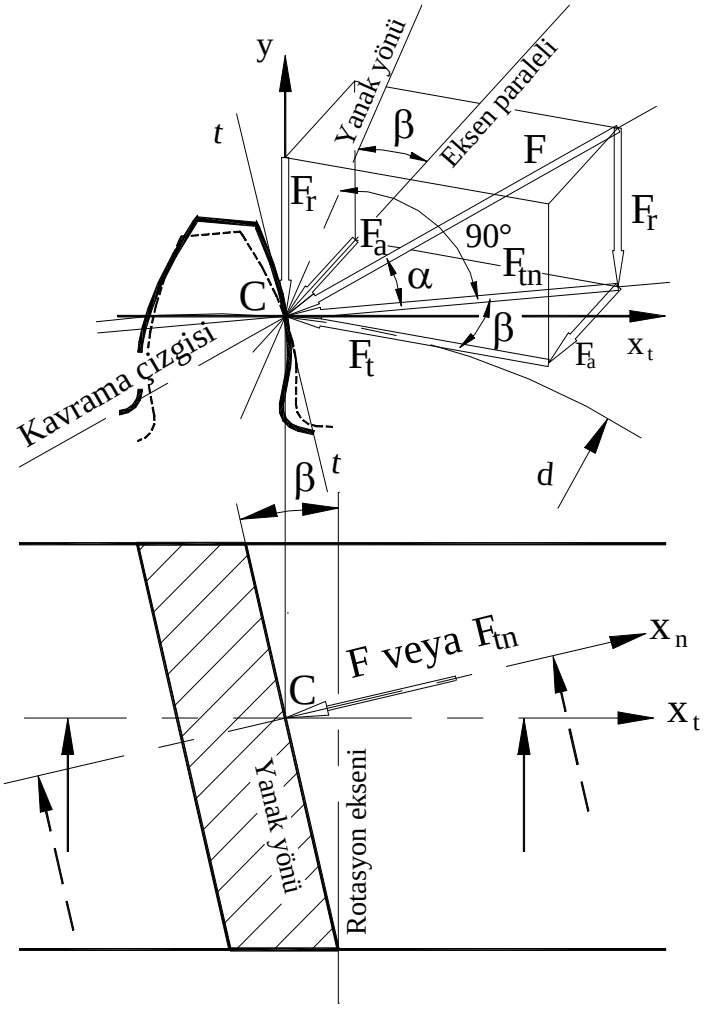
Örneğin; “F_t“ taksimat dairesindeki teğet çevre kuvvetidir. Burada yalnız “çevre kuvveti” diye bahis edilecektir.

$$F_{t1,2} = \frac{2 \cdot M_{t1,2}}{d_{1,2}} \qquad \text{F. 1.15}$$

$$F_{r1,2} = F_{t1,2} \cdot \tan \alpha_n \qquad \text{F. 1.16}$$

$F_{t1,2}$	N	Çevre kuvveti (indeksine göre)
$M_{t1,2}$	Nmm	Torsiyon momenti (indeksine göre)
$d_{1,2}$	mm	Taksimat (yuvarlanma $d_{w1,2}$) dairesi çapı
F_r	N	Radyal kuvvet
α_n	°	Kavrama açısı

1.1.14.2 Helis dişlide kuvvetler



Şekil. 1.19, Helis dişlide kuvvetler

$$F_{t1,2} = \frac{2 \cdot M_{t1,2}}{d_{1,2}} \qquad \text{F. 1.17}$$

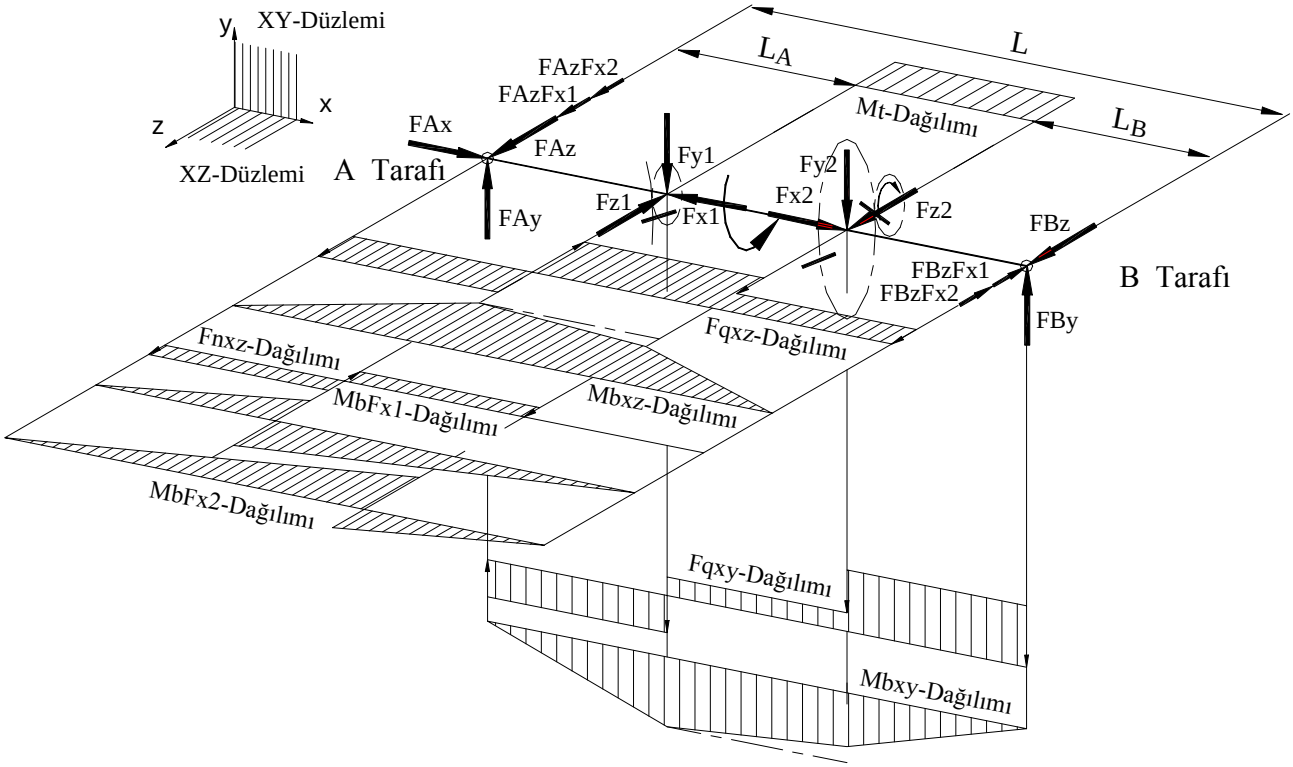
$$F_{r1,2} = \frac{F_{t1,2} \cdot \tan \alpha_n}{\cos \beta} \qquad \text{F. 1.18}$$

$$F_{a1,2} = F_{t1,2} \cdot \tan \beta \qquad \text{F. 1.19}$$

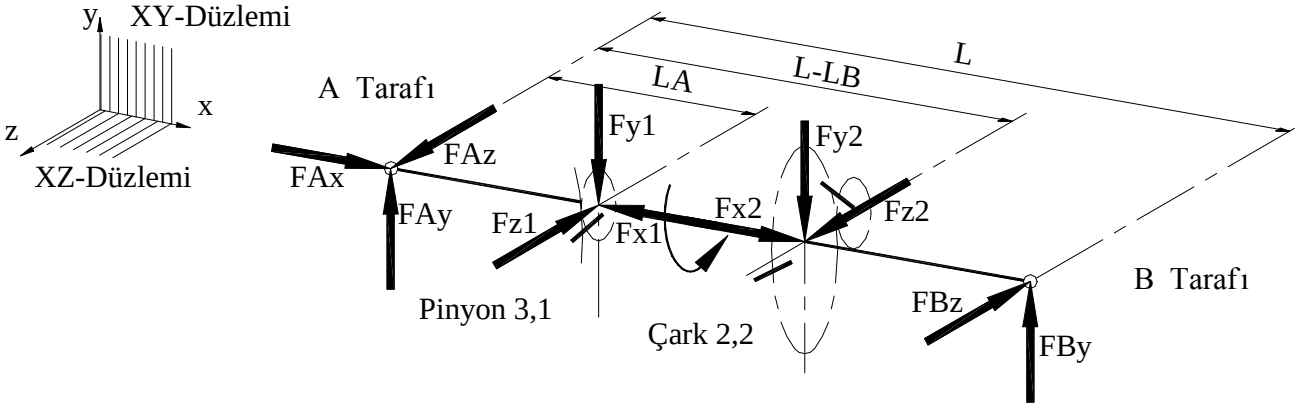
$F_{t1,2}$	N	Çevre kuvveti (indeksine göre)
$M_{t1,2}$	Nmm	Torsiyon momenti (indeksine göre)
$d_{1,2}$	mm	Taksimat (yuvarlanma $d_{w1,2}$) dairesi çapı
F_r	N	Radyal kuvvet (indeksine göre)
α_n	°	Kavrama açısı
β	°	Helis açısı

1.1.15 Silindirik dişlide yatak kuvvetleri

Silindirik alın dişlili redüktörün ara milindeki moment ve kuvvet dağılımlarıyla yatak kuvvetleri.

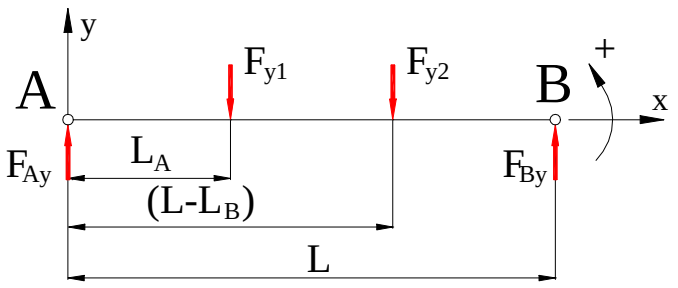


Şekil. 1.20, Ara milde kuvvet ve moment dağılımı



Şekil. 1.21, Ara milde yatak kuvvetleri

$$F_{Ax} = F_{x1} - F_{x2}$$



XY-Düzlemindeki kuvvetler

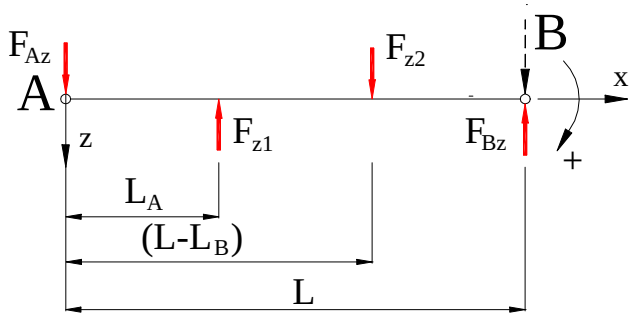
$$F_{By} \cdot L - F_{y1} \cdot L_A - F_{y2} \cdot (L - L_B) = 0$$

$$\boxed{F_{By} = \frac{F_{y1} \cdot L_A + F_{y2} \cdot (L - L_B)}{L}}$$

$$F_{Ay} - F_{y1} - F_{y2} + F_{By} = 0$$

$$\boxed{F_{Ay} = F_{y1} + F_{y2} - F_{By}}$$

Şekil. 1.22, XY-Düzlemindeki kuvvetler



XZ-Düzlemindeki kuvvetler

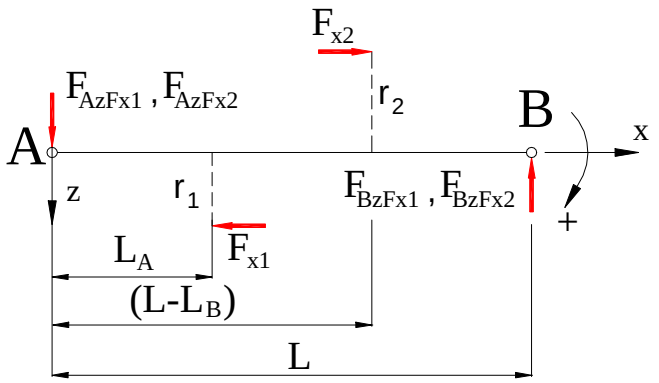
$$F_{Bz} \cdot L - F_{z1} \cdot L_A + F_{z2} \cdot (L - L_B) = 0$$

$$\boxed{F_{Bz} = \frac{F_{z1} \cdot L_A - F_{z2} \cdot (L - L_B)}{L}}$$

$$F_{Az} - F_{z1} + F_{z2} + F_{Bz} = 0$$

$$\boxed{F_{Az} = F_{z1} - F_{z2} - F_{Bz}}$$

Şekil. 1.23, XZ-Düzlemindeki kuvvetler



XZ-Düzlemindeki moment kuvvetleri

$$F_{BzFx1} \cdot L - F_{x1} \cdot r_1 = 0$$
$$F_{BzFx2} \cdot L - F_{x2} \cdot r_2 = 0$$

$$\boxed{F_{BzFx1} = \frac{F_{x1} \cdot r_1}{L}}$$

$$\boxed{F_{BzFx2} = \frac{F_{x2} \cdot r_2}{L}}$$

$$\boxed{F_{AzFx1} = F_{BzFx1}}$$

$$\boxed{F_{AzFx2} = F_{BzFx2}}$$

Şekil. 1.24, XZ-Düzlemindeki moment kuvvetleri

1.1.16 Redüktörün randımanı, verim derecesi

Kademenin veya redüktörün randımanı (verim derecesi) çıkış gücünün"$P_{Çı}$" giriş gücüne "P_{Gi}" oranı olup bu daima birden küçüktür.

$$\eta_{top} = \frac{P_{Çı}}{P_{Gi}} < 1 \qquad \text{F. 1.20}$$

Yapılan deneyler sonucu bir dişli kademesindeki elemanların verim dereceleri bulunmuş ve bu değerler Tablo 1.21 gösterilmiştir. Pratikte yapılan hesaplarda kademede kullanılan elemanlar için Tablo 1.21 değerleri alınır.

Tablo 1.21, Elemanların verim dereceleri

	Tanımı	Sembol	Değeri
1.	Taşlanmış ve iyi yağlanan **d**işli **k**ademesi	η_{Dk} =	0,995
2.	İşlenmiş ve iyi yağlanan **d**işli **k**ademesi	η_{Dk} =	0,990
3.	İşlenmemiş ve iyi yağlanan **d**işli **k**ademesi	η_{Dk} =	0,980
4.	**R**ulman **y**atak verim derecesi	η_{RY} =	0,995
5.	**K**aygan **y**atak verim derecesi	η_{KY} =	0,970
6.	Normal yağlanan **co**ntanın verim derecesi	η_{Co} =	0,980

1.1.16.1 Toplam randımanın hesabı

Bir sistemin veya bir redüktörün toplam randımanını, o sistemi oluşturan elemanların veya kademelerin randımanlarının çarpımı ile bulunur. Bu F. 1.21 ve F. 1.22 de gösterilmiştir.
Tipik rulman yataklı ara dişli kademesi;

$$\eta_1 = \eta_{Dk} \cdot \eta_{RY}^2 \qquad \text{F. 1.21}$$

η_{Dk}	[-]	İyi yağlanan dişli kademesi
η_{RY}	[-]	Rulman yatak verim derecesi

Sistemin veya bir redüktörün toplam randımanı;

$$\eta_1 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdots \eta_n \qquad \text{F. 1.22}$$

η_{top}	[-]	Toplam randıman
$\eta_{1,...n}$	[-]	Kademe randımanları

Eksenel yükler, dişlilerin birbirine geçmeleri, v. b. durumlardan dolayı redüktörün toplam randımanı ≈ 1...2% daha küçük alınır.

1.1.16.2 Randıman kaybı "η_K"

$$\eta_K = \left(1 - \eta_{top}\right) \cdot 100 \qquad \text{F. 1.23}$$

1.1.17 Örnek

Buraya kadar verilmiş olan bilgileri pratiğe aktarabilmek için bir örnek alalım.

Takım tezgahı redüktörü

Taslaktanda görüldüğü gibi takım tezgahı için silindirik alın dişlili bir kapalı kutu redüktör konstruksiyonu hesaplarla beraber yapılacaktır.

Taslak ve şartnameden bilgiler:

- Takım tezgahı için orta devirli silindirik alın dişlili kapalı kutu redüktör,
- Giriş devir sayısı $n_{Gi} \approx 1'460$ 1/dak
- Çıkış devir sayısı $n_{Çı} \approx 15$ 1/dak
- Gerekli max. çıkış momenti $M_{Çımax} = 12'800$ Nm
- Yüklenme sayısı $N_L \geq 3.10^6$ yük sayısı
- Giriş, çıkış eksenler mesafesi $a_{top} \geq 750$ mm
  Önerilen kademe eksen mesafeleri $a_1 = 200$ mm
  $a_2 = 250$ mm
  $a_3 = 315$ mm
  $a_{top} = 765$ mm > 750 mm
- Redüktör kutusu kır döküm (GG20),
- Toz geçirmez şekilde imalat,
- Yağlama, ISO VG 220 ($\nu_{50} = 120$ mm^2/s), depoda bulunan yağ,
- Servis ve bakım devamlı ve peryodik,
- Pinyon, pinyonlu mil olarak imal edilecek,
- Dişli çark, kamasız sıkı geçme,
- Malzeme; İslah çeliği, 42 CrMo 4 , W.Nr.: 1.7225 , sertleştirilmiş,
- Yanak yüzeyi ve hesaplanan yüzeyler kalitesi $R_z = 6{,}3$ µm,
- Mil yataklaması; piyasadan alınma rulman yatak, birinci sınıf yataklama.

Diğer büyüklükler seçime bağlı.

Hesaplanması istenilenler :

1 Redüktörün ölçülendirilmesi.

2 Geometrik büyüklükler.

3 Mukavemet hesapları.

Burada ilk evvela " Redüktörün ölçülendirilmesi ve Geometrik büyüklükler" hesaplayalım. Bundan sonraki kısımdada " Mukavemet hesaplarını" yaparız.

1.1.17.1 Redüktörün ön ölçülendirilmesi ve analizi

1.1.17.1.1 Çevirme oranlarının ön seçimi

Giriş devir sayısı n_{Gi} = 1'460 1/dak

Çıkış devir sayısı $n_{Çı}$ = 15 1/dak

Toplam çevirme oranı $u_{Şa} = n_{Gi} / n_{Çı}$ $u_{Şa}$ = 97,333

Birinci kademenin çevirme oranı u_1 , Tablo 1.1 den okunan $u_1 \approx$ 6,5

u_2 , Tablo 1.1 den okunan $u_2 \approx$ 4,3

Üçüncü kademenin çevirme oranı $u_3 = u_{Şa} / (u_1 \cdot u_2)$ $u_3 \approx$ 3,482

Pinyon millerinin devir sayısı $n_1 = 1460$ n_1 = 1'460 dak^{-1} 24,3 s^{-1}

$n_2 = 1460 / 6{,}5$ n_2 = 224 dak^{-1} 3,7 s^{-1}

$n_3 = 224 / 4{,}3$ n_3 = 52,2 dak^{-1} 0,9 s^{-1}

1.1.17.1.2 Pinyon çaplarının seçimi

Taslakta eksenler arası önerildiğine göre seçim şu şekilde yapılır (Formül F. 1.4):

Birinci kademe pinyon taksimat çapı $d_{11} = \frac{2 \cdot a_1}{1+u_1} = \frac{2 \cdot 200}{1+6{,}5}$ $d_{11} \approx$ 53,33 mm

İkinci kademe pinyon taksimat çapı $d_{12} = \frac{2 \cdot a_2}{1+u_2} = \frac{2 \cdot 250}{1+4{,}3}$ $d_{12} \approx$ 94,34 mm

Üçüncü kademe pinyon taksimat çapı $d_{13} = \frac{2 \cdot a_3}{1+u_3} = \frac{2 \cdot 315}{1+3{,}48}$ $d_{13} \approx$ 140,55 mm

1.1.17.1.3 Diş sayılarının seçimi

Çevre hızına göre pinyon diş sayısının seçimi (Kısım 1.1.5.1)

Çevre hızı $v_1 = \pi \cdot d_{11} \cdot n_1 = \pi \cdot 0{,}053 \cdot 24{,}3$ $v_1 \approx$ 4,1 m/s

$z_1 \approx$ 19

Çevre hızı $v_2 = \pi \cdot d_{12} \cdot n_2 = \pi \cdot 0{,}0943 \cdot 3{,}7$ $v_2 \approx$ 1,1 m/s

$z_2 \approx$ 19

Çevre hızı $v_3 = \pi \cdot d_{13} \cdot n_3 = \pi \cdot 0{,}140{,}6 \cdot 0{,}9$ $v_3 \approx$ 0,4 m/s

$z_3 \approx$ 17

Konstruksiyon şartlarına göre diş sayısının kontrolu (Tablo 1.11)

Diş dibi mukavemeti yanak basıncı mukavemeti ile aynı mühimlikte. Orta ve düşük devirli kademeler (< 1500; < 1000). Seçim yeterli.

Malzemeye göre pinyon diş sayısının kontrolu (Tablo 1.12) : Her nekadar 20 veya daha büyüğünü öneriyorsada seçilen diş sayısıyla hesaba devam edelim.

Malzeme: Tablo 1.4 den; İslah çeliği, 42 CrMo 4 , W.Nr.: 1.7225
Çevresel alevle diş dibi dahil sertleştirilmiş
Yüzey sertliği 525 HB

Diş dibi mukavemet değeri, kabul edilen hesaplama değeri σ_{Flim} = 310 N/mm^2

Diş yanağı mukavemet değeri, kabul edilen hesaplama değeri σ_{Hlim} = 1100 N/mm^2

Elastiklik modülü E_{din} = 210'000 N/mm^2

1.1.17.1.4 Modülün seçimi

Modül hesaplandıktan sonra **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** nin 1. sırasından seçilir:

1. Kademe için $m_{n1} = d_{11} / z_{11} = 53{,}33 / 19 = 2{,}81$ m_{n1} = 3,0 mm

2. Kademe için $m_{n2} = d_{12} / z_{12} = 94{,}34 / 19 = 4{,}97$ m_{n1} = 5,0 mm

3. Kademe için $m_{n3} = d_{13} / z_{13} = 140{,}55 / 17 = 8{,}27$ m_{n1} = 8,0 mm

1.1.17.1.5 Dişli genişliklerinin seçimi

Tablo 1.15 den normal temas genişliği bulunur. Daha sonra dişli genişlikleri dişlilerin malzemelerine göre aşınma olasılığına göre seçilir.

$\varphi = b / d$ formülünden, $b = \varphi \cdot d$ bulunur:

1. Kademe için $\varphi_1 = 1{,}1$ $b_{21} = \varphi_1 \cdot d_1 = 1{,}1 \cdot 53{,}33$ b_{21} = 60 mm
$b_{11} = b_{21} + 5$ mm b_{11} = 65 mm

2. Kademe için $\varphi_2 = 1{,}1$ $b_{21} = \varphi_1 \cdot d_1 = 1{,}1 \cdot 94{,}34$ b_{21} = 105 mm
$b_{11} = b_{21} + 8$ mm b_{11} = 113 mm

3. Kademe için $\varphi_3 = 1{,}0$ $b_{21} = \varphi_1 \cdot d_1 = 1{,}1 \cdot 140{,}55$ b_{21} = 140 mm
$b_{11} = b_{21} + 10$ mm b_{11} = 150 mm

1.1.17.1.6 Helis açısının seçimi

Helis açısı imalat şekline göre seçilir. Burada azdırma tezgahı ile diş açacağımızı kabul edersek, helis açısını tam sayı değilde Tablo 1.16 den seçmemiz gerekir:

1. Kademe için m_n = 3 mm, seçim β_1 = 19,7246°

2. Kademe için m_n = 5 mm, seçim β_2 = 14,4775°

3. Kademe için m_n = 8 mm, seçim β_3 = 10,0787°

1.1.17.1.7 Dişli çarkın diş sayısının bulunması " z_2 "

Dişli çarkın diş sayısı " z_2 " formül F. 1.7 ile bulunur.

$$z_{21} = \frac{2 \cdot a_1}{m_{t1}} - z_{11} = \frac{2 \cdot 200}{3/\cos(19{,}7246)} - 19 = 106{,}5$$

z_{21} = 107
z_{11} = 18

$$z_{22} = \frac{2 \cdot a_2}{m_{t2}} - z_{12} = \frac{2 \cdot 250}{5/\cos(14{,}4775)} - 19 = 77{,}8$$

z_{22} = 78
z_{22} = 18

$$z_{23} = \frac{2 \cdot a_3}{m_{t3}} - z_{13} = \frac{2 \cdot 315}{8/\cos(10{,}0787)} - 17 = 60{,}5$$

z_{23} = 61
z_{13} = 16

1.1.17.1.8 Eksenler mesafesinin kontrolu

Eksenler mesafesinin kontrolu formül F. 1.11 ile yapılır;

$$a_{01} = \frac{z_{11} + z_{21}}{2} \cdot m_{t1} = \frac{18+107}{2} \cdot \frac{3}{\cos(19{,}7246)} \qquad a_{01} = 199{,}187 \text{ mm}$$

Dişlileri + düzeltmek için şu şart kontrol edilmelidir: $a_0 \le a$, formül F. 1.12

$$a_{01} = 199{,}187 \text{ mm} < a_1 = 200 \text{ mm}$$

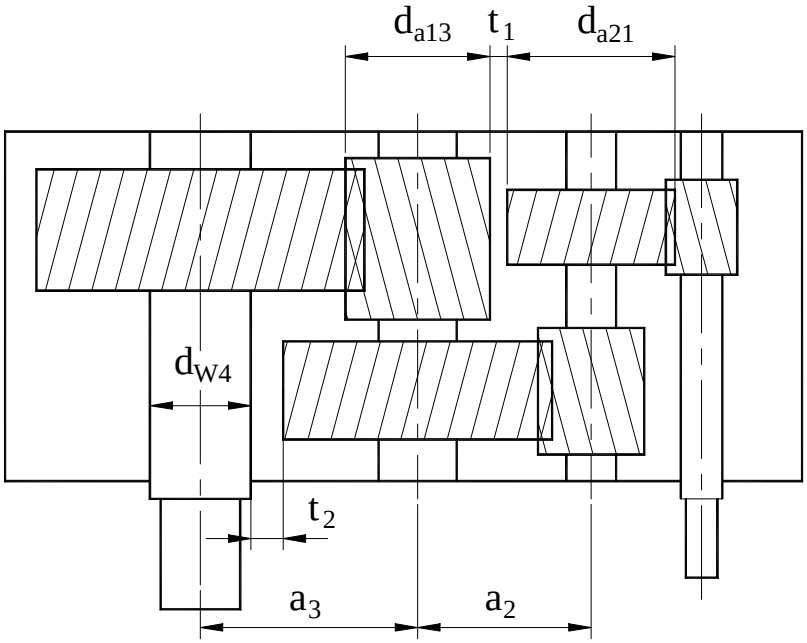
$$a_{02} = \frac{z_{12} + z_{22}}{2} \cdot m_{t2} = \frac{18+78}{2} \cdot \frac{5}{\cos(14{,}4775)} \qquad a_{02} = 247{,}871 \text{ mm}$$

$$a_{02} = 247{,}871 \text{ mm} < a_2 = 250 \text{ mm}$$

$$a_{01} = \frac{z_{11} + z_{21}}{2} \cdot m_{t1} = \frac{16+61}{2} \cdot \frac{8}{\cos(10{,}0787)} \qquad a_{03} = 312{,}827 \text{ mm}$$

$$a_{01} = 312{,}827 \text{ mm} < a_3 = 315 \text{ mm}$$

1.1.17.1.9 Konstruksiyon mesafelerinin kontrolu



Şekil. 1.25, 3 Kademeli redüktörün prensip taslağı

Kaba hesaplama için $x \approx +0{,}3$ ve $d_{W4} \approx 130$ mm kabul edelim

1 nci Kademe çarkının baş üstü dairesi çapı,

$d_{a21} = d_{21} + 2 \,.\, m_{n1} \,.\, (1+x)$ $\qquad d_{a21} = 348{,}8$ mm

3 ncü Kademe pinyonunun baş üstü dairesi çapı,

$d_{a13} = d_{13} + 2 \,.\, m_{n3} \,.\, (1+x)$ $\qquad d_{a13} = 150{,}8$ mm

2 nci Kademe çarkının baş üstü dairesi çapı,

$d_{a22} = d_{22} + 2 \,.\, m_{n2} \,.\, (1+x)$ $\qquad d_{a22} = 415{,}8$ mm

Kontrol mesafesi t_1 şu şartı yerine getirmelidir:

$$t_1 = a_2 - \frac{d_{a21} + d_{a13}}{2} > 0$$

$$t_1 = a_2 - \frac{d_{a21} + d_{a13}}{2} = 250 - \frac{348{,}8 + 150{,}8}{2} = 0{,}19 \text{ mm} \qquad > 0$$

Kontrol mesafesi t_2 şu şartı yerine getirmelidir:

$$t_2 = a_3 - \frac{d_{W4} + d_{a22}}{2} > 0$$

$$t_2 = a_3 - \frac{d_{W4} + d_{a22}}{2} = 315 - \frac{130 + 415{,}8}{2} = 42{,}1 \text{ mm} \qquad > 0$$

1.1.17.1.10 Redüktör dişlilerinin imalat kalitesinin seçimi

Redüktör dişlilerinin imalat kalitesi Tablo 1.18 den Tablo 1.20 e kadar tabloların önerilerinden seçilir.

Dişli imalat kalitesinin kullanıldığı yere göre seçimi, Tablo 1.18;
Kullanılan yer : Takımtezgahları, Kalite DIN 3 ile DIN 9 arası. Dişli sertleştirilmiş malzemeden ve ekonomik imalat olması için **DIN 8** kalitesi seçilir.

Bu seçim diğer şartlarla kontrol edilir.

Dişli imalat kalitesinin çevre hızına göre kontrolu, Tablo 1.19;
DIN 8, kalitesi çevre hızı 8 m/s kadar geçerli. Öyleyse DIN 8 çevre hızı bakımından iyi seçim.

Dişli imalat kalitesinin imalat şekline göre kontrolu, Tablo 1.20;
Azdırma usulü, normal yani taşlanmamış imalat şekli, en düşük DIN 6 kalitesi. Öyleyse DIN 8 çevre hızı bakımından iyi seçim.

Böylece dişlilerin imalatı; azdırma usulü, DIN 8 Kalitesinde, normal taşlanmamış olacak.

1.1.17.1.11 Redüktörün çevirme oranının kontrolu

Redüktör kademelerindeki çevirme oranı:

1 nci kademe	$z_{11} = 18$; $z_{21} = 107$	$u_1 = z_{21} / z_{11} = 107 / 18$	$u_1 = 5{,}944$
2 nci kademe	$z_{12} = 18$; $z_{22} = 78$	$u_2 = z_{22} / z_{12} = 78 / 18$	$u_2 = 4{,}333$
3 nci kademe	$z_{13} = 16$; $z_{23} = 61$	$u_3 = z_{23} / z_{13} = 61 / 16$	$u_3 = 3{,}813$

Toplam çevirme oranı : $u_{top} = u_1 \,.\, u_2 \,.\, u_3 = 5{,}944 \,.\, 5{,}944 \,.\, 3{,}813 = 98{,}207$
Şartnamede çevirme oranı $u_{Şa} = 97{,}333$

$$\Delta u = \frac{u_{top} - u_{Şa}}{u_{Şa}} = \frac{98{,}207 - 97{,}333}{97{,}333} = 0{,}009\ \%$$ buda hız toleransı %2,5 dan küçük olduğundan redüktörün toplam çevirme oranı iyi seçilmiş demektir.

1.1.17.1.12 Redüktörün verim derecesinin hesaplanması

Redüktörün verim derecesi bir yandan genel taslak Şekil. 1.25, diğer taraftan Tablo 1.21 daki öneriler kullanılarak hesaplanır. Bütün problem giriş ile çıkış arasındaki kayıpların bilançosudur ve bu faktörler çarpımı olarak yapılır.

Giriş,	1 nci mil	$\eta_{M1} = \eta_{Co} \cdot \eta_{RY}^2 = 0{,}98 \,.\, 0{,}995^2 = 0{,}970225$
	1 nci Kademe	$\eta_{1K} = \eta_{Dk} \cdot \eta_{RY}^2 = 0{,}995 \,.\, 0{,}995^2 = 0{,}985075$
	2 nci Kademe	$\eta_{2K} = \eta_{Dk} \cdot \eta_{RY}^2 = 0{,}995 \,.\, 0{,}995^2 = 0{,}985075$
	3 ncü Kademe	$\eta_{3K} = \eta_{Dk} \cdot \eta_{RY}^2 = 0{,}995 \,.\, 0{,}995^2 = 0{,}985075$
Çıkış,	4 ncü mil	$\eta_{M4} = \eta_{Co} = 0{,}98$

Toplam verim derecesi: $\eta_{top} = \eta_{M1} \cdot \eta_{1K} \cdot \eta_{2K} \cdot \eta_{3K} \cdot \eta_{M4}$

$\eta_{top} = 0{,}970225 \,.\, 0{,}985075 \,.\, 0{,}985075 \,.\, 0{,}985075 \,.\, 0{,}98$

$\eta_{top} = 0.908879$

Toplam verim $\boxed{\eta_{top} = 0.91}$ kabul edilir.

1.1.17.1.13 Redüktör kademelerindeki momentler

Redüktör kademelerindeki moment genelde işletmede gereken çıkış momenti ile hesaplanır. Bu değerden verim derecesi ve çevirme oranı kullanılarak redüktörde istenilen noktadaki moment saptanır. Bu değer genelde pinyondaki moment olarak kademe için alınır. Bu normal olarak işletme durumu ve şartlarına göre mekanik kanunları ile hesaplanır. Burada dişli hesapları için gereken büyüklük hedefi saptırmamak için şartname değeri olarak alınmıştır.

Şart olarak gerekli max. çıkış momenti, $M_{Çımax}$ = 12’800 Nm verilmiştir. Bu momentle redüktör için geçerli kademe yani pinyon milindeki momentler hesaplanır.

3 ncü kademedeki moment; $M_{t3} = M_{Çımax}/(\eta_{M4} \,.\, \eta_{3K} \,.u_3) = 12'800 / (0{,}98 \,.\, 0{,}985 \,.\, 3{,}813)$

$\mathbf{M_{t3} = 3'477{,}8\ Nm}$

2 nci kademedeki moment; $M_{t2} = M_{t3}/(\eta_{2K} \,.u_2) = 3'477{,}8 / (0{,}985 \,.\, 4{,}333)$

$\mathbf{M_{t2} = 814{,}7\ Nm}$

1 nci kademedeki moment; $M_{t1} = M_{t2}/(\eta_{1K} \,.u_1) = 814{,}7 / (0{,}985 \,.\, 5{,}944)$

$\mathbf{M_{t1} = 139{,}1\ Nm}$

1.1.17.1.14 Redüktör kademelerindeki kuvvetler

Redüktör kademelerindeki kuvvetler denince kademedeki hesaplarda kullanılacak kuvvetler akla gelir. Bu kuvvetleri pinyonu etkileyen kuvvet olarak hesaplar, çarkın kuvvetlerinide bu kuvvetlerin reaksiyon kuvveti olarak buluruz.

1 nci kademedeki kuvvetler:

Çevre kuvveti F. 1.15, $F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{t1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 139100}{57{,}366}$ $F_{t1} = 4'851$ N

Radyal kuvvet F. 1.18, $F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha_n}{\cos \beta_1} = \frac{4'851 \cdot 0{,}36397}{0{,}941326}$ $F_{r1} = 1'876$ N

Eksenel kuvvet F. 1.19, $F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \beta_1 = 4'851 \,.\, 0{,}358536$ $F_{a1} = 1'739$ N

2 nci kademedeki kuvvetler:

Çevre kuvveti $F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{t2}}{d_2} = \frac{2 \cdot 814730}{92{,}952}$ $F_{t2} = 17'530$ N

Radyal kuvvet $F_{r2} = \frac{F_{t2} \cdot \tan \alpha_n}{\cos \beta_2} = \frac{17'530 \cdot 0{,}36397}{0{,}968246}$ $F_{r2} = 6'590$ N

Eksenel kuvvet $F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \beta_2 = 17'530 \,.\, 0{,}258199$ $F_{a2} = 4'526$ N

3 nci kademedeki kuvvetler:

Çevre kuvveti $F_{t3} = \frac{2 \cdot M_{t3}}{d_3} = \frac{2 \cdot 3477800}{130{,}006}$ $F_{t3} = 53'502$ N

Radyal kuvvet $F_{r3} = \frac{F_{t3} \cdot \tan \alpha_n}{\cos \beta_3} = \frac{53'502 \cdot 0{,}36397}{0{,}984568}$ $F_{r3} = 19'778$ N

Eksenel kuvvet $F_{a3} = F_{t3} \cdot \tan \beta_3 = 53'502 \,.\, 0{,}177744$ $F_{a3} = 9'510$ N

Böylece takım tezgahı redüktörü için gereken ilk ölçüler ve analiz tamamlanmış olur.

1.1.17.2 Takım tezgahı redüktörü ilk ölçüleri

1.1.17.2.1 1. Kademe değerleri

Tanımı	Birim	Sembol	Pinyon	Çark
Diş sayısı		$z_{11,21}$ =	18	107
Modül	mm	m_{n1} =	3	
Kavrana açısı	°	α_{n1} =	20	
Çevirme oranı		u_1 =	5,944	
Diş genişliği	mm	$b_{11,21}$ =	65	60
Helis açısı	°	β_1 =	19,7246°	
Helis yönü			sağ	sol
Diş açma kalitesi			DIN 8	
Eksenler mesafesi	mm	a_1 =	200	
Devir sayısı	d/s	$n_{11,21}$ =	24,3	3,7
Malzeme, İslah çeliği			42 CrMo 4	42 CrMo 4
Elastiklik modülü	N/mm^2	E_{din} =	210’000	210’000
Diş dibi mukavemet değeri	N/mm^2	σ_{Flim} =	310	310
Diş yanağı mukavemet değeri	N/mm^2	σ_{Hlim} =	1’100	1’100
Çevresel 0,5 mm derinlikte alevle diş dibi dahil sertleştirilmiş		HB	525	525
Moment (hesaplar için geçerli, pinyon)	Nm	M_{t1} =	139,1	–
Çevre kuvveti	N	F_{t1} =	4’851	–

1.1.17.2.2 2. Kademe değerleri

Tanımı	Birim	Sembol	Pinyon	Çark
Diş sayısı		$z_{12,22}$ =	18	78
Modül	mm	m_{n2} =	5	
Kavrana açısı	°	α_{n2} =	20°	
Çevirme oranı		u_2 =	4,333	
Diş genişliği	mm	$b_{12,22}$ =	113	105
Helis açısı	°	β_2 =	14,4775°	
Helis yönü			sol	sağ
Diş açma kalitesi			DIN 8	
Eksenler mesafesi	mm	a_2 =	250	
Devir sayısı	d/s	$n_{12,22}$ =	3,7	0,9
Malzeme, İslah çeliği			42 CrMo 4	42 CrMo 4
Elastiklik modülü	N/mm^2	E_{din} =	210’000	210’000
Diş dibi mukavemet değeri	N/mm^2	σ_{Flim} =	310	310
Diş yanağı mukavemet değeri	N/mm^2	σ_{Hlim} =	1’100	1’100
1 nci kademe gibi sertleştirilmiş		HB	525	525
Moment (hesaplar için geçerli, pinyon)	Nm	M_{t2} =	814,7	–
Çevre kuvveti	N	F_{t2} =	17’530	–

1.1.17.2.3 Kademe değerleri

Tanımı	Birim	Sembol	Pinyon	Çark
Diş sayısı		$z_{13,23}$ =	16	61
Modül	mm	m_{n3} =	8	
Kavrana açısı	°	α_{n3} =	20°	
Çevirme oranı		u_3 =	3,813	
Diş genişliği	mm	$b_{13,23}$ =	150	140
Helis açısı	°	β_3 =	10,0787°	
Helis yönü			sağ	sol
Diş açma kalitesi			DIN 8	
Eksenler mesafesi	mm	a_3 =	315	
Devir sayısı	d/s	$n_{13,23}$ =	0,9	0,9
Malzeme, İslah çeliği			42 CrMo 4	42 CrMo 4
Elastiklik modülü	N/mm^2	E_{din} =	210’000	210’000
Diş dibi mukavemet değeri	N/mm^2	σ_{Flim} =	310	310
Diş yanağı mukavemet değeri	N/mm^2	σ_{Hlim} =	1’100	1’100
Çevresel 0,5 mm derinlikte alevle diş dibi dahil sertleştirilmiş		HB	525	525
Moment (hesaplar için geçerli, pinyon)	Nm	M_{t3} =	3’477,8	–
Çevre kuvveti	N	F_{t3} =	53’502	–

1.2 Silindirik dişlilerde mukavemet hesapları

Burada verilen bilgiler ilk önce silindirik dişlilerin hesaplanmasında geçerlidir. Diğer dişli tiplerine biraz değişikle uygulanabilir. Bunu ilerde diğer dişli tiplerinde göreceğiz.

Düz dişliler helis dişlilerin özel hali olarak kabul edilmiştir, yani helis açısı $\beta = 0°$ dir. Bütün formül ve tanımlar temel olarak helis dişliler için yapılmış olup, düz dişliler için helis açısı $\beta = 0°$ yerleştirilip formül ve tanımlamalar geçerli kılınır.

Dişli hesaplarını etkileyen faktörlerin seçimi ve kabulünde çeşitli metotlar vardır ve bunlar DIN de **A** dan **E** ye kadar sınıflandırılmıştır. En doğru hesaplama metodu A olup diğerleri sırasıyla pratikte kullanıldıkları yere göre basitleştirilmiştir. Burada yapılan hesaplarda, bu metotlardan DIN3990T1 de verilmiş olan "**C Metodu**" kullanılmıştır. Genel olarak bu metot kritik devir sayısının altında işleyen, dolu diskli kademeler için kullanılır. Özel kiritik hesaplarda duruma göre bir önceki metot kabul edilir. Dişli geometrisi DIN 3960 a göre hesaplanmıştır.

Dişlide mukavemet hesaplarının yapılabilmesi için temel ve geometrik ölçülerin tamamen yapılmış olması ve bilinmesi gereklidir. Mukavemet hesapları sonucu bu değerler değiştirilirse, hesaplar yeni değerlerle yeniden yapılır. Devamlı olarak tekrarladığımız prensip buradada geçerlidir. Mukavemet hesapları bir yandan iterasyon diğer yandanda kısır döngü hesabıdır. İyi niyetle baştan, bilgi ve tecrübelere dayanılarak, büyüklükler ve ölçüler seçilir ve mukavemet hesapları ile doğrulukları araştırılır. Seçimler şanş eseri ya doğru bulunur, o zaman problem yoktur, veya yeniden ölçülendirilip hesaplar tekrar edilir. Ta ki hesaplar ve ölçüler birbirini tutana kadar.

Dişlilerde mukavemet kontrolu, şu üç yönde yapılan hesaplara dayanır:

1. Diş dibi kırılma mukavemet hesabı
2. Diş yanaklarında yüzey basıncı hesabı
3. Yanakların aşınma hesabı

1.2.1 Diş dibi kırılma mukavemet hesabı

Şurası bir gerçektirki, yüzden fazla dişi olan bir dişlide, bir diş dahi kırılsa o dişli artık fonksiyonunu yerine getiremez. Genelde dişler, diş dibinden kırılır. Bu kırılma şekle göre, ya devamlı yüklenme veya fazla yüklenme sonucu meydana gelir. Devamlı yüklenme kırılmalarının sebepleri; taşlanma ve işleme hasarları (küçük izler ve çentikler), diş dibi yuvarlağındaki küçük işleme hataları, sertleştirme sınırlarında meydana gelen metalurjik çentikler, v. b.

Bu hatalara karşı alınacak önlemler şunlardır:

- Büyük modül, yani küçük diş sayısı " z " ,
- Helis dişli,
- Diş dibinin sertleştirilmesi,
- Pozitif diş düzeltmesi, pozitif profil kaydırması,
- Bilinçli diş dibi kavisi hesaplanması ve imali,
- Diş dibi kavisinin küçük saçmalarla kumlanması,
- Milin ve yataklarının rijitlendirilmesi.

Diş dibi kırılma mukavemet hesabı, dişlinin emniyetli diş dibi mukavemet değerine göre yapılır. Hesaplama şu şekilde yapılır. İspat edilmesi gereken şart şudur:

$$S_{Fhe} = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_{Fhe}} \geq S_{FGER} \qquad \text{F. 1.24}$$

S_{Fhe}	[-]	Hesaplanan diş dibi kırılma emniyet faktörü
σ_{Fhe}	N/mm^2	Hesaplanan diş dibi kırılma gerilimi
σ_{FG}	N/mm^2	Malzemenin diş dibi kırılma mukavemeti
S_{FGER}	[-]	Gerekli diş dibi kırılma emniyet faktörü

1.2.1.1 Hesaplanan diş dibi kırılma gerilimi " σ_{Fhe} "

Diş dibi kırılma gerilimi pinyon σ_{Fhe1} ve çarka σ_{Fhe2} göre ayrı ayrı hesaplanır.

$$\sigma_{Fhe} = \sigma_{FYe} \cdot K_{İŞ} \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \qquad \text{F. 1.25}$$

σ_{Fhe}	N/mm^2	Hesaplanan diş dibi kırılma gerilimi
σ_{FYe}	N/mm^2	Yerel diş dibi kırılma gerilimi

Kuvvet faktörleri

$K_{İŞ}$	[-]	İşletme faktörü
K_V	[-]	Dinamik faktör
$K_{F\beta}$	[-]	Yük dağılma faktörü
$K_{F\alpha}$	[-]	Alın yükü dağılma faktörü

Yerel diş dibi kırılma gerilimi " σ_{FYe} "

Yerel diş dibi kırılma gerilimi " σ_{FYe} " şu şekilde bulunur:

$$\sigma_{FYe} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \qquad \text{F. 1.26}$$

σ_{FYe}	N/mm^2	Yerel diş dibi kırılma gerilimi

Form faktörleri

Y_{Fa}	[-]	Form faktörü
Y_{Sa}	[-]	Çentik faktörü
Y_ε	[-]	Yük payı faktörü
Y_β	[-]	Helis açısı faktörü

Burada verilmiş olan faktörleri tek tek ele alıp inceleyelim.

Silindirik dış alın dişlilerin hesabı şu şartların kabulü ile DIN3990T1 de işaretlenen "C Metodu" kullanılarak yapılmıştır. Bu şartlara uymayan dişli hesaplarının özel metotlarla yapılmasını öneririm.

Silindirik dış alın dişlilerinin hesaplama şartları:

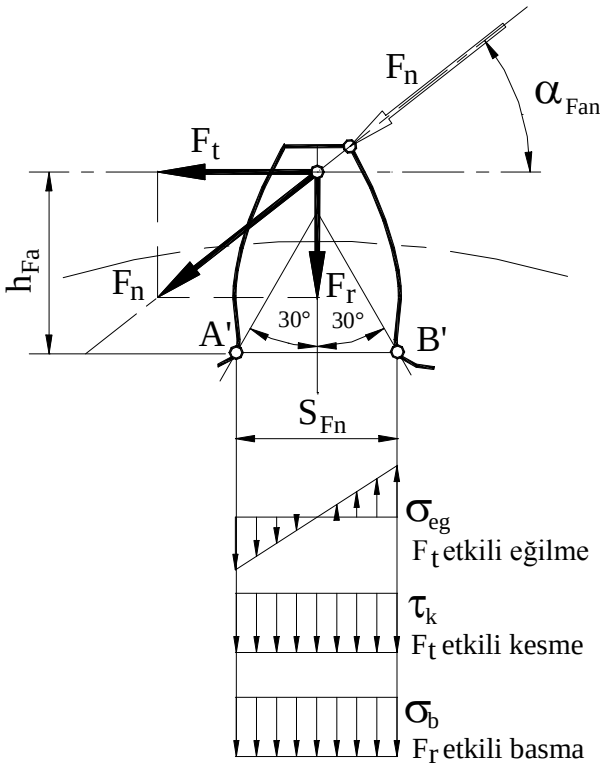
1. Diş tabanı genişliği, 30° li teğetlerin taban kavisine değim noktaları arasıdır.
2. Referans profilinin kafa kavisi belirli bir sayıdır ve sıfır değildir ($\rho_{a0} \neq 0$),
   - Diş üstü çapındaki kavrama açısı α_{Fan} , eşdeğer düz dişlinin diş üstü çapındaki kavrama açısından faydalanılarak hesaplanacağı,
   - kuvvet kolu " h_{Fa} " diş üstünde dişi zorlayan kuvvetin diş kalınlığı orta eksenini kestiği nokta ile 30° li teğetin diş dibi kavisine değdiği nokta arasındaki mesafe olduğu,

kabul edilmiştir.

1.2.1.1.1 Form faktörleri

1.2.1.1.1.1 Form faktörü " Y_{Fa} "

Form faktörü " Y_{Fa} " diş dibi mukavemet momentini ve diş dibini eğilmeye çalıştıran çevre kuvvetinin diş dibini etkilediği moment kolunun büyüklüğünü ve diş dibi genişliğini göz önüne alan bir faktördür. Bu faktör karşıt dişlinin hiçbir etkisi olmaksızın diş formunun diş dibi gerilimine olan etkisini gösterir.



Şekil. 1.26, Dişde gerilim dağılımı

DIN 3990 T3 e göre kopma, eğilme geriliminin çekme tarafı olan B' noktasında başlar. Burada toplam "von Mises" gerilimini yazarsak:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{(\sigma_{eg} - \sigma_b)^2 + 3(\alpha_0 \cdot \tau_k)^2}$$

Burada basma σ_b ve kesme τ_k gerilimleri dikkate alınmayıp, birbirlerini karşıladıkları var sayılarak, sıfır kabul edilirler.

Böylece formülümüz pratikte kullanılan haline gelir.

$$\sigma_{VM} = \sigma_{eğ} = \frac{M_{eğ}}{W_{eğ}}$$

Buradaki değerleri yazacak olursak;

$$M_b = F_t \cdot h_{Fa} = F_n \cdot \cos\alpha_{Fan} \cdot h_{Fa}$$

$$W_b = \frac{b \cdot S_{Fn}^2}{6}$$

Bu değerleri yerleştirirsek;

$$\sigma_{eğ} = \frac{6 \cdot F_n \cdot \cos\alpha_{Fan} \cdot h_{Fa}}{b \cdot S_{Fn}^2}$$

Formülünü buluruz. Hesaplarda kullanılan teğetsel çevre kuvveti F_t ve diş üstünde etki gösteren normal kuvvet F_n taksimat dairesinde sabit büyüklük olarak kalırlar.

$F_t = F_n \cdot \cos\alpha_n$ buradan F_n hesaplanır $F_n = \frac{F_t}{\cos\alpha_n}$ ve yukarıdaki formülde yerleştirilir.

$$\sigma_{eğ} = \frac{6 \cdot F_t \cdot \cos\alpha_{Fan} \cdot h_{Fa}}{\cos\alpha_n \cdot b \cdot S_{Fn}^2}$$

Elde edilen bu formülü "m_n / m_n" ile çarparsak formülümüz şu şekilde ortaya çıkar:

$$\sigma_{eğ} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot \frac{6 \cdot m_n \cdot h_{Fa} \cdot \cos\alpha_{Fan}}{\cos\alpha_n \cdot S_{Fn}^2}$$

Bu formülde $F_t/b.m_n$ bilinen büyüklüklerdir. Formülün geri kalan kısmı hesaplanması gereken ve dişlinin profil şeklinin etkilediği bir değerdir. Bu büyüklüğü " **Form faktörü**" olarak adlandıralım. Bu faktör ya hesap programları ile detaylı hesaplanır veya önceden hesaplanmış ve diyagram olarak hazırlanmış tablolardan okunur. Tablo 1.22 den, DIN standartlarından veya literatürden okunan form faktörü değerleri pratikte yapılan hesaplar için yeterlidir. Bu formülü " m_n^2 " ile genişletirsek form faktörü formülünü buluruz.

$$\boxed{Y_{Fa} = \frac{6 \cdot \frac{h_{Fa}}{m_n} \cdot \cos\alpha_{Fan}}{\left(\frac{S_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cdot \cos\alpha_n}} \qquad \text{F. 1.27}$$

Y_{Fa}	[-]	Form faktörü
h_{Fa}	mm	Kuvvet kolu
α_{Fan}	°	Diş üstü kavrama açısı
S_{Fn}	mm	Diş dibi genişliği
m_n	mm	Normal modül
α_n	°	Normal kavrama açısı

Form faktörünü hesaplamak için formülde verilen bütün değerleri sırasıyla hesaplayalım.

Kuvvet kolu " h_{Fa} "

Diş dibi kırılma mukavemet hesabında kullanılan kuvvet kolu " h_{Fa} " diş üstünde dişi zorlayan kuvvetin diş kalınlığı orta eksenini kestiği nokta ile 30° li teğetin diş dibi kavisine değdiği nokta arasındaki mesafedir. Bu değerin normal modül ile olan oranının hesabı şu formülle yapılır:

$$\frac{h_{Fa}}{m_n} = \frac{z_n}{2} \cdot \left(\frac{\cos(\alpha_n)}{\cos(\alpha_{Fan})} - \cos\left(\frac{\pi}{3} - \vartheta\right) \right) + 0{,}5 \cdot \left(\frac{\rho_{a0}}{m_n} - \frac{G}{\cos\vartheta} \right) \qquad \text{F. 1.28}$$

h_{Fa}	mm	Kuvvet kolu
m_n	mm	Normal modül
z_n	[-]	Eşdeğer diş sayısı
α_{Fan}	°	Diş üstü kavrama açısı
ϑ	[-]	İşleme usulü faktörü
ρ_{a0}	mm	Takımın diş üstü kavis yarı çapı
α_n	°	Normal kavrama açısı
G	[-]	İşleme takımı faktörü

Diş üstü çapında zorlayan kuvvetin kavrama açısı "α_{Fan}"

Diş üstü çapında zorlayan kuvvetin kavrama açısı "α_{Fan}" eşdeğer düz dişlinin diş üstü çapındaki kavrama açısından faydalanılarak şu şekilde hesaplanır:

$$\alpha_{Fan} = \alpha_{an} - \gamma_a$$

Eşdeğer düz dişlinin diş üstü çapındaki kavrama açısı "α_{an}"şu büyüklüktedir.

$$\alpha_{an} = \arccos\left(\frac{d_{bn}}{d_{an}}\right)$$

Yardımcı açı "γ_a" şu formülle hesaplanır:

$$\gamma_a = \frac{1}{z_n} \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot \tan\alpha_n \right) + \mathrm{inv}\alpha_n - \mathrm{inv}\alpha_{an}$$

Eşdeğer düz dişlinin diş üstü çapı "d_{an}" şu formülle hesaplanır:

$$d_{an} = d_n + d_a - d$$

Teoretik normal taksimat dairesi "d_n" temel dişli kanununa göre, modül ile diş sayısının çarpımından elde edilir:

$$d_n = m_n \cdot z_n$$

Teoretik temel dairesi çapı “d_{bn}“ şudur:

$$d_{bn} = d_n \cdot \cos\alpha_n$$

İşleme usulü faktörü "ϑ"

Yardımcı büyüklük işleme usulü faktörü “ϑ“, işleme usulünü göz önüne alan bir faktördür ve şu iterasyon formülü ile belirlenir:

$$\vartheta = \frac{2 \cdot G}{z_n} \cdot \tan\vartheta - H$$

Çözüm için başlangıçta "ϑ = π/6 " kabul edilmesi önerilir.

Yardımcı büyüklük "H" şu şekilde hesaplanır:

$$H = \frac{2}{z_n} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - \frac{\pi}{3}$$

Buradaki yardımcı faktör " E " normal diş açma takımı için (yani diş yanağını taşlama payı ile açmayan referans profilli takımlar için) şu şekilde hesaplanır:

$$E = \frac{\pi}{4} m_n - h_{a0} \cdot \tan\alpha_n - (1 - \sin\alpha_n) \cdot \frac{\rho_{a0}}{\cos\alpha_n}$$

Referans profilimizde kabul ettiğimiz takımın kafa kavis yarı çapı ρ_{a0} ve diş yüksekliği normal modüle göre şu büyüklüktedir.

$$\rho_{a0} = 0{,}25 \cdot m_n \quad \text{ve} \quad h_{a0} = 1{,}25 \cdot m_n$$

İşleme takımı faktörü "G"

Profil kaydırması ve referans profili değerlerinin, yani işleme takımının ölçülerinin etkisini katkılamak için işleme takımı faktörü “G” yardımcı faktör olarak kullanılır. Bu faktörün değeri şu şekilde bulunur:

$$G = \frac{\rho_{a0}}{m_n} - \frac{h_{a0}}{m_n} + x$$

Kabul edilen referans profili büyüklükleri bu formülde yerleştirilirse;

$$G = \frac{0{,}25 \cdot m_n}{m_n} - \frac{1{,}25 \cdot m_n}{m_n} + x$$

sonuçta şu formül elde edilir:

$$G = x - 1$$

Diş dibi genişliği " S_{Fn} "

Diş dibi kırılma mukavemet hesabında kullanılan diş dibi genişliği "S_{Fn}", 30° li teğetlerin diş dibi kavisine değdiği noktalar arasındaki mesafedir. Bu değerin normal modül ile olan oranının (S_{Fn}/m_n) hesabı, şu formülle yapılır:

$$\frac{S_{Fn}}{m_n} = z_n \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3} - \vartheta\right) + \sqrt{3} \cdot \left(\frac{G}{\cos\vartheta} - \frac{\rho_{a0}}{m_n}\right) \qquad \text{F. 1.29}$$

S_{Fn}	mm	Diş dibi genişliği
m_n	mm	Normal modül
z_n	[-]	Eşdeğer diş sayısı
ϑ	[-]	İşleme usulü faktörü
G	[-]	İşleme takımı faktörü
ρ_{a0}	mm	Takımın kafa kavis yarı çapı

Burada verilen bütün değerler kuvvet kolunda belirlenmiştir.

1.2.1.1.1.2 Çentik faktörü " Y_{Sa} "

Çentik faktörü "Y_{Sa}" , bu faktöre gerilim düzeltme faktörüde denilir. Bu faktör, diş dibi kavisinin yarattığı çentik etkisini, diş dibi kırılma gerilimi hesabına yansıtır.

Burada pratikte kullanılabilecek doğrulukta, kavrama açısı α_n = 20° için, yaklaşık değer hesabı yapılacaktır. Bu hesap yaklaşık olduğundan aynı düşünce ile daha çeşitli kavrama açıları ve iç dişli hesabındada kullanılabilinir. Aşağıda verilmiş olan formül F. 1.30 çentik değişkeni $1 \le q_s < 8$ değeri için geçerlidir. Hesaplarda bunun konrtrolü önemle salık verilir.

$$Y_{Sa} = (1{,}2 + 0{,}13 \cdot L_a) \cdot q_s^{\frac{1}{1{,}21 + \frac{2{,}3}{La}}} \qquad \text{F. 1.30}$$

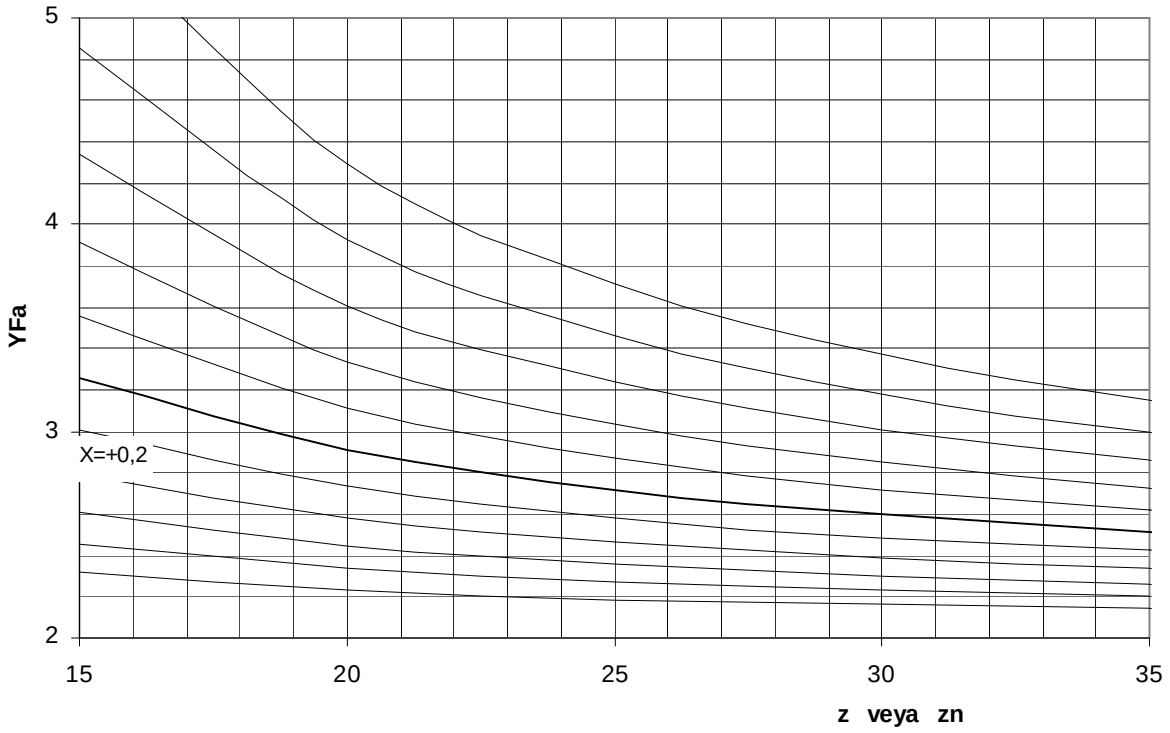
Y_{Sa}	[-]	Çentik faktörü
L_a	[-]	Diş dibi genişliğinin kuvvet koluna oranı
q_s	[-]	Çentik değişkeni

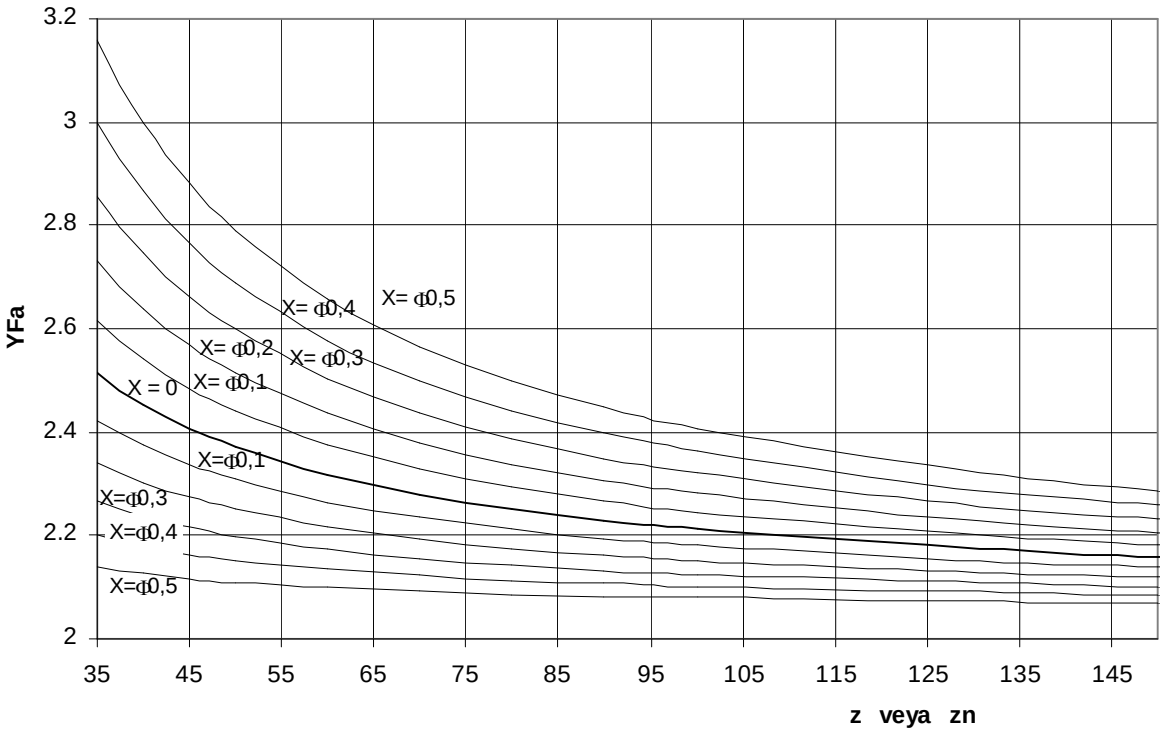
Diş dibi genişliğinin kuvvet koluna oranı "L_a"

Diş dibi genişliğinin kuvvet koluna oranı "L_a" şu şekilde hesaplanır:

$$L_a = \frac{S_{Fn}}{h_{Fa}} = \frac{S_{Fn}/m_n}{h_{Fa}/m_n} \qquad \text{F. 1.31}$$

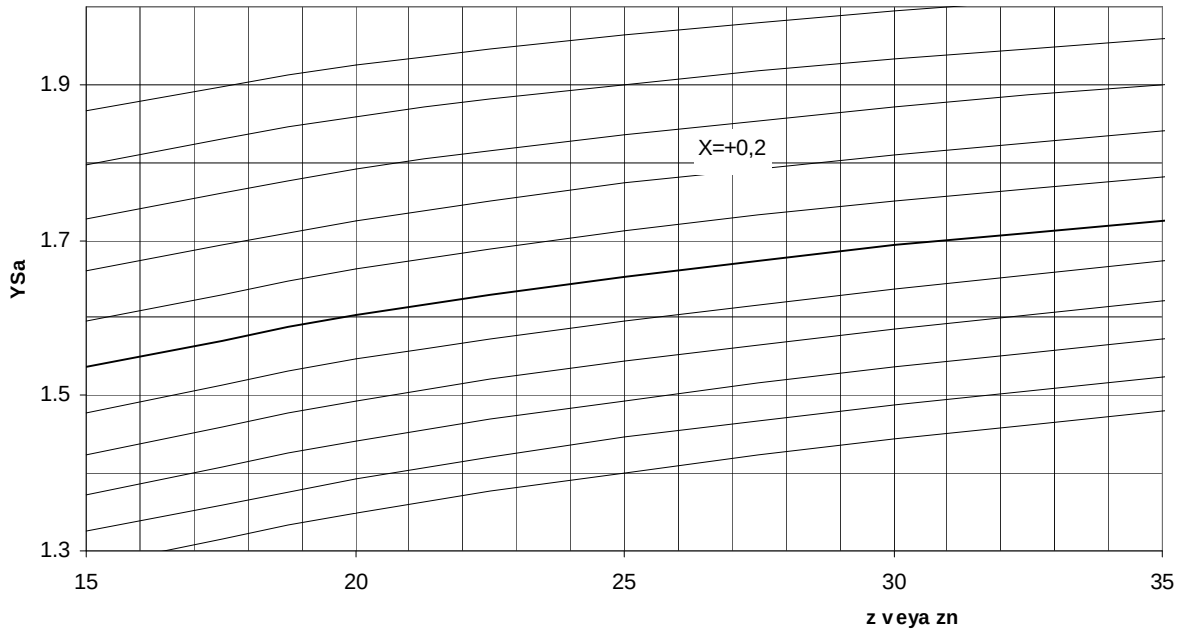
Tablo 1.22, Form faktörü " Y_{Fa} "

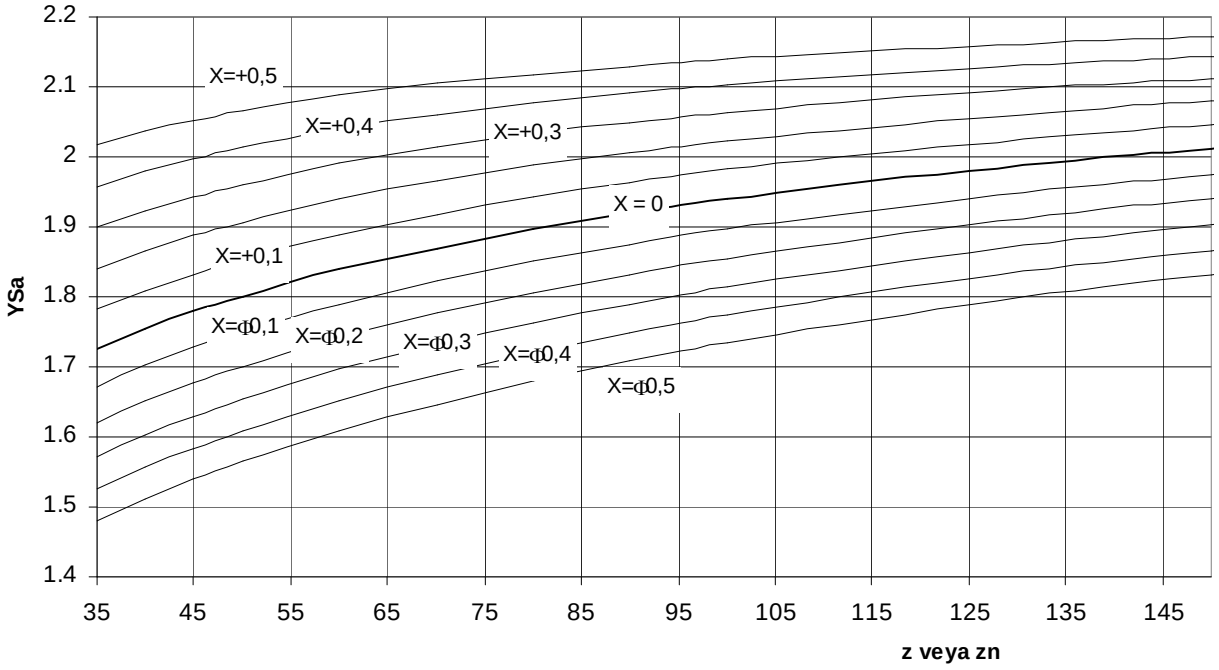




Bu diyagramda verilen değerler şu şartlarla geçerlidir: Referans profili DIN867/TS612 ye göre, Kavrama açısı α_n = 20°, Baş yüksekliği $h_a = m_n$ Taban derinliği $h_t = 1{,}25.m_n$, Dib kavisi $r_t = 0{,}25.m_n$ Bu diyagram yukarıda verilmiş olan formüllerle pratikte kullanılan büyüklükler için yapılmıştır. Özel hallerde Y_{Fa} değerinin formüllerle hesaplanması önerilir.

Tablo 1.23, Çentik faktörü “ Y_{Sa} “





Bu diyagramda verilen değerler şu şartlarla geçerlidir: Referans profili DIN867/TS612 ye göre, Kavrama açısı $\alpha_n = 20°$, Baş yüksekliği $h_a = m_n$ Taban derinliği $h_t = 1{,}25.m_n$, Dib kavisi $r_t = 0{,}25.m_n$ Bu diyagram yukarıda verilmiş olan formüllerle pratikte kullanılan büyüklükler için yapılmıştır. Özel hallerde Y_{Fa} değerinin formüllerle hesaplanması önerilir.

Çentik değişkeni "qs"
Çentik değişkeni "q_s" şu şekilde hesaplanır:

$$q_s = \frac{S_{Fn}}{2 \cdot \rho_F} = \frac{(S_{Fn} / m_n) \cdot m_n}{2 \cdot \rho_F} \qquad \text{F. 1.32}$$

Diş dibi yarı çapı "ρ_t"
30° teğetlerinin diş dibi kavisine değdiği noltadaki diş dibi yarı çapı "ρ_t"şu şekilde hesaplanır:

$$\rho_t = \rho_{a0} + \frac{2 \cdot m_n \cdot G^2}{\cos\vartheta \cdot \left(z_n \cdot \cos^2\vartheta - 2 \cdot G\right)} \qquad \text{F. 1.33}$$

Çentik faktörü "Y_{Sa}" daha önce diyagram olarak hazırlanmış tablolardan okunur.
Tablo 1.23 den, DIN standartlarından veya literatürden okunan değerler pratikte yeterlidir.

1.2.1.1.1.3 Yük payı faktörü " Y_ε "

Yük payı faktörü "Y_ε" dişi etkileyen kuvvetin dişüstü çapında etkileme düzeltmesini sağlar. Yük payı faktörünü hesaplayan formül $\varepsilon_{\alpha n}$<2 için geçerlidir.

$$Y_\varepsilon = 0{,}25 + \frac{0{,}75}{\varepsilon_{\alpha n}} \qquad \text{F. 1.34}$$

Y_ε	[-]	Yük payı faktörü
$\varepsilon_{\alpha n}$	[-]	Eğik dişlide profil kavrama oranı

$$\varepsilon_{\alpha n} = \varepsilon_\alpha / \cos^2\beta_b \qquad \text{F. 1.35}$$

$\varepsilon_{\alpha n}$	[-]	Eğik dişlide profil kavrama oranı
ε_α	[-]	Düz dişlide profil kavrama oranı
β_b	°	Temel dairesinde eğiklik açısı

Düz dişlide profil kavrama faktörü "ε_α" hesaplanması yanısıra, sıfır dişliler, V-Sıfır-Kademe ve V-Kademeler için DIN 3990 daki veya literatürdeki tablolardan okunabilir.

1.2.1.1.1.4 Helis faktörü " Y_β "

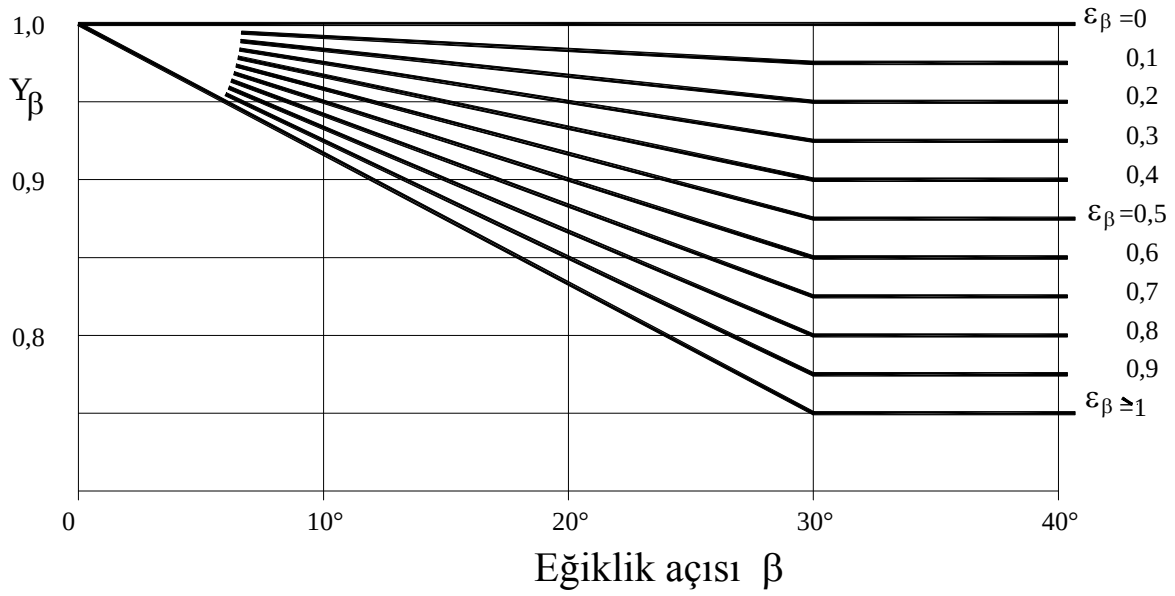
Helis faktörü " Y_β " kuvvet dağılımının eğik ve düz dişlideki farkını belirtir. Helis faktörü "Y_β" çeşitli durumlara göre hesaplanır. Eğer $\varepsilon_\beta \geq 1$ ise daima $\varepsilon_\beta = 1$ olarak kabul edilir. Eğer $\beta \leq 30°$ ise daima $\beta = 30°$ kabul edilir ve F. 1.36 ile, değilse F. 1.36 ile hasaplanır. Bu değer pratiktikte yapılan kaba hesaplarda kullanmak için Tablo 1.24 den ve DIN 3990, T3 den okunabilir.

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120} \qquad \text{F. 1.36}$$

$$Y_\beta = 1 - 0{,}25 \cdot \varepsilon_\beta \qquad \text{F. 1.37}$$

Y_β	[-]	Helis faktörü
ε_β	1	Helis kavrama oranı
β	°	Helis açısı

Tablo 1.24, Helis faktörü



1.2.1.1.2 Kuvvet faktörleri

1.2.1.1.2.1 İşletme faktörü " $K_{İŞ}$ "

İşletme faktörü " $K_{İŞ}$ " dişli çarkın kullanıldığı yerdeki kuvvetin dalgalanması ve tahrik cıhazı ile tahrik edilen makinanın zorlanma dalgalanmalarını belirler.

Eğer hesaplanancak kademe veya redüktör için işletme faktörüne ait özel şartlar, ölçme değerleri veya tecrübeler sonucu belirlenmiş bir katsayı yoksa, aşağıda verilen Tablo 1.25 den gerekli değerler alınır. Bu değerler küçük dalgalanmalı veya devamlı aynı halde zorlanan işletmeler için geçerlidir. Çok yüksek başlangıç momentli, çok anormal darbeli işletmelerde kademenin statik ve zamana bağlı mukavemet hesaplarının ciddi olarak ele alınıp, detaylı yapılması işletmenin sihhati bakımından önemlidir.

Tablo 1.25, İşletme faktörü “ $K_{İŞ}$ “

Tahrik eden makina					
Ağır yüklemeli, kuvvetli darbeli. Örneğin: Tek silindirli motorlar					**Sıra**
Orta yüklemeli, normal darbeli. Örneğin: Çok silindirli motorlar					
Hafif yüklemeli, düzenli darbeli. Örneğin: Düzenli fakat sık sık çalıştırılan makinalar					
Düzenli yüklemeli. Örneğin: Elektrik motorları, Buhar ve Gas türbini					
Tahrik edilen makina					
Düzenli yüklemeli: Örneğin: Ray üzerinde yürüyüşler, jeneratörler, lastik bantlı konveyyörler, hafif yük asansörleri, ceraskallar, kavaletalı götürücüler, saç bükme makinaları, giyotin makaslar, takım tezgahları ana tahriki, döner fırınlar, dokuma tezgahları, sargı makinaları, basma ve boyama makinaları, yoğurma makinaları.	1,0	1,1	1,25	1,5	1
Hafif yüklemeli, düzenli darbeli: Örneğin: Yol inşaat mak., yük asansörleri, çelik bantlı konveyyörler, inşaat asansörleri, kaldırma re-düktörleri, dönüş mekanizmaları, tambur kurutucu-lar, boru hattı pompaları, betoniyerler, planya mak., karıştırıcılar, santrfujlar (hafif), pistonlu ve turbo kompresörler, yıkama makinaları, emiş pompaları.	1,25	1,35	1,5	1,75	2
Orta yüklemeli, normal darbeli: Örneğin: (Kimya) Hafif akışkanlı çalkalayıcılar, santrfujlar (ağır), (kaldırma ve iletme) Lastik bantlı konveyyörler, kovalı elevatörler, (çeşitli) vantilatörler, ağaç işleme mak., vinç yürüyüşleri, dönüş tertibatları, takım tezgahları yardımcı tahrikleri, şişe ve kavanoz doldurma makinaları, ambalaj makinaları, hafif akışkan türbinler.	1,50	1,60	1,75	2,00 veya daha büyük	3
Ağır yüklemeli, kuvvetli darbeli: Örneğin: (Ekskavatörler) zincir kovalı ekskavatörler, paletli yürüyüşler, kovalı çarklar, kesici kafalar, (Petrol) kuyu açma mekanizmaları, (kaldırma ve iletme) insan asansörleri, eğik asansörler, (kauçuk mak.) yoğurma ve silindirleme makinaları, (vinç) bum ve yük kaldırma, (metal işleme) şahmerdanlar, planyalar, presler, makaslar, sıcak basma presleri, haddeler, (tahta sanayii) yontma tamburları ve makinaları, şerit testereler, (çeşitli) tuğla ve briket presleri, şeker kamışı öğütücüleri, pistonlu pompalar ve kompresörler, kırıcılar, değirmenler-	1,75	1,85	2,00	2,25 veya daha büyük	4
Sütun	1	2	3	4	

1.2.1.1.2.2 Dinamik faktör “ K_V “

Dinamik faktör “K_V“ dişli çarkların işletmede çalışırken doğurdukları titreşimlerin etkisini hesaba katar.

Dinamik faktörü "K_V"nin analitik saptanması

Burada dikkat edilecek husus bu formüllerin geçerliliğidir. Eğer K_4 > 10m/s ise, buradaki formüller geçerli değildir ve hesaplar DIN 3990T1 e göre ayrıca yapılmalıdır.

Düz dişli için

$$K_{V\alpha} = 1 + \left(\frac{1{,}123 \cdot K_1}{K_{İŞ} \cdot F_t / b} + 0{,}0193 \right) \cdot K_4 \qquad \text{F. 1.38}$$

Helis dişli için

$$K_{V\beta} = 1 + \left(\frac{1{,}123 \cdot K_1}{K_{İŞ} \cdot F_t / b} + 0{,}0087 \right) \cdot K_4 \qquad \text{F. 1.39}$$

$$K_4 = 0{,}01 \cdot z_1 \cdot v_1 \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \leq 10\,m/s \qquad \text{F. 1.40}$$

$K_{V\alpha}$	[-]	Düz dişli için dinamik faktör
$K_{V\beta}$	[-]	Helis dişli için dinamik faktör
K_1	[-]	Kalite faktörü, Tablo 1.26
$K_{İŞ}$	[-]	İşletme faktörü, Tablo 1.25
F_t	N	Taksimat dairesinde çevre kuvveti
b	mm	Temas boyu
z_1	[-]	Pinyonun diş sayısı
v_1	m/s	Pinyonun çevre hızı

Tablo 1.26, Kalite faktörü “K_1“

DIN e göre kalite	6	7	8	9	10	11	12
K_1	8,5	13,6	21,8	30,7	47,7	68,2	109,1

Dinamik faktörü "K_V" nin tablodan saptanması

Dynamik faktörü $K_{V\alpha}$ oder $K_{V\beta}$ gayet kolay DIN 3990 daki tablolardan alınabilir. Tablodan bulunan değer F. 1.38 veya F. 1.39 ile bulunan değere göre daha kabadır. Önerimiz

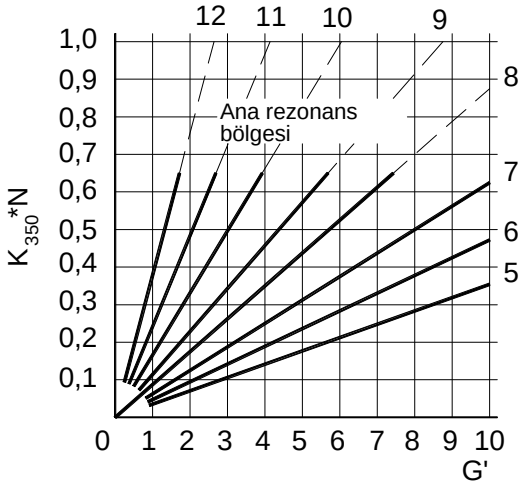
$$K_v = 1 + f_F \cdot (K_{350} \cdot N) \qquad \text{F. 1.41}$$

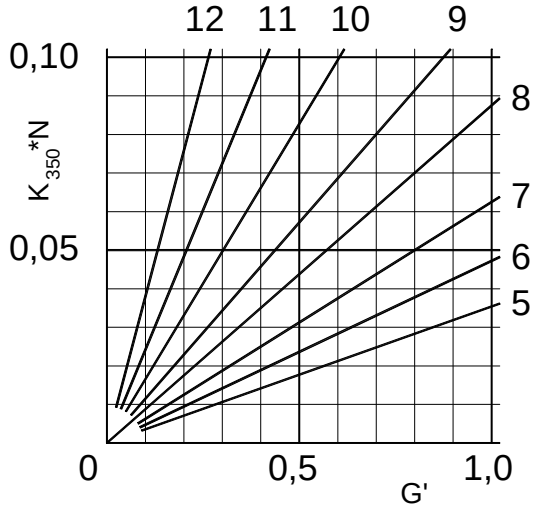
f_F	[-]	Düzeltme faktörü
$(K_{350}.N)$	[-]	Yardımcı değer

Tablo 1.27, Düz dişli için yük düzeltme faktörü f_F (ara değerler linear interpolirt)

DIN Kalitesi	Çizgisel yük ($K_A.F_t/b$) N/mm								DIN Kalitesi	Çizgisel yük ($K_A.F_t/b$) N/mm							
	≤100	200	350	500	800	1200	1500	2000		≤100	200	350	500	800	1200	1500	2000
3	1,61	1,19	1	0,93	0,86	0,83	0,81	0,80	**8**	2,95	1,59	1	0,77	0,56	0,45	0,40	0,35
4	1,81	1,24	1	0,90	0,82	0,77	0,75	0,73	**9**	3,09	1,63	1	0,75	0,53	0,41	0,36	0,31
5	2,15	1,34	1	0,86	0,74	0,67	0,65	0,52	**10**	3,22	1,67	1	0,73	0,50	0,37	0,32	0,27
6	2,45	1,43	1	0,83	0,67	0,59	0,55	0,51	**11**	3,30	1,69	1	0,72	0,48	0,35	0,30	0,24
7	2,73	1,52	1	0,79	0,61	0,51	0,47	0,43	**12**	3,37	1,71	1	0,72	0,47	0,35	0,27	0,22

Tablo 1.28, Düz dişli için ($K_{350}.N$) değeri

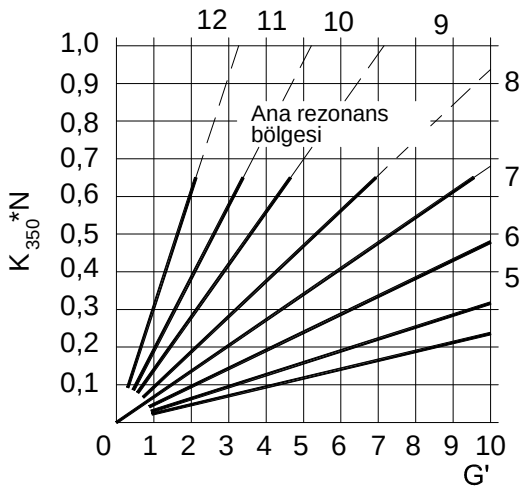


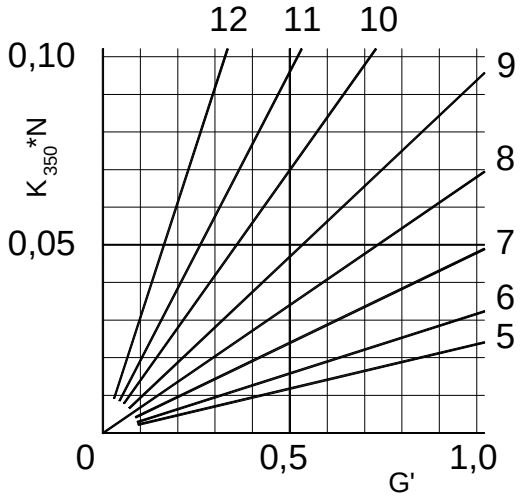


Tablo 1.29, Helis dişli için yük düzeltme faktörü f_F (ara değerler linear interpolirt)

DIN Kalitesi	Çizgisel yük ($K_A.F_t/b$) N/mm								DIN Kalitesi	Çizgisel yük ($K_A.F_t/b$) N/mm							
	≤100	200	350	500	800	1200	1500	2000		≤100	200	350	500	800	1200	1500	2000
3	1,96	1,29	1,00	0,88	0,78	0,73	0,70	0,68	**8**	3,19	1,66	1,00	0,74	0,51	0,38	0,33	0,28
4	2,21	1,36	1,00	0,85	0,73	0,66	0,62	0,60	**9**	3,27	1,68	1,00	0,73	0,49	0,36	0,30	0,25
5	2,56	1,47	1,00	0,81	0,65	0,56	0,52	0,48	**10**	3,35	1,70	1,00	0,72	0,47	0,33	0,28	0,22
6	2,82	1,55	1,00	0,78	0,59	0,48	0,44	0,39	**11**	3,39	1,72	1,00	0,71	0,46	0,32	0,27	0,21
7	3,03	1,61	1,00	0,76	0,54	0,42	0,37	0,33	**12**	3,43	1,73	1,00	0,71	0,45	0,31	0,25	0,20

Tablo 1.30, Helis dişli için (K_{350}.N) değeri





Yardımcı faktör $G' = 0{,}01 \cdot z_1 \cdot v_1 \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}}$

1.2.1.1.2.3 Alın yükü dağılma faktörü " $K_{F\alpha}$ ve $K_{H\alpha}$

Alın yükü dağılma faktörü "K_F" aynı anda çevre kuvvetinin ne kadar dişli tarafından taşındığını gösterir. "$K_{F\alpha}$" değeri diş dibi kırılmasında, "$K_{H\alpha}$" değeri diş yanakları yüzey basıncında kullanılır. Bir kademede dişli çiftinden biri normal öbürü sertleştirilmiş malzemedense ortalama değer kullanılması, çeşitli dişli kalitesi varsa kaba kalitenin alınması salık verilir.

Tablo 1.31, Alın yükü dağılma faktörü " $K_{F\alpha}$ ve $K_{H\alpha}$

Dişli kalitesi DIN 3962			Çizgisel yük ($K_A F_t / b$) in N/mm ≥ 100 N/mm							<100N/mm
			6	7	8	9	10	11	12	6 ... 12
1)*	Düz dişli	$K_{F\alpha}$ $K_{H\alpha}$	1,0		1,1	1,2	$1 / Y_\varepsilon \geq 1{,}2$ 3)* $1 / Z_\varepsilon^2 \geq 1{,}2$ 3)*			
	Helis dişli	$K_{F\alpha}$ $K_{H\alpha}$	1,0	1,1	1,2	1,4	$\varepsilon_{an} = \varepsilon_\alpha / \cos^2\beta_b \geq 1{,}4$ 3)*			
2)*	Düz dişli	$K_{F\alpha}$ $K_{H\alpha}$	1,0			1,1	1,2	$1 / Y_\varepsilon \geq 1{,}2$ 3)* $1 / Z_\varepsilon^2 \geq 1{,}2$ 3)*		
	Helis dişli	$K_{F\alpha}$ $K_{H\alpha}$	1,0		1,1	1,2	1,4	3)* $\varepsilon_{\alpha n} = \varepsilon_\alpha / \cos^2\beta_b \geq 1{,}4$		

1)* Semente ve çevresel sertleştirilmiş veya nitrasyonla sertleştirilmiş dişliler.
2)* Sertleştirilmemiş, normal malzemeye ayrıca hiçbir şekilde müdahale edilmemiş dişliler.
3)* Faktor verilen formül ile hesaplanır. Elde edilen değer eşitlikte verilen değerden küçük çıksada, eşitlikte verilen değer alınır.

Alın yükü dağılma faktörü " $K_{F\alpha}$, $K_{H\alpha}$ " nın analitik olarak hesaplanması:

Analitik olarak hesaplanan alın yükü dağılma faktörü " $K_{F\alpha}$, $K_{H\alpha}$ " nın değeri yaklaşıktır. Bu formüllerin bilgisayarda programlamak için kullanılmasında fayda vardır.

$\varepsilon_\gamma \le 2$ için

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = \frac{\varepsilon_\gamma}{2} \cdot \left(0{,}9 + 0{,}4 \cdot \frac{c_\gamma \cdot (f_{pe} - y_\beta)}{F_{orÇ} / b} \right) \ge 1 \qquad \text{F. 1.42}$$

$\varepsilon_\gamma > 2$ için

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 0{,}9 + 0{,}4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (\varepsilon_\gamma - 1)}{\varepsilon_\gamma}} \cdot \frac{c_\gamma \cdot (f_{pe} - y_\beta)}{F_{orÇ} / b} \qquad \text{F. 1.43}$$

ε_γ	[-]	Toplam kavrama oranı $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$
c_γ	N/(mm.μ)	Diş rijitliği faktörü, Tablo 1.32
f_{pe}	μm	Kavrama taksimatının en büyük sapma değeri
y_β	μm	Alışma değeri, Tablo 1.33
$F_{orÇ}$	N	Etkili olan çevre kuvveti

Tablo 1.32, Diş rijitliği faktörü "c_γ"

Dişli malzemesi	Çelik/Çelik	GS/GS	GGG/GGG	GG/GG
c_γ N/(mm.μ) olarak *)1	20	20	17	12

*)1 Eğer pinyon ve çarkın malzeleri değişik ise ortalama değer alınır.
Çelik/GGG c_γ = (20+17)/2 = 18,5 N/(mm.μ)

Kavrama taksimatının en büyük sapma değeri "f_{pe}"

$$f_{pe} = (4 + 0{,}315 \cdot (m_n + 0{,}25 \cdot \sqrt{d})) \cdot q_H \qquad \text{F. 1.44}$$

Etkili olan ortalama çevre kuvveti

$$F_{orÇ} = F_t \cdot K_{iŞ} \cdot K_{H\beta} \qquad \text{F. 1.45}$$

Şartlar:

Eğer $K_{H\alpha} > \varepsilon_\gamma / (\varepsilon_\alpha \cdot Z_\varepsilon^2)$ ise $K_{H\alpha} = \varepsilon_\gamma / (\varepsilon_\alpha \cdot Z_\varepsilon^2)$ alınır.

Eğer $K_{H\alpha} < 1{,}0$ ise $K_{H\alpha} = 1{,}0$ alınır.

$Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha)/3 \cdot (1 - \varepsilon_\beta) + \varepsilon_\beta / \varepsilon_\alpha}$ de $\varepsilon_\beta > 1$ için $\varepsilon_\beta = 1$ alınır.

Eğer $K_{F\alpha} > \varepsilon_\gamma / (\varepsilon_\alpha \cdot Y_\varepsilon)$ ise $K_{F\alpha} = \varepsilon_\gamma / (\varepsilon_\alpha \cdot Y_\varepsilon)$ alınır.

$Y_\varepsilon = 0{,}25 + 0{,}75 / \varepsilon_{\alpha n}$ Formülünde $\varepsilon_{\alpha n} = \varepsilon_\alpha / \cos^2 \beta$ alınır.

1.2.1.1.2.4 Yük dağılma faktörü " $K_{F\beta}$ ve $K_{H\beta}$ "

Yük dağılma faktörü "$K_{F\beta}$" diş genişliğindeki değişik yük dağılımını diş dibi kırılmasında, "$K_{H\beta}$" faktörüde yüzey basıncındaki etkisini gösterir. Bu faktor aynı zamanda imalat hataları ile elastik ve termik deformasyon etkilerinide içerir.

Yük dağılma faktörünü analitik olarak hesaplamak oldukça zor ve zahmetli bir işlemdir. Pratikte hazırlanmış tablolardan, DIN 3990 ve literatürde verilmiş olan tablolardan, değerlerin alınmasında sakınca yoktur.

Yük dağılma faktörü " $K_{F\beta}$ "

$$K_{F\beta} = \left(K_{H\beta}\right)^N \qquad \text{F. 1.46}$$

$K_{F\beta}$	[-]	Diş dibi kırılmasında yük dağılma faktörü
$K_{H\beta}$	[-]	Diş yüzey basıncında yük dağılma faktörü
N	[-]	Temas boyu ile diş yüksekliği oranı faktörü

Eğer diş genişliğinin diş yüksekliğine oranı $3 > b/h > 12$ ise $K_{F\beta} = K_{H\beta}$ eşittir, bu N = 1 demektir, yoksa kuvvet N şu şekilde hesaplanır.

$$N = \frac{\left(\frac{b}{h}\right)^2}{1 + \left(\frac{b}{h}\right) + \left(\frac{b}{h}\right)^2} \qquad \text{F. 1.47}$$

b	mm	Dişlide temas boyu
h	mm	Diş yüksekliği

Diş yüksekliği " h " referans profilindeki kabule göre $h \approx 2{,}25 \cdot m_n$ dir.

Yük dağılma faktörü " $K_{H\beta}$ "

Yük dağılma faktörü " $K_{H\beta}$ " şu şekilde hesaplanır:

$K_{H\beta} \leq 2$ ise

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{10 \cdot F_{\beta y}}{F_{or} / b} \qquad \text{F. 1.48}$$

$K_{H\beta} > 2$ ise

$$K_{H\beta} = 2 \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot F_{\beta y}}{F_{or} / b}} \qquad \text{F. 1.49}$$

$F_{\beta y}$	mm	Etkili yanak çizgi sapması
F_{or}	N	Ortalama kuvvet
b	mm	Temas boyu

Ortalama kuvvet " F_{or} "

$$F_{or} = F_t \cdot K_{İŞ} \cdot K_V \qquad \text{F. 1.50}$$

F_t	N	Taksimat dairesinde çevre kuvveti
$K_{İŞ}$	[-]	İşletme faktörü
K_V	[-]	Diş şekline göre dinamik faktör

Etkili yanak çizgi sapması " $F_{\beta y}$ "

Hakiki yanak çizgi sapması "$F_{\beta y}$" şu şekilde hesaplanır:

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_\beta \qquad \text{F. 1.51}$$

$F_{\beta x}$	mm	Çalışmadan önce yanak çizgi sapması
y_β	mm	Alışma değeri

Alışma değeri " y_β "

Alışma değeri " y_β " analitik olarak çok zor hesaplanır. Fakat DIN 3962 de hazırlanmış ve Tablo 1.33 e aktarılmış değerler pratikte kullanmak için alınabilir.

Tablo 1.33, Alışma değeri " y_β " (DIN 3962 den özet)

σ_{Hlim}	Alışma değeri y_β [mm]	Çevre hızı v [m/s]			
		≤ 5	5< v ≤10	≤ 10	Bütün v
≤ 400	$y_\beta = 0{,}800\ F_{\beta x} \leq y_{\beta max}$	64	32	-	-
GG, GGG	$y_\beta = 0{,}550\ F_{\beta x} \leq y_{\beta max}$	64	45	22	-
≤ 600	$y_\beta = 0{,}534\ F_{\beta x} \leq y_{\beta max}$	64	43	21	-
≤ 800	$y_\beta = 0{,}400\ F_{\beta x} \leq y_{\beta max}$	64	32	16	-
≤ 1000	$y_\beta = 0{,}320\ F_{\beta x} \leq y_{\beta max}$	64	26	13	-
≤ 1200	$y_\beta = 0{,}265\ F_{\beta x} \leq y_{\beta max}$	64	21	11	-
> 1200 *)1	$y_\beta = 0{,}150\ F_{\beta x} \leq y_{\beta max}$	-	-	-	6

*)1 sertleştirilmiş semantasyon, islah ve nitrat çelikleri

Çalışmadan önce yanak çizgi sapması " $F_{\beta x}$ "

$$F_{\beta x} = f_{ma} + 1{,}33\, f_{sh} \geq F_{Bx\,min} \qquad \text{F. 1.52}$$

f_{ma}	mm	İmalat hatasından doğan sapmalar
f_{sh}	mm	Esnemeden doğan sapma

F_{Bx} min değeri olarak şu değerlerin büyüğü alınır:

$$F_{Bx\,min} = 0{,}005 \cdot (F_{or} / b)$$

$$F_{Bx\,min} = 0{,}5 \cdot f_{H\beta}$$

İmalat hatasından doğan sapmalar "f_{ma}"

$$f_{ma} \approx f_{H\beta} = 4{,}16 \cdot b^{0{,}14} \cdot q_H \qquad \text{F. 1.53}$$

$f_{H\beta}$	mm	Yanak doğrusu açı sapması
b	mm	Temas boyu
q_H	[-]	Diş kalitesi faktörü Tablo 1.34

Tablo 1.34, Diş kalitesi faktörü " q_H " (tecrübe değeri)

DIN e göre kalite	5	6	7	8	9	10	11	12
q_H	1,00	1,32	1,85	2,59	4,01	6,22	9,63	14,9

Esnemeden doğan sapma " f_{sh} "

Esnemeden doğan sapma "f_{sh}" milin veya pinyonun deformasyonundan doğan sapmaları belirler. Bu işletmede yanakların ve milin esnemesinden oluşan değerdir.

Tablo 1.35, Esnemeden doğan sapma " f_{sh} " µm olarak (tecrübe değerleri)

	Değen diş genişliği b [mm]						
	... 20	>20 ... 40	> 40 ... 100	> 100 ... 260	> 260 ... 315	> 315 ... 560	> 560
Çok rijid kasalı redüktör, F_t / b ≤ 200 N/mm	5	6,5	7	8	10	12	16
Rijid kasalı redüktör, F_t / b ≤ 200-1000 N/mm	6	7	8	11	14	18	24
Esnek kasalı redüktör, F_t / b > 1000 N/mm	10	13	18	25	30	38	50

Yanak doğrusu açı sapması “$f_{H\beta}$”

Tablo 1.36, Yanak doğrusu açı sapması "$f_{H\beta}$" µm olarak, DIN 3962 ye göre

DIN-Kalitesi		Temas boyu " b " mm olarak				
6	Taşlanmış, raspalanmış veya hassas frezeli, yani azdırmayla hassas yüzeyli	≤20	20 – 40	40–100	100–160	> 160
7		8	9	10	11	Toleranslar özel olarak belirlenir
8	Rijid konstruksiyon, raspalı, frezeli	11	13	14	16	
9		16	18	20	22	
10		25	28	28	32	
11		36	40	45	50	
12		56	63	71	80	
13		90	100	110	125	

Esneme faktörü “f_{sh}” nın analitik olarak hesaplanması

Esneme faktörü “f_{sh}” nın analitik olarak oldukça zor bir hesap yoluyla hesaplanır. Hesabın analitik olmasına rağmen K’ faktörü deneylerle elde edilen bir değer olarak alınır.

$$f_{sh} = 0{,}023 \cdot \left(\frac{F_{or}}{b}\right) \cdot \left[\left|\left(1 + K' \cdot \frac{L \cdot s}{d_1^2}\right) \cdot \left(\frac{d_1}{d_{sh}}\right)^4 - 0{,}3\right| + 0{,}3\right] \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 \qquad \text{F. 1.54}$$

K'	[-]	Pinyonun yataklara göre pozisyon faktörü (DIN 3990 dan)
d_{sh}	mm	Pinyon milinin çapı
d_1	mm	Pinyonun taksimat daire çapı
b	mm	Yanakların temas boyu

$$\left|\left(1 + K' \cdot \frac{L \cdot s}{d_1^2}\right) \cdot \left(\frac{d_1}{d_{sh}}\right)^4 - 0{,}3\right|$$

Değeri absolut değer olup, sonuç ister “–“ ister “+” çıksın, her zaman “+” alınır.

1.2.1.2 Malzemenin diş dibindeki mukavemet değeri "σ_{FG}"

Malzemenin diş dibindeki mukavemet değeri " σ_{FG} " deney dişlilerinden elde edilir. Deney dişlileri ile elde edilen faktörlerin indeksinde " T " harfi kullanılmıştır. Bilinen düzeltme faktörleriyle pinyon ve çark için aşağıda verilen formül kurulur.

$$\sigma_{FG} = \sigma_{F\lim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rel} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X \qquad \text{F. 1.55}$$

σ_{FG}	N/mm^2	Malzemenin diş dibindeki mukavemet değeri
σ_{Flim}	N/mm^2	Diş dibi devamlı mukavemet değeri (Dalgalı)
Y_{ST}	[-]	Gerilme değeri düzeltme faktörü ($Y_{ST} = 2$)
Y_{NT}	[-]	Dayanma süresi faktörü (1% ıskarta ve $3\ 10^6 \leq N_L$)
$Y_{\delta rel}$	[-]	Göreceli dayanışma faktörü (deney dişlisine göre)
Y_{RrelT}	[-]	Göreceli yüzey faktörü ($R_z = 1\ \mu m$' ye göre)
Y_X	[-]	Büyüklük faktörü (m = 5 mm)

1.2.1.2.1 Diş dibi devamlı mukavemet değeri " σ_{Flim} "

Standart ve literatürden aktarılmış ve malzeme kısmında Tablo 1.3 den Tablo 1.8 e kadar gösterilmiş σ_{Flim} değerleri doğrudan doğruya dişlilerle yapılan tecrübelerden ve " Wöhler " eğrileri saptanarak elde edilmiş cinsi ve işlemi belirtilmiş malzemeler için max. değerlerdir. Elde kendi deney ve tecrübelerimize dayanan mukavemet değerleri yoksa, hesaplar için gereken değerler bu tablolardan alınabilir.

1.2.1.2.2 Gerilme değeri düzeltme faktörü " Y_{ST} "

Malzemenin gerilme değeri düzeltme faktörü tecrübe dişlilerinde DIN e göre sabit değerdir.

Bu değer: $Y_{ST} = 2$ olarak belirlenmiştir.

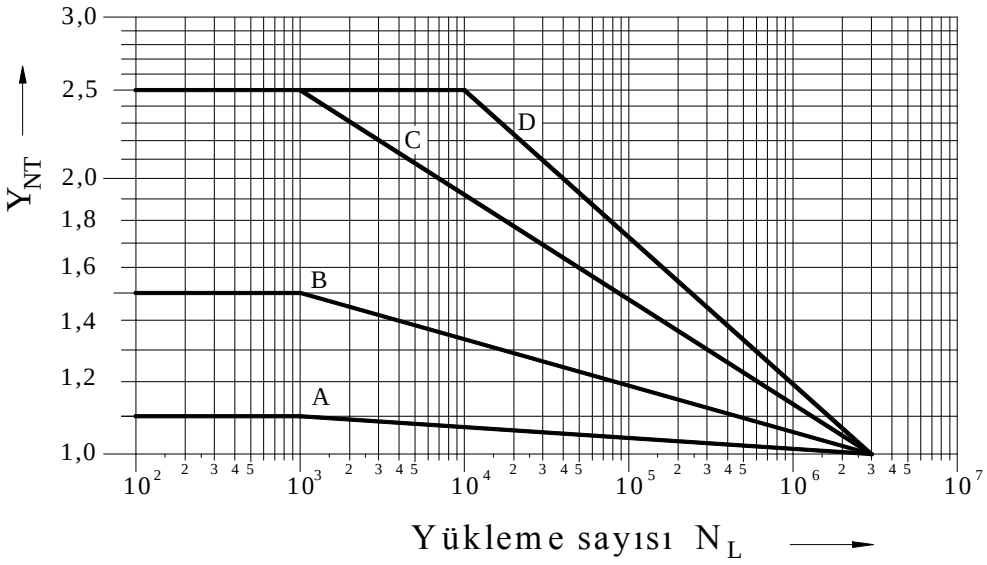
1.2.1.2.3 Dayanma süresi faktörü " Y_{NT} "

Dayanma süresi faktörü " Y_{NT} " malzemenin çalışma zamanına göre, yani max. kuvvet ile zorlanma sayısına göre mukavemet değerinin saptanmasına yardımcı olur. Dayanma süresi faktörü " Y_{NT} " Tablo 1.37 da verilen formüllerle analitik hesaplanması yanı sıra Tablo 1.38 den doğrudan okunabilir.

Tablo 1.37, Dayanma süresi faktörü " Y_{NT} "

	Malzeme	Yükleme sayısı N_L		
		$N_L \leq 10^3$	$10^3 < N_L < 3.10^6$	$3.\ 10^6 \leq N_L$
A	İslah ve semantasyon çelikleri. Nitrokarbonla sertleştirilmiş çelikler.	1,2 çatlama sınırı	$\left(\frac{3 \cdot 10^6}{N_L}\right)^{0,012}$	1,0
B	Nitrat, islah ve semantasyon çeliği. N-gazıyla sertleştirilmiş, sfero döküm GGG (ferr.) ve kır döküm GG.	1,6 çatlama sınırı	$\left(\frac{3 \cdot 10^6}{N_L}\right)^{0,059}$	
C	Semente edilmiş semantasyon çeliği ve induksiyonla sertleştirilmiş çelik ve çelik dökümler.	2,5	$\left(\frac{3 \cdot 10^6}{N_L}\right)^{0,115}$	
D	Çelikler, sfero döküm GGG (perl. Ve bai.) çelik döküm ÇD (perl.).	2,5	$\left(\frac{3 \cdot 10^6}{N_L}\right)^{0,160}$	

Tablo 1.38, Dayanma süresi faktörü " Y_{NT} "



A İslah ve semantasyon çelikleri, nitrokarbonla sertleştirilmiş çelikler

B Nitrat, islah ve semantasyon çelikleri, N-gazıyla sertleştirilmiş, sfero döküm GGG (ferr.) ve kır döküm GG

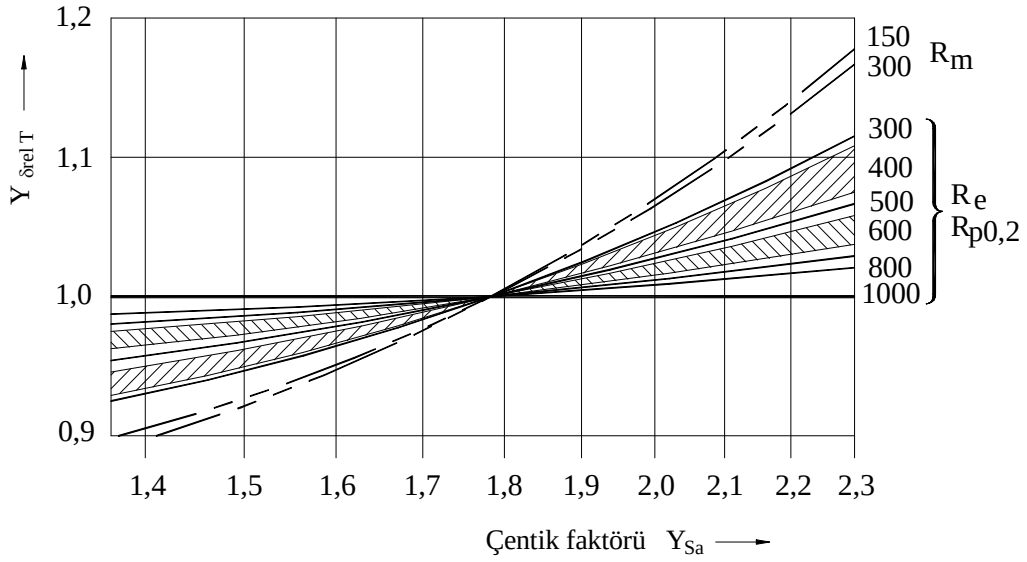
C Semente edilmiş semantasyon çeliği ve induksiyonla sertleştirilmiş çelik ve çelik dökümler

D Çelikler, sfero döküm GGG (perl. Ve bai.) çelik döküm ÇD (perl.)

1.2.1.2.4 Göreceli dayanışma faktörü " $Y_{\delta relT}$ "

Göreceli dayanışma faktörü " $Y_{\delta relT}$ "dişlinin çentik etkisinin deney dişli çarkına (göreceli olarak) göre değişikliğini belirtir. Bu faktörün değeri ya Tablo 1.39 den veya DIN 3990 T3 deki tablodan okunabilir. Pratikte çoğu zaman " 1 " alınır.

Tablo 1.39, Göreceli dayanışma faktörü " $Y_{\delta relT}$ "



1.2.1.2.5 Göreceli yüzey faktörü " Y_{RrelT} "

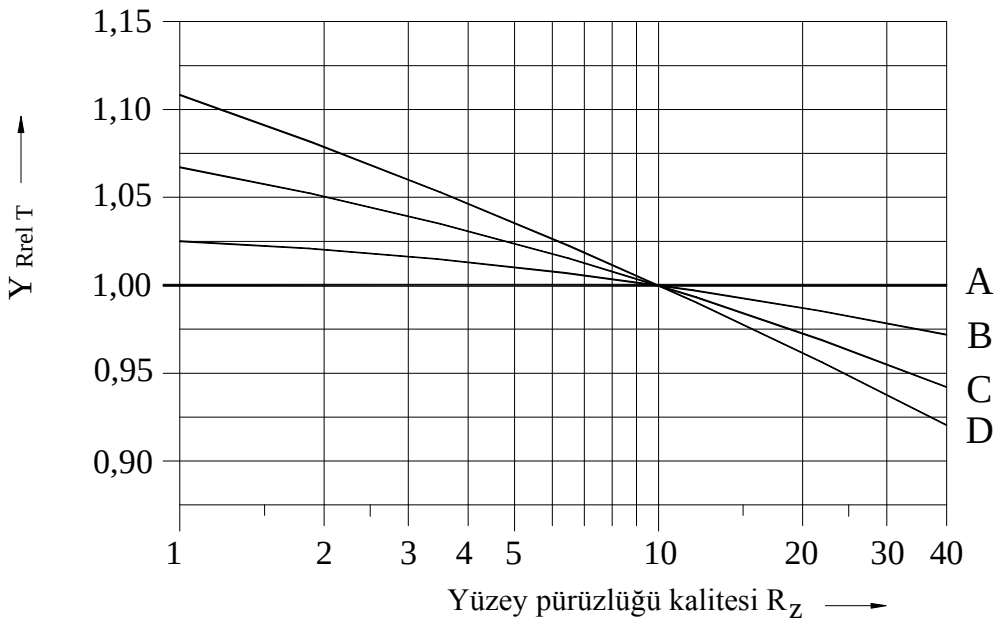
Göreceli yüzey faktörü " Y_{RrelT} " dişlinin yüzey kalitesinin deney dişli çarkı yüzey kalite-sine göre (göreceli olarak) değişiklik oranını gösterir. Göreceli yüzey faktörü " Y_{RrelT} " Tablo 1.40 da , DIN 3990 T3 de verilmiş formüllerle veya den, DIN 3990 T3 de verilmiş Tablo 1.41 tablodan doğrudan okunabilir.

Tablo 1.40, Göreceli yüzey faktörü " Y_{RrelT} "

	Malzeme	Yüzey kalitesi	
		$R_z < 1\ \mu m$	$1\ \mu m < R_z < 40\ \mu m$
A	Statik yüklenmiş bütün malzemeler	$Y_{RelT}=1{,}000$	$Y_{RelT} = 1.0$
B	GG, GGG(ferr.), nitrat çelikler	$Y_{RelT}=1{,}025$	$Y_{RrelT} = 4{,}299 - 3{,}259(R_z+1)^{0{,}005}$
C	Sementeli ve bütün yumuşak çelikler (R_m<800 N/mm^2)	$Y_{RelT}=1{,}070$	$Y_{RrelT} = 5{,}306 - 4{,}203(R_z+1)^{0{,}01}$
D	İslah ve semantasyon çelikleri, bütün sertleştirilmiş çelikler, (R_m>800 N/mm^2)	$Y_{RelT}=1{,}120$	$Y_{RrelT} = 1{,}674 - 0{,}529(R_z+1)^{0{,}1}$

Yüzey kalitesi $R_z > 40\ \mu m$ için özel değerler kullanılır veya denemelerle faktör bulunur.

Tablo 1.41, Göreceli yüzey faktörü “ Y_{RrelT} “



A Statik yüklenmiş bütün malzemeler

B GG, GGG(ferr.), nitrat çelikler

C Semente edilmiş çelikler ve bütün yumuşak çelikler (R_m<800 N/mm^2)

D İslah ve semantasyon çelikleri, bütün sertleştirilmiş çelikler, (R_m>800 N/mm^2)

1.2.1.2.6 Büyüklük faktörü " Y_x ve Z_x “

Büyüklük faktörü " Y_x " malzemeye göre modülün diş dibi mukavemet değerine, büyüklük faktörü " Z_x " de yanak yüzey basıncı mukavemet değerine (diş yanağı oyuklaşmasına) olan etkisini gösterir.
Her çeşit çelik malzemede statik yüklemede büyüklük faktörleri Y_x ve Z_x için “1” değeri alınır. Büyüklük faktörü " Y_x " ve " Z_x " malzemeye ve modüle göre Tablo 1.44 den veya DIN 3990 T2, T3 okunabilmeleri yanı sıra büyüklük faktörü " Y_x " Tablo 1.42 de verilmiş formüllerle, büyüklük faktörü " Z_x " de Tablo 1.43 de verilmiş formüllerle hesaplanır.

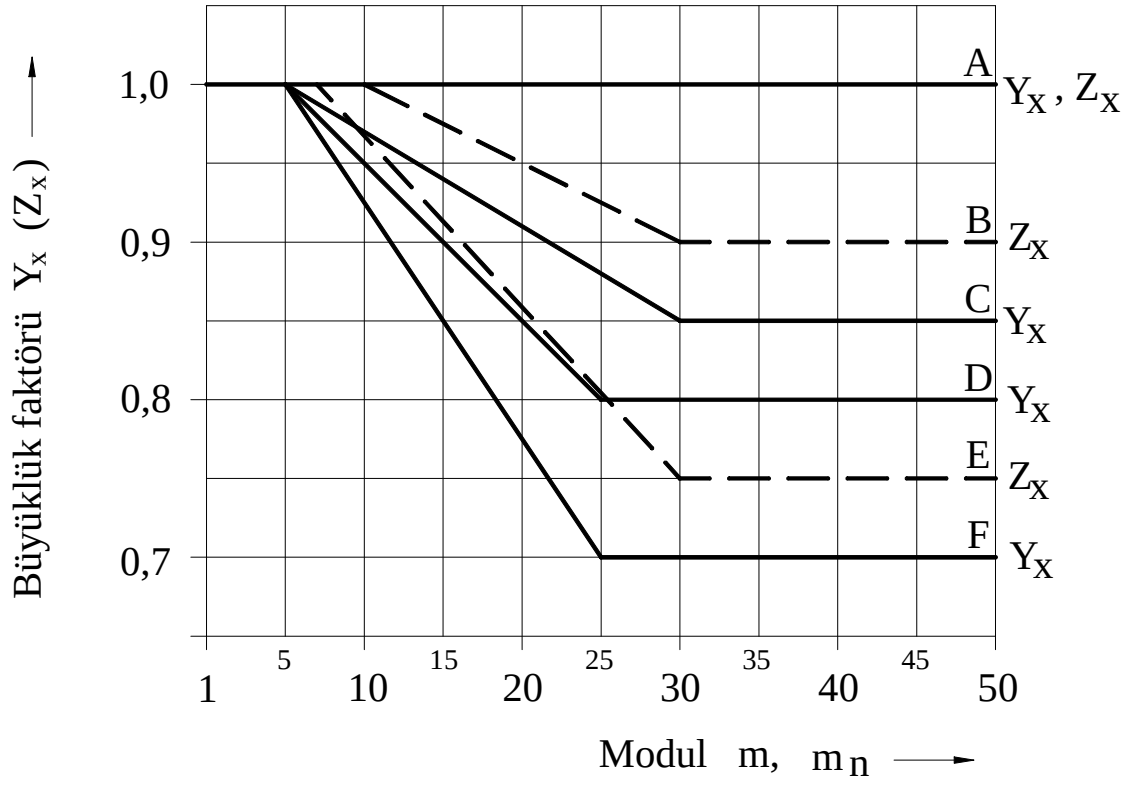
Tablo 1.42, Büyüklük faktörü “ Y_x “ diş dibi kırılmasına için

Malzeme	Normal modül [mm]		
	$m_n < 5$	$5 < m_n < 25$	$m_n \leq 25$
İmalat ve islah çelikleri	$Y_x = 1$	$Y_x = 1{,}03 - 0{,}006 * m_n$	$Y_x = 0{,}85$
Yüzeyi sertleştirilmiş çelikler		$Y_x = 1{,}05 - 0{,}01 * m_n$	$Y_x = 0{,}80$
Kır döküm		$Y_x = 1{,}075 - 0{,}015 * m_n$	$Y_x = 0{,}70$

Tablo 1.43, Büyüklük faktörü “ Z_x “diş yanağı oyuklaşması için

Malzeme	Normal modül [mm]		
	$m_n \leq 7$	$7 < m_n < 30$	$m_n \geq 30$
İmalat ve islah çelikleri	$Z_x = 1$	$Z_x = 1{,}03 - 0{,}006 * m_n$	$Z_x = 0{,}90$
Yüzeyi sertleştirilmiş çelikler		$Z_x = 1{,}05 - 0{,}01 * m_n$	$Z_x = 0{,}75$
Kır döküm		$Z_x = 1{,}075 - 0{,}015 * m_n$	$Z_x = 0{,}70$

Tablo 1.44, Büyüklük faktörü “ Y_x ve Z_x “



A Statik yüklemede bütün malzemeler Y_x için. Döküm malzeme (GG, GGG), imalat ve islah çelikleri Z_x için.

B Satıhları sertleştirilmiş çelikler için

C İmalat ve islah çelikleri, GGG için

D Satıhları sertleştirilmiş çelikler için

E Azotla (nitratla) sertleştirilmiş çelikler

F Döküm malzeme (GG, GGG)

1.2.2 Diş yanaklarında yüzey basıncı hesabı

Dişlinin yanaklarında aşınma olur ve karıncalaşma meydana gelirse, o dişli fonsiyonunu tam olarak yapamaz. Dişlinin yanaklarında karıncalaşma (Grübchenbildung/Pittings) başlaması, dişlinin yüzeyine yakın yerlerde çatlaklara ve bu çatlaklarda kayganlığı önleyerek parça kopmalarına sebep olur. Bu hataları önleyebilmek için şu önlemler alınır:

- Pozitif diş düzeltmesi, pozitif profil kaydırması,
- Çok diş sayısı " z " , yani küçük modül (diş dibi kırılmasına tam ters)
- Helis dişli
- Diş yanağı sertleştirilmesi,
- Diş yanağı taşlanması, gerekirse raspalanması,
- Sentetik yağ kullanılması ....

Diş yanaklarında yüzey basıncı hesabı şu şekilde yapılır:

$$S_{Hhe} = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_{Hhe}} \geq S_{HGER} \qquad \text{F. 1.56}$$

S_{Hhe}	[-]	Hesaplanan diş yanağı emniyet faktörü
σ_{Hhe}	N/mm^2	Hesaplanan diş yanağı basıncı
σ_{HG}	N/mm^2	Malzemenin emniyetli diş yanağı mukavemeti
S_{HGER}	[-]	Gerekli diş yanağı emniyet faktörü

1.2.2.1 Hesaplanan diş yanağı basıncı " σ_{Hhe} "

Hesaplanan diş yanağı basıncı " σ_{Hhe} " diş yanağındaki basma gerilimidir. Bu basma gerilimi yalnız pinyon için hesaplanır fakat çark ve pinyondan hangisinin malzeme değeri düşükse o değerle karşılaştırılıp karar verilir.

$$\sigma_{Hhe} = \sigma_{HYe} \cdot \sqrt{K_{IS} \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \qquad \text{F. 1.57}$$

σ_{Hhe}	N/mm^2	Hesaplanan diş yanağı basıncı
σ_{HYe}	N/mm^2	Yerel diş diş yanağı basıncı

Kuvvet faktörleri

$K_{İŞ}$	[-]	İşletme faktörü
K_V	[-]	Dinamik faktör
$K_{F\beta}$	[-]	Yük dağılma faktörü
$K_{F\alpha}$	[-]	Alın yükü dağılma faktörü

Kuvvet faktörleri $K_{İŞ}$, K_V, $K_{H\beta}$ ve $K_{H\alpha}$, kısım 1.2.1.1.2 de nasıl hesaplanacakları anlatılmıştır. Analog yapılan hesaplarla burada kullanılma değerleri bulunur.

Yerel diş diş yanağı basıncı " σ_{HYe} "

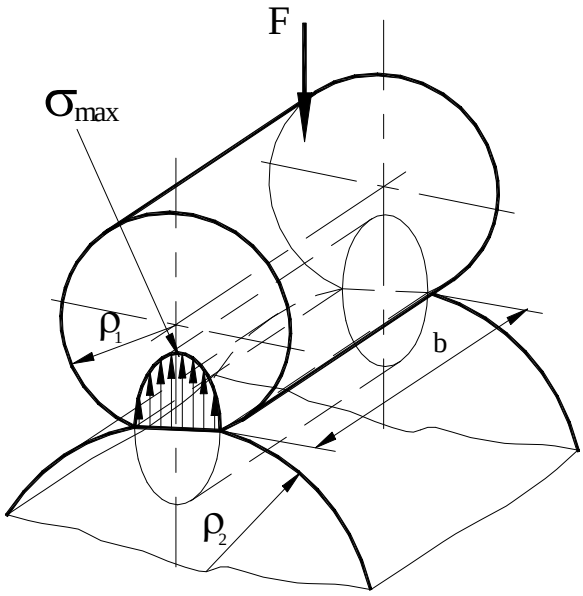
Genel olarak bir dişlide diş yanaklarında yüzey basıncı " Hertz " in ortaya koyduğu iki silindir haddenin yüzey basınç formülü ile bulunur. Burada max. hadde basıncı:

$$\sigma_{Hmax} = \sqrt{\frac{F \cdot E}{2 \cdot \pi \cdot b \cdot \rho \cdot \left(1 - \nu^2\right)}}$$

Burada E değeri: $E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$

ρ değeri $\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}$ veya $\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$

olarak alınır.



Şekil. 1.27, Hertz basıncı

$$\sigma_{Hmax} = \sqrt{\frac{0{,}175 \cdot F \cdot E}{b \cdot \rho}} \qquad \text{F. 1.58}$$

F	N	Kuvvet
E	N/mm^2	Düzeltilmiş elastiklik sayısı
b	mm	Temas boyu
ρ	mm	Düzeltilmiş kavis yarı çapı
ν	[-]	Poisson sayısı, çelik için ν = 0,3

Dişli yanak profilinde (evolvent) kavis yarı çapları sabit olmadığından, ayrıca yanaklarda sürtünme olduğundan ve yağlama dikkate alınmadığından formül F. 1.58 yaklaşık değer formülüdür.

Düz alın dişlisinin serbest seçilen herhangi bir temas yerinde, Y noktası diyelim, yüzey basın-cını hesaplamak isteyelim.

Kademedeki dişlilerin yuvarlanma dairesi yarı çaplarını yazalım:

$$r_{w1} = \frac{d_{w1}}{2} \quad \text{und} \quad r_{w2} = \frac{d_{w2}}{2}$$

ve işletme kavrama açısı α_w ile şu bağıntıyı yazabiliriz:

$$\sin\alpha_w = \frac{\rho_{y1}+\rho_{y2}}{r_{w1}+r_{w2}}$$

$$\rho_{y1}+\rho_{y2} = (r_{w1}+r_{w2})\cdot\sin\alpha_w$$

$$u = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}}$$

$$\rho_{y1}+\rho_{y2} = (r_{w1}+u\cdot r_{w1})\cdot\sin\alpha_w$$

$$\rho_{y1}+\rho_{y2} = (u+1)\cdot r_{w1}\cdot\sin\alpha_w$$

$$\rho_{y1} = r_{b1}\cdot\tan\alpha_{y1}$$

$$\rho_{y2} = r_{b2}\cdot\tan\alpha_{y2} = u\cdot r_{b1}\cdot\tan\alpha_{y2}$$

$$\rho_y = \frac{\rho_{y1}\cdot\rho_{y2}}{\rho_{y1}+\rho_{y2}}$$

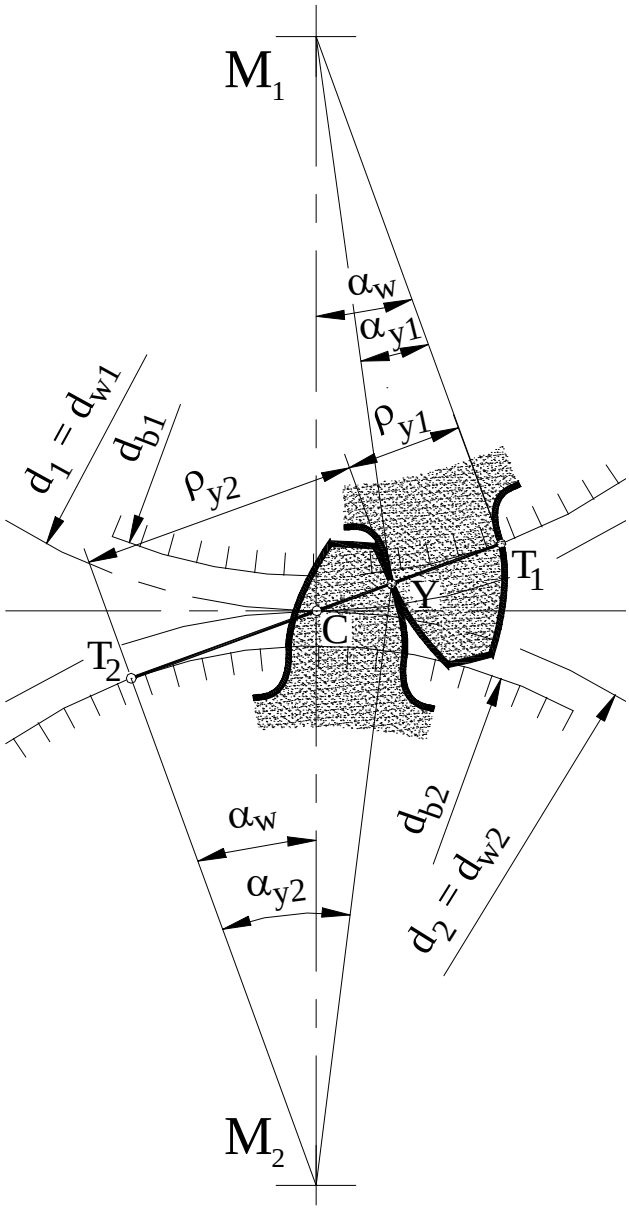
Y noktasındaki profil kavisi yarı çapı:

$$\rho_y = \frac{r_{b1}\cdot\tan\alpha_{y1}\cdot u\cdot r_{b1}\cdot\tan\alpha_{y2}}{(u+1)\cdot r_{w1}\cdot\sin\alpha_w}$$

$$r_{w1} = \frac{r_1\cdot\cos\alpha}{\cos\alpha_w}$$

$$r_{b1} = r_1\cdot\cos\alpha$$

$$\tan\alpha_w = \frac{\sin\alpha_w}{\cos\alpha_w}$$



Şekil. 1.28, Yüzey basıncı

Ve bütün bu değerleri yerleştiririsek:

$$\rho_y = \frac{r_1\cdot\cos\alpha\cdot\tan\alpha_{y1}\cdot u\cdot r_1\cdot\cos\alpha\cdot\tan\alpha_{y2}\cdot\cos\alpha_w}{(u+1)\cdot r_1\cdot\cos\alpha\cdot\sin\alpha_w}$$

$$\rho_y = \frac{d_1}{2}\cdot\frac{u}{u+1}\cdot\frac{\cos\alpha\cdot\tan\alpha_{y1}\cdot\tan\alpha_{y2}}{\tan\alpha_w}$$

Burada elde edilen kavis yarı çapı ρ_y , yüzey basıncı formülünde yerleştirilirse, ve Kuvvet içinde şu bağıntı konulursa $F \approx F_{bn} = F_t / \cos\alpha$, herhangi bir temas noktasındaki basınç için şu formül bulunur:

$$\sigma_{HY} = \sqrt{0{,}175\cdot\frac{F_t\cdot E}{b\cdot d_1}\cdot\frac{u+1}{u}\cdot\frac{2\cdot\tan\alpha_w}{\cos^2\alpha\cdot\tan\alpha_{y1}\cdot\tan\alpha_{y2}}}$$

Basıncı herhangibir temas noktası değilde, yuvarlanma noktası C kabul edersek, $\alpha_{y1} = \alpha_{y2} = \alpha_w$ olur, ve formülümüz şu şekli alır:

$$\sigma_{HY} = \sqrt{0{,}175 \cdot \frac{F_t \cdot E}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \frac{2}{\cos^2 \alpha \cdot \tan \alpha_w}}$$

Burada formülümüzü şu üç çarpana ayırırsak:

$$\sigma_{HY} = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha \cdot \tan \alpha_w}} \cdot \sqrt{0{,}175 \cdot E}$$

Burada birinci çarpan dişli kademesinin değişmeyen temel geometrik değerleridir. İkinci çarpan profil formuna bağlı değerlerden oluştuğundan buna " diş yanağı form faktörü " adı verilir ve "Z_H" ile gösterilir.

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha \cdot \tan \alpha_w}}$$

Üçüncü çarpan malzemelerin elastiklik modüllerine bağlı değer olduğundan buna " Malzeme faktörü " adı verilir ve "Z_E" ile gösterilir.

$$Z_E = \sqrt{0{,}175 \cdot E}$$

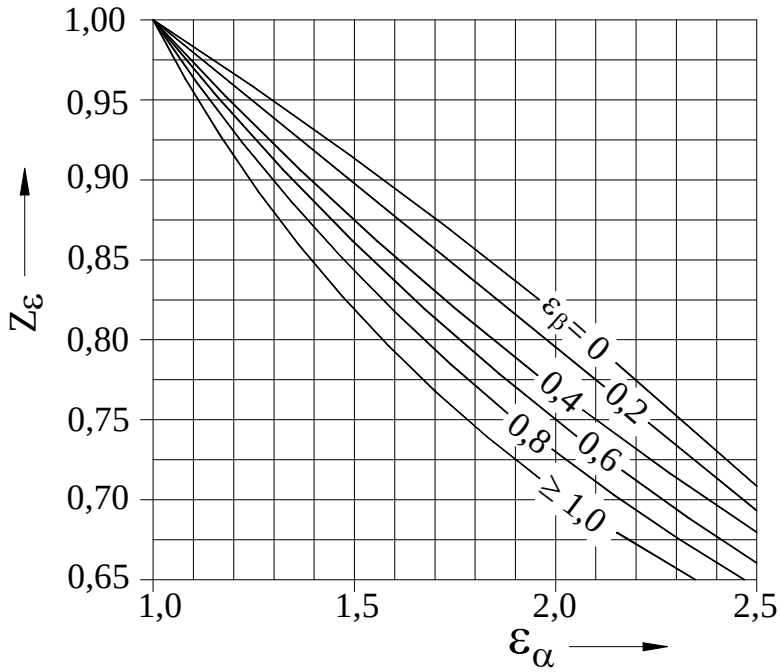
Diğer tarafta biliyoruz ki; dişlinin helis açısı ve kavrama oranı mukavemet hesaplarına etki edek iki büyüklüktür. Burada "kavrama faktörü" için "Z_ε" , "helis faktörü" için "Z_β" değerlerinide katarsak, Yerel diş yanağı basıncı "σ_{HYe}" için şu formül bulunur:

$$\boxed{\sigma_{HYe} = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot Z_H \cdot Z_E} \qquad \text{F. 1.59}$$

σ_{HYe}	N/mm^2	Yerel diş yanağı basıncı
F_t	N	Taksimat dairesindeki çevre kuvveti
b	mm	Temas boyu
d_1	mm	Pinyonun taksimat dairesi çapı
u	[-]	Kademede nakil oranı
Z_ε	[-]	Kavrama faktörü
Z_β	[-]	Helis faktörü
Z_H	[-]	Diş yanağı form faktörü
Z_E	[-]	Malzeme faktörü

Burada etkili olan faktörleri sırasıyla ele alıp hesaplayalım.

1.2.2.1.1 Kavrama faktörü "Z_ε"



Kavrama faktörü "Z_ε" zorlama kuvvetinin yanaklara dağılımını belirler.

Faktör değeri Tablo 1.45 den, DIN 3990 T2 de verilmiş tablodan alınmasının yanı sıra aşağıda verilen formül-lerlede analitik olarak hesaplanır.

Tablo 1.45, Kavrama faktörü "Z_ε"

Düz dişliler

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \qquad \text{F. 1.60}$$

Helis dişliler, $\varepsilon_\beta < 1$ için

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4 - \varepsilon_\alpha)\cdot(1 - \varepsilon_\beta)}{3} + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \qquad \text{F. 1.61}$$

$\varepsilon_\beta \geq 1$ için

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \qquad \text{F. 1.62}$$

ε_α	[-]	Profil kavrama oranı
ε_β	[-]	Helis kavrama oranı

1.2.2.1.2 Helis faktörü "Z_β"

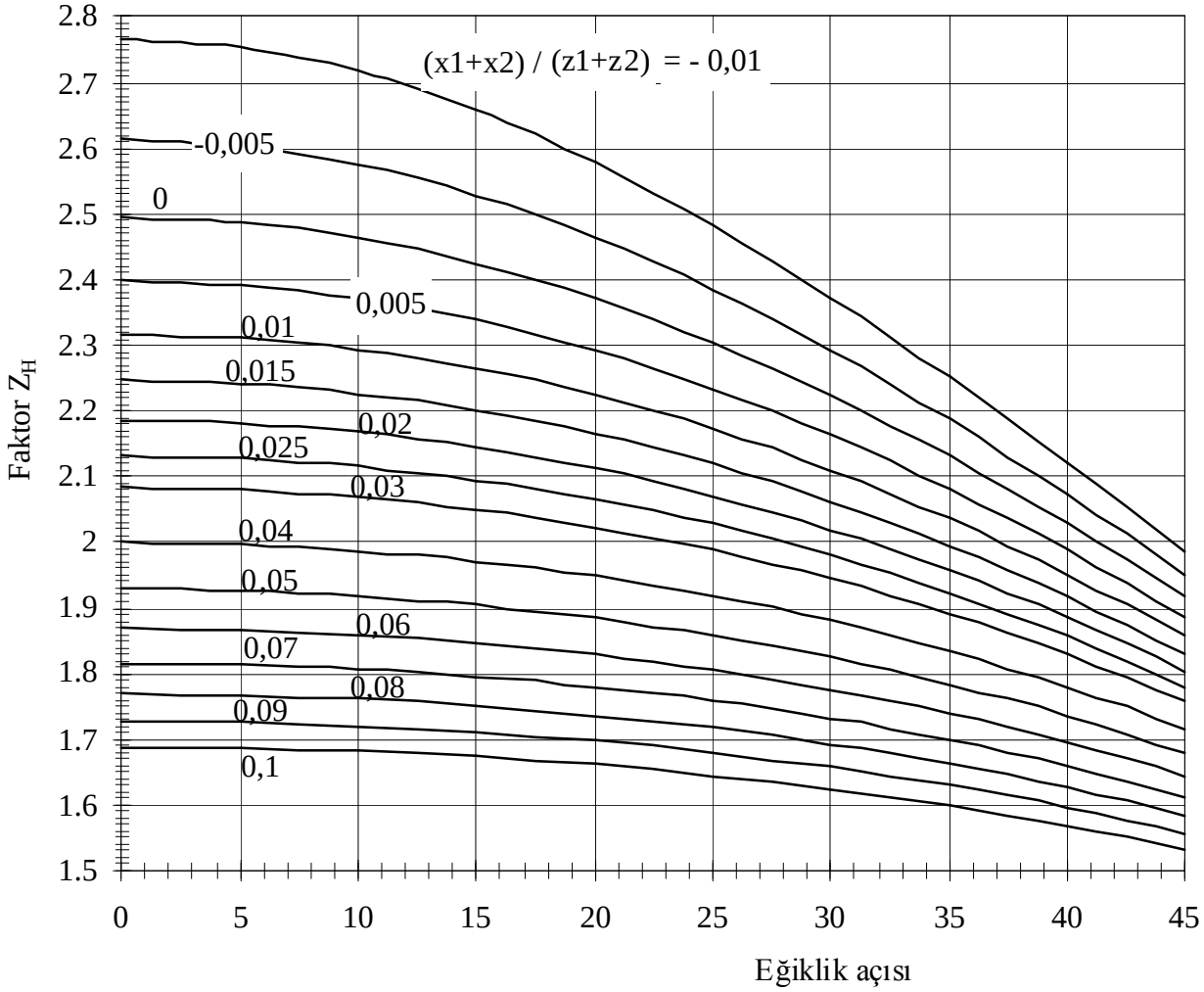
Helis faktörü "Z_β" ampirik bir düzeltme faktörüdür ve helis açısının yanak yüzey basıncına etkisini belirler ve şu şekilde hesaplanır.

$$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta} \qquad \text{F. 1.63}$$

Z_β	[-]	Helis faktörü
β	°	Helis açısı

1.2.2.1.3 Diş yanağı form faktörü “ Z_H ”

Tablo 1.46, Yanak form faktörü “Z_H”



Diş yanağı form faktörü “ Z_H ” kademedeki açı fonksiyonlarının etkisini belirtir. Bu faktörün değeri kavrama açısı α, helis açısı β ve işletmedeki kavrama açısı α_w nin değerine göre değişir.

Diş yanağı form faktörü “ Z_H ” çeşitli şekilde bulunur. Değer ya aşağıda verilmiş olan F. 1.64 , F. 1.65 veya DIN 3990 daki formüllerle analitik olarak hesaplanır, veya düz dişli kademesinde $\alpha = 20°$, $\beta = 0°$ ve helis dişli kademesinde $\alpha = 20°$, $\beta \leq 45°$ için Tablo 1.46 den $(x_1+x_2)/(z_1+z_2)$ oranına göre, pratikte kullanabilinir doğrulukta okunur.

Yukarıdada belirttiğimiz gibi diş yanağı form faktörü “ Z_H ” nın genel formülü şudur:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha_n \cdot \tan \alpha_w}}$$

Düz dişliler

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha_n \cdot \tan \alpha_w}}$$ F. 1.64

Helis dişliler

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \cdot \tan \alpha_{wt}}}$$ F. 1.65

Z_H	1	Diş yanağı form faktörü
α_n	°	Normal kavrama açısı
α_w	°	Düz dişlinin işletme kavrama açısı
β_b	°	Temel dairesinde helis açısı
α_t	°	Alın kavrama açısı
α_{wt}	°	Helis dişlinin işletme kavrama açısı

1.2.2.1.4 Malzeme faktörü “ Z_E ”

Malzeme faktörü “ Z_E ” kademedeki malzeme çiftinin yüzey basıncı gerilimine etkisini belirler. Bu faktör Tablo 1.47 ile, DIN 3990 T2 de verilmiş tablorla belirlenmesinin yanı sıra aşağıda verilen formüllerlede (F. 1.66, F. 1.67 ve F. 1.68) analitik olarak hesaplanır.

Malzeme faktörü Z_E malzeme sabitelerinden oluşur.

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \qquad \text{F. 1.66}$$

$E = E_1 = E_2$ ve
$\nu = \nu_1 = \nu_2$ ise:

$$Z_E = \sqrt{\frac{E}{2 \cdot \pi \cdot \left(1-\nu^2\right)}} \qquad \text{F. 1.67}$$

$\nu_1 = \nu_2 = 0{,}3$ için

$$Z_E = \sqrt{0{,}175 \cdot E} \qquad \text{F. 1.68}$$

E	N/mm^2	Elastiklik modülü, indeksine göre
ν	[-]	Poisson sayısı, indeksine göre

Tablo 1.47, ν = 0,3 olan birkaç malzemenin malzeme faktörü “ Z_E ”

Çark 1		Çark 2		Z_E
Malzeme	E- Mod	Malzeme	E- Mod	
Çelik *)1	206'000	Çelik	206'000	189,8
		Çelik döküm	202'000	188,9
		Yuvarlak grafit kıristalli sfero döküm	173'000	181,4
		Döküm bronz veya döküm beyaz pirinç	103'000	155,0
		Beyaz pirinç	113'000	159,8
		Lamel grafit kıristalli kır döküm (GG..)	126'000	165,4
Çelik döküm	202'000	Çelik döküm	202'000	155,0
		Yuvarlak grafit kıristalli sfero döküm	173'000	180,5
		Lamel grafit kıristalli kır döküm (GG..)	118'000	161,4
Yuvarlak grafit kristalli sfero döküm	173'000	Yuvarlak grafit kıristalli sfero döküm	173'000	173,9
		Lamel grafit kıristalli kır döküm (GG..)	118'000	156,6
Lamel grafitli kır döküm	118'000	Lamel grafit kıristalli kır döküm (GG..)	118'000	143,7
Çelik	206'000	Sert dokulu malzeme ν= 0,5	7'850	56,4

*)1 Elastiklik modülü ortalama değeri 206’000 N/mm^2 alınmıştır. Eğer elastiklik modül değeri, örneğin 210’000 N/mm^2 olursa malzeme faktörü Z_E=191,6 olur.

1.2.2.2 Dişlinin yanak mukavemet değeri "σ_{HG}"

Dişlinin yanak mukavemet değeri "σ_{HG}", diğer tanımıyla; dişli yanaklarının yüzey basınç mukavemet değeri, genelde deney dişlileriyle bulunur. Bilinen etki faktörleriyle dişlinin yanak mukavemet değeri, kısa olarak "**yanak mukavemeti**" pinyon için şu şekilde gösterilir:

$$\sigma_{HG} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT} \cdot (Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R) \cdot Z_W \cdot Z_X \qquad \text{F. 1.69}$$

σ_{Hlim}	N/mm^2	Malzemenin diş yanak mukavemet değeri
Z_{NT}	[-]	Dayanma süresi faktörü
Z_L	[-]	Yağlama faktörü
Z_V	[-]	Çevre hızı faktörü
Z_R	[-]	Yüzey işleme kalite faktörü
Z_W	[-]	Malzeme sertlik faktörü
Z_X	[-]	Büyüklük faktörü

1.2.2.2.1 Malzemenin diş yanak mukavemet değeri "σ_{Hlim}"

Elde kendi deney ve tecrübelerimize dayanan mukavemet değerleri yoksa, hesaplar için gereken değerler tablolardan alınır. Malzemenin diş yanak mukavemet değeri "σ_{Hlim}" malzeme kısmında DIN 3990 dan aktarılmış Tablo 1.3 den Tablo 1.8 e kadar verilmiştir. Bu değerler cinsi ve işlemi belirtilmiş malzemeler için max. değerlerdir. Pratik hesaplarda ortalama değerlerin alınması, ciddi durumlarda daha detaylı ve çevre etkileri dikkate alınarak değerlerin seçilmesinde fayda vardır.

1.2.2.2.2 Dayanma süresi faktörü "Z_{NT}"

Dayanma süresi faktörü "Z_{NT}" işletmedeki yükleme sayısı " N_L " nın etkisini gösterir. Dayanma süresi faktörü "Z_{NT}" için işletmede sınırlı bir zamanda çalışma anındaki yükleme sayısına (N_L) bağımlı olarak yaklaşık değerler bulunmuştur. Faktör değeri Tablo 1.48 ve DIN 3990 daki tablolardan okunup veya analitik olarak hesaplanır.

Tablo 1.48, DIN 3990 a göre yükleme sayısı ile bağlantılı dayanma süresi faktörü " Z_{NT} "

Yükleme sayısı	Dayanma süresi faktörü " Z_{NT} "
$N_L \leq 10^5$	$Z_{NT} = 1{,}6$
$10^5 < N_L < 5.10^7$	$Z_{NT} = (5.10^7 / N_L)^{0{,}0756}$
$5.10^7 \leq N_L$	$Z_{NT} = 1{,}0$

1.2.2.2.3 Müşterek yanak faktörü "Z_L., Z_V., Z_R"

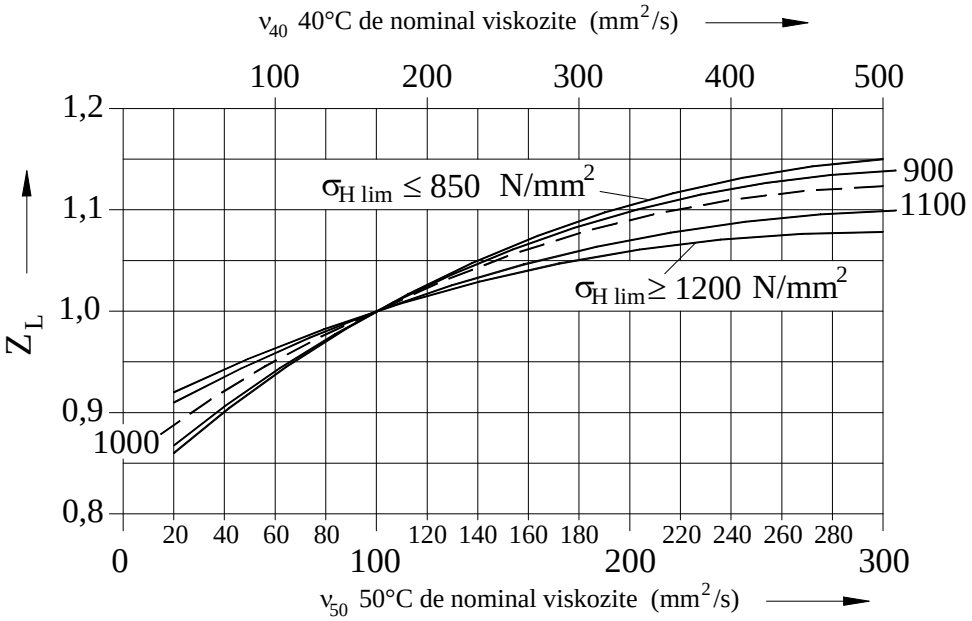
Yağ, hız ve yüzey işleme kalite faktörü "Z_L , Z_V , Z_R " beraberce "Müşterek yanak faktörü Z_L , Z_V , Z_R " olarakta adlandırılıp, pratikte yapılan kaba hesaplarda üç faktör için bir müşterek değer alınır.

Müşterek yanak faktörü $(Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R)$ için şu değerler alınır:

$(Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R) = 0{,}85$ azdırma veya pılanya ile açılan dişlilerde,
$(Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R) = 0{,}92$ taşlanan veya raspalanan dişlilerde,
$(Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R) = 1{,}00$ taşlanan veya raspalanan ve $R_{z100} \leq 4\mu m$ olan dişlilerde.

Normal ve hassas hesaplarda veya istenildiğinde bu üç faktör ayrı ayrı hesaplanır.

1.2.2.2.4 Yağlama faktörü "Z_L "



Tablo 1.49, Yağlama faktörü "Z_L"

Yağlama faktörü "Z_L" kademede yağlamanın ve yağın etkisini belirler. Faktörün bulunmasında daima daha zayıf dişli çarkın değerleri kullanılır. Yağın viskozitesi yağlama faktörüne büyük etki gösterir. Bunun içinde viskozitenin muhakkak bilinmesi şarttır. Bu faktör aynı yamanda malzemenin yanak mukavemet değerine görede değişir.

Yağlama faktörü "Z_L" DIN 3990 dan , Tablo 1.49 ile veya formüllerle bulunur. Tablonun yağın viskozitesine göre yapılmış olması gerekir.

Hesaplar yapılmadan önce aşağıda verilen bağıntıların kontrolunde fayda vardır.

Eğer $\sigma_{Hlim} < 850$ N/mm² ise, $C_{ZL} = 0{,}83$ alınır,
Eğer $\sigma_{Hlim} > 1200$ N/mm² ise, $C_{ZL} = 0{,}91$ alınır.

Böylece gereksiz hesaplama önlenir.

Yağlama faktörü "Z_L" analitik olarak hesaplanması:

50° C deki viskozite, ν_{50} için:

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4\left(1 - C_{ZL}\right)}{\left(1{,}2 + \frac{80}{\nu_{50}}\right)^2} \qquad \text{F. 1.70}$$

40° C deki viskozite, ν_{40} için:

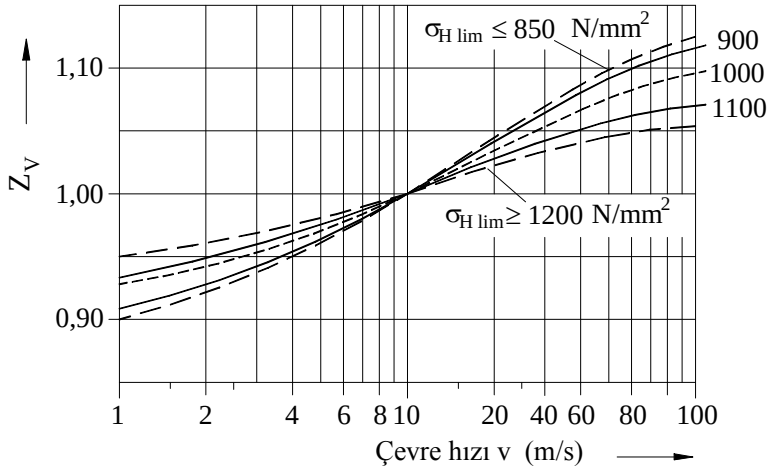
$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4\left(1 - C_{ZL}\right)}{\left(1{,}2 + \frac{134}{\nu_{40}}\right)^2} \qquad \text{F. 1.71}$$

C_{ZL} değeri için:

$$C_{ZL} = \frac{\sigma_{Hlim}}{4375} + 0{,}6357 \qquad \text{F. 1.72}$$

1.2.2.2.5 Çevre hızı faktörü " Z_V "

Çevre hızı faktörü " Z_V " kademede yağlamada, yağlama filminindeki toplam hızın etkisini gösterir. Faktörün bulunmasında daima daha zayıf dişli çarkın değerleri kullanılır.



Tablo 1.50, Çevre hızı faktörü " Z_V "

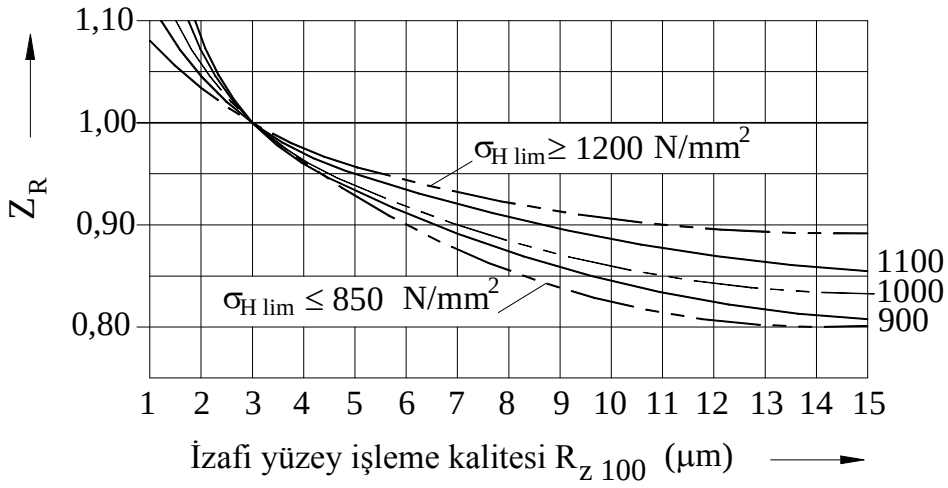
$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2\left(1 - C_{ZV}\right)}{\sqrt{0{,}8 + \frac{32}{v}}} \qquad \text{F. 1.73}$$

C_{ZV} değeri için:

$$C_{ZV} = C_{zL} + 0{,}02 \qquad \text{F. 1.74}$$

Böylece gereksiz hesaplama önlenir.

1.2.2.2.6 Yüzey işleme kalite faktörü "Z_R"



Tablo 1.51, Yüzey işleme kalite faktörü "Z_R"

Yüzey işleme kalite faktörü "Z_R"

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{z100}} \right)^{C_{ZR}} \qquad \text{F. 1.75}$$

$$R_{z100} = \frac{R_{z1} + R_{z2}}{2} \sqrt[3]{\frac{100}{a}} \qquad \text{F. 1.76}$$

C_{zR} değeri için:

$$C_{zR} = 0{,}32 + 0{,}0002 \cdot \sigma_{H\lim} \qquad \text{F. 1.77}$$

Hesaplar yapılmadan önce aşağıda verilen bağıntıların kontrolunde fayda vardır.

Eğer	$\sigma_{Hlim} <$ 850 N/mm^2 ise,	$C_{zR} = 0{,}15$	alınır,
Eğer	$\sigma_{Hlim} >$ 1200 N/mm^2 ise,	$C_{zR} = 0{,}08$	alınır.

Böylece gereksiz hesaplama önlenir.

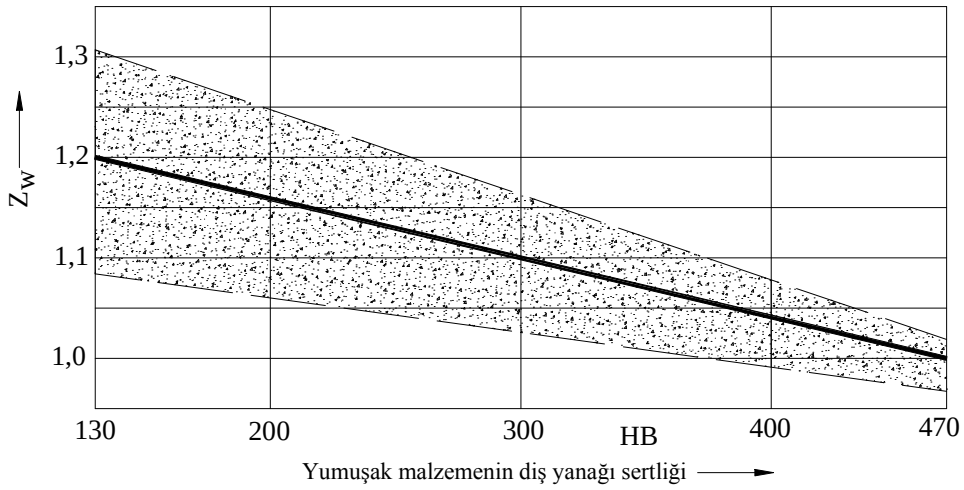
1.2.2.2.7 Malzeme sertlik faktörü "Z_W"

Malzeme sertlik faktörü "Z_W" malzeme yüzey sertliğinin mukavemet değerine etkisini gösterir. Bu faktör formül F. 1.78 veya Tablo 1.52 ile bulunur.

Hesaplar yapılmadan önce aşağıda verilen bağıntıların kontrolunde fayda vardır.

$HB \geq 470$	için	$Z_W = 1$ alınır,
$470 > HB \geq 130$	için	formül F. 1.78 kullanılır,
$130 > HB$	için	$Z_W = 1{,}2$ alınır.

$$Z_W = 1{,}2 - \frac{HB - 130}{1700} \qquad \text{F. 1.78}$$



Tablo 1.52, Sertlik faktörü "Z_W"

1.2.2.2.8 Büyüklük faktörü " Z_x "

Büyüklük faktörü " Z_x malzemeye göre modülün yanak yüzey basıncı mukavemet değerine (diş yanağı oyuklaşmasına) olan etkisini gösterir. Faktör değeri kısım 1.2.1.2.6 dan alınır.

1.2.3 Yanakların aşınma hesabı

Yanakların aşınma hesabı diğer adıyla yanakların yenmesi üç grupta toplanır. Burada bu kısım pratikte pek kullanılmadığı için kısaca anlatılacaktır. Detaylı bilgi ve hesap esasları için DIN-Standartlarına (DIN 3990 T4), VDI-Önergelerine ve özel literatura bakmanızı öneririm.

1. Sıcak aşınma,
2. Soğuk aşınma,
3. Yavaş hareket aşınması.

1.2.3.1 Sıcak aşınma

Diş yanaklarında yerel ısı yüksekliği yağ tabakasının yok olmasına ve buda sürtünmeden ötürü temas noktalarında yanakların bir birine kaynamasına sebep olur. Buda aşırı aşınma sebeplerinden biridir.

Önlemler:

- küçük modül,
- dengeli profil kaydırması,
- ısı dağılımının mükemmelleştirilmesi,
- yanakların hatasız kayması,
- sentetik yağlarla yağlama.

1.2.3.2 Soğuk aşınma

Dişli yanakları yavaş hız ve çok büyük kuvvet altında temas yerlerinde nokta kaynağı oluşur. Bu ekseriya kötü temas yüzeyi olan durumlarda görülür.

1.2.3.3 Yavaş hareket aşınması

Teğetsel hızın $v_t \leq 0{,}5$ m/s olması halinde hidrodinamik yağlama olmayacağından diş yanaklarında devamlı ve sabit malzeme aşınması meydana gelir.

Önlemler:

- yüksek çevre hızı,
- pinyon ve çarkta hemen hemen aynı yüzey sertliği,
- sentetik yağlarla yağlama.

1.2.4 Gerekli emniyet katsayıları

Dişli hasabı değerlendirmeleri birazda imalatcının ve konstrüktörün insiyatifine bağlı olmakla beraber buraya bir konuda otorite olması bakımından Prof. Niemann' ın değerlendirmesini biraz genişletilmiş ve tablo şekline sokulmuş olarak aktarabiliriz.

Malzemenin diş dibi yorulma kırılmasına karşı gerekli emniyet katsayısı	S_{FGER}
Malzemenin diş yanağı oyuklaşmaya karşı gerekli emniyet katsayısı	S_{HGER}
Malzemenin yenme ve aşınmaya karşı gerekli emniyet katsayısı	S_{SGER}

Eğer verilmiş bir şart yoksa vede tecrübeleriniz çalıştığınız konuda az ise Tablo 1.53 verilen değerler önerilir.

Tam yükte çalışma halinde ömür değerlendirmesi:

Hesaplara esas olan çeşitli malzemeler için, standartların verdiği malzeme mukavemet değerleri, tespit edilen Wöhler eğrilerine göre $S_{FHe} > 1$ veya $S_{HHe} > 1$ olduğu takdirde ömür sonsuz kabul edilebilir, ancak $S_{FHe} < 1$ veya $S_{HHe} < 1$ olduğu takdirde, dişlinin dayanma zaman hesapları şu şekilde yapılır:

Diş dibi kırılması için:

$$L_{hF} = \frac{33 \cdot 10^3}{n} \cdot S_{FHe}^5 \qquad \text{F. 1.79}$$

Yanak basıncı,
Hertz basıncı için:

$$L_{hH} = \frac{22{,}7 \cdot \sigma_{HG}^2}{n} \cdot S_{HHe}^2 \qquad \text{F. 1.80}$$

L_{hF}	h	Diş dibi mukavemetine göre saat olarak ömür
n	1/dak	Dişlinin bir dakikadaki devir sayısı
S_{FHe}	[-]	Diş dibi mukavemetine göre hesaplanan emniyet katsayısı
L_{hH}	h	Diş yanağı mukavemetine göre saat olarak ömür
S_{FHe}	[-]	Diş yanağı mukavemetine göre hesaplanan emniyet katsayısı
σ_{HG}	[-]	Diş yanağı mazemesinin emniyetli Hertz mukavemeti

Değerlerin seçimi:

Tablo 1.53 den değerler seçilirken şu hususlara dikkat edilmelidir:

Önerilen değerler minimum değerlerdir. Özel şartlar olmasa bile, zor şartlar için daima yüksek değerler alınmalıdır. İşletme faktörü 1,1 ile 5,0 arasında seçilebilir. İşletme faktörünün seçim için Tablo 1.25 ten yararlanılabilinir.

Tablo 1.53, a) İşletme durumuna göre gerekli emniyet faktörleri

İşletme vasıfları	Hasarın sınırlanması:	S_{FGER}	S_{HGER}	S_{SGER}
AZ ve HAFİF ŞARTLI İŞLETME Değerler islah ve semente edilmiş malzemeler için geçerlidir. Nitrasyondan kaçınılmalıdır. Örneğin: Makaslar, Presler, Ceraskallar, ...	• Çoğunlukla zamana bağlı mukavemet hesabı. Özel olarak devamlı mukavemet; - max İşletme momenti ile yapılan hesaplamalar; M_{max} =Moment x İşletme faktörü, - sakin, darbesiz tahrikler; elektrik motoru, ceraskal, v.b. gibi.	0,7...1,0	0,5...0,7	1,5
NORMAL ŞARTLI İŞLETME Endüstri, Turbo ve Tesis redüktörleri. Örneğin: Takım tezgahları ve normal kaldırma araçları redüktörleri. Bütün elektrik motorlu tahrikler.	• Statik mukavemet; - Plastik değişme veya malzemede çatlama tehlikesi varsa, - Başlangıç darbeli. İşletmede hatırı sayılır sık darbeli momentler etkinse. - Hesaplamalar; M_{max} = Moment x İşletme faktörü ile yapılıyorsa.	1,4	1,0	---
	• Devamlı mukavemet; - Hesaplamalar; M_{max} = Moment x İşletme faktörü ile yapılıyorsa, - Oldukça büyük ve sık darbeli zorlamalar.	1,4...1,5	0,8...1,2	1,5...1,8
	• Hesaplar kollektif yüklemeye göre ve devamlı mukavemet için; - Hesaplamalar; M_{max} = Koll. Moment x İşletme faktörü ile yapılıyorsa, - Oldukça büyük ve sık darbeli zorlamalar.	1,2...1,4	0,8...1,0	1,5
ÇOK ve AĞIR ŞARTLI İŞLETME Kritik işletmeler. (Çok yüksek sayıda yükleme, çok yüksek zarar rizikolu, zararın etkisi çok büyük ve yedekparçası zor temin edilen veya ulaştırılan, fazla yük emniyeti olmayan işletmeler. Örneğin: Büyük Turbo, Gemi, Uçak ve zor şartlarda çalışan Kaldırma araçları redüktörleri.	• Statik mukavemet; - Plastik değişme veya malzemede çatlama istenmiyorsa, - Hatırı sayılır sık sık başlangıç darbeli momentler etkisindeyse, - Hesaplamalar; M_{max} = Moment x İşletme faktörü ile yapılıyorsa.	1,8	1,3	---
	• Devamlı mukavemet; - Hatırı sayılır sık sık başlangıç darbeli momentler etkisindeyse, - Hesaplamalar; M_{max} = Moment x İşletme faktörü ile yapılıyorsa.	1,6...3,0	1,3...1,6	2,0...2,5
	• Hesaplar kollektif yüklemeye göre ve devamlı mukavemet için; - Hatırı sayılır sık darbeli momentler.	1,4...2,0	1,2...1,4	1,8

Tablo 1.54, Genel şart ve duruma göre gerekli emniyet faktörünün yuvarlanması

FAZLA EMNİYET GEREKTİREN DURUM	AZ EMNİYET GEREKTİREN DURUM
Hesaplamaya göre:	
• Kaba ve tahmini hesaplama • Hesaplama metodu az emniyetli ve az güvenilir ise, Yenme, aşınma, vs. dikkate alınmamışsa.	• Hesap tam ve doğru alınan yük veya kuvvetlerle yapılmışsa, • Hesaplama metodu emniyetli ve güvenilir ise.
Malzeme ve imalat kalitesine göre:	
• Özel bir şartname yok, genel şartlara göre alınmış malzeme veya imalat. Isıl işleme, ölçülendirme ve toleranslar belirsiz. Kontrol yapılmamış. • Tanınmıyan imalatcı, tecrübesiz imalatcı veya tecrübesizlik. • Özel, tek veya az sayıda imalat. • Sınırlı kontrol imkanı.	• Özel şartnameye göre alınmış malzeme ve imalat. Isıl işleme, ölçülendirme ve toleranslar tam belirlenmiş. Kontrollar tam şartnameye göre yapılmış. • İyi tutturulmuş imalat kalitesi, kalitesi tam bilinen malzeme, Bilinçli ısıl işleme, imalat ebatları normal bilinen büyüklükte. • Seri imalat, devamlı kalite konrolü ve küçük boyutlu imalat. • Geniş imkanlı denemeler, deneme tipi ve tam yük ile deneme, sihhatli ölçme.
İşletme, Montaj ve bakım şartlarına göre:	
• İşletme, Montaj ve bakım şartları hakkında bilgiler emin ve kati değil. • Tahrik zincirinde emniyet parçası yok.	• İşletme, Montaj ve bakım şartları hakkında bilgiler tam emin ve kati. • Tahrik zincirinde fazla yükü bildirecek bilinçli konulmuş, kırılması zarar vermiyen, emniyet parçası var.
Bozulma veya kırılmanın tesirlerine göre:	
• Birdenbire kırılma, işletmenin tamamen durması. • Bozulma halinde insan hayatı söz konusu ise. Örneğin: Hava ve Uzay uçuşmakinaları. • İşletmenin durması halinde büyük maddi zararlar bekleniyorsa. Örneğin: Değirmenler, Haddeler, v.s. • Bozulma ihtimali olan parça diğer parçalara kıyasla oldukça pahalı ise. • Bozulma ihtimali olan parçanın yedeği yoksa. • Tamir ve bakım olanakları zorsa.	• Erosyon, korosyon ve aşınma sonucu kırılma zamanı tam ve kati belirliyse. • Aşınmaya karşı olumlu ve tesirli önlemler alınmışsa. Örneğin: Yağlama ve yağ uygun seçilmişse. • İşletmenin durması halinde zarar sınırlıysa. Örneğin: Modul olarak değiştirilen parçalar, v.s. • Bozulma ihtimali olan parça diğer parçalara kıyasla oldukça ucuz ise. • Bozulma ihtimali olan parçanın yedeği varsa. • Tamir ve bakım olanakları kolaysa.

1.2.5 Örnek

Ana örneğimiz olan "Takım tezgahı redüktörü" kademelerinin mukavemet hsaplarını yapalım. Redüktör ölçülendirilmiş ve geometrik ölçüleri tamamlanmıştır. Genel olarak bir konstruksiyon yapılırken körü körüne hiç düşünmeden mukavemet hesaplarını yapmak pekte akıllıca bir tutum değildir. Bir işletmede, bir iş yaparken devamlı olarak, yapılan işin ekonomikliği ön planda yer alır. Yapılan işlem karlı değilse, yani para kazandırmıyor ve gerekli değilse, o işi yapmak akıllılık değildir. Hesap yapmakta bir iştir.

İlk önce hesabın yapılıp yapılmaması ciddi olarak düşünülmelidir. Bu düşünceler " ***Konstruksiyon ve Konstruksiyon metodiği***" bölümünde geniş olarak ele alınmıştır. Burada kısaca hesaplamanın ciddiyetini ele alıp hesabımızı yapalım. Eğer yapacağımız redüktör bir veya iki adet yapılacaksa. Herhangi bir sebepten ötürü kırılması veya bozulması ciddi ve hukuki zarar vermiyorsa. Daha önce bu şartlara yakın bir redüktör yapılmışsa. Hiç zahmet etmeden, yani hiç hesap yapmadan eldeki redüktörün aynısını yapıp işi bitirmek gerekir. Unutmayın ki, pratik hayatta siz bilginizi kanıtlamak için çalışmıyorsunuz. Para kazanıp yaşadığınız günleri tatlı geçirmek için çalışıyorsunuz. Bir işi muhakkak hesaplamak okulda yapılır. Çünkü okulda bilginizi göstermeniz gereklidir. Hesabın yapılmasına karar verdiğinizde, şu yeni soru ortaya çıkar; Nasıl hesap yapalım?

Hesaplar genelde üç şekilde yapılır:

1. **Kaba hesaplar.**
   Literatürde verilmiş olan değer ve tablolarla yapılan hesaplar.

   Kullanıldıkları yerler: Bunlar az sayıda imal edilen ve hataları ciddi sonuçlar yaratmayan mallar için yapılır. Hiçbir zaman doğruluğu münakaşa yaratacak ve hesapları ortaya koyup kanıtı istenmeyecek durumlardır.

2. **Normal hesaplar.**
   Ciddi bir metoda ve bir otoriteye dayanan analitik hesaplar. Yani, literatürde verilmiş olan karşılaştırma değerleri ve formüllerle yapılan hesaplar.

   Kullanıldıkları yerler: Seri imalat. Hata sonucu oldukça ciddi hasarların oluşacağı işler. Hasarda kontrol ve iyi niyet kanıtı gereken haller.

3. **Hassas ve detaylı hesaplar.**
   Meslekte münakaşasız kabul edilen bir metotla yapılan ve karşılaştırma değerleri özel deneylerle bulunan hesaplar.

   Kullanıldıkları yerler: Hava ve uzay araçları redüktörleri, seri ve özel imalatlar. Hata sonucu çok ciddi hasarların oluşacağı durumlar. Sonuçları bu günün teknik imkanlarına göre münakaşasız kabul edilmesi gereken hesaplar.

Burada, bizim yapacağımız hesap ikinci durumdur. Hesabımızı yapalım.

Hesaplarda, örneği genişletmek için analitik hesap için gereken formüllerin yanı sıra ait oldukları tablolarda verilmiştir. Hesaplardaki değerler yalnız analitik sonuçların değerleridir. Yalnız 1 nci kademede geniş açıklamalar yapılmıştır. Diğer kademeler analog hesap olduğundan yalnız sonuçlar verilmiştir.

1.2.5.1 Takım tezgahı redüktörü 1. Kademesinin mukavemet hesabı

1.2.5.1.1 1. Kademenin bilinen değerleri

Tanımı	Birim	Sembol	Pinyon	Çark
Diş sayısı		$z_{11,21}$ =	18	107
Modül	mm	m_{n1} =	3	
Kavrana açısı	°	α_{n1} =	20	
Nakil oranı		u_1 =	5,944	
Diş genişliği	mm	$b_{11,21}$ =	65	60
Helis açısı	°	β_1 =	19,7246°	
Helis yönü			sağ	sol
Diş açma kalitesi			DIN 8	
Eksenler mesafesi	mm	a_1 =	200	
Devir sayısı	d/s	$n_{11,21}$ =	24,3	3,7
Malzeme , İslah çeliği			42 CrMo 4	42 CrMo 4
Elastiklik modülü	N/mm^2	E_{din} =	210’000	210’000
Diş dibi mukavemet değeri	N/mm^2	σ_{Flim} =	310	310
Diş yanağı mukavemet değeri	N/mm^2	σ_{Hlim} =	1’100	1’100
0,5 mm derinlikte alevle diş dibi dahil sertleştiril		HB	525	525
Yüzey kalitesi	µm	$R_{z1,2}$ =	6,3	6,3
Moment (hesaplar için geçerli, pinyon)	Nm	M_{t1} =	139,1	–
Çevre kuvveti	N	F_{t1} =	4’850	–

1.2.5.1.2 1. Kademenin geometrik ölçüleri

	Tanımı	Pinyon	Çark
1	Alın modülü	m_{t1} = 3,18699 mm	
2	Alın kavrama açısı	α_{t1} = 21,139346°	
3	Profil kaydırmasız eksen arası	a_{01} = 199,187 mm	
4	İşletmede kavrama açısı	α_{wt1} = 21,733627°	
5	Alın kavrama açısının evolvent fonksiyonu	$inv\alpha_{t1}$ = 0,017706	
6	İşletme kavrama açısının evolv. fonksiyonu	$inv\alpha_{wt1}$ = 0,019305	
7	Toplam profil kaydırma değeri	Σx_1 = 0,274596	
8	Diş üstü çap düzeltmesi	$k.m_{n1}$ = 0,01095	
9	Temel dairesinde helis açısı	β_{b1} = 18,490399°	
10	Eşdeğer diş sayısı	z_{n1}=21,260365	z_{n2}=126,381061
11	Profil kaydırma faktörü	x_{11} = +0,25	x_{21} = +0,02459
12	Taksimat dairesi	d_{11} = 57,366	d_{21} = 341,008
13	Diş üstüçapı	d_{a11} = 64,844	d_{a21} = 347,134
14	Ölçülecek diş sayısı	k_{11} = 3	k_{21} = 15
15	Kontrol ölçü değeri	W_{k11} = 23,552	W_{k21} = 133,809
	Takımtezgahları tahrikleri	A_a = js 6 ; A_{sne} = f ; T_{sn} = 24	
	W_k için üst sapma değeri	A_{sne} = – 0,019	A_{sne} = – 0,035
	Diş kalınlığı toleransı	T_{sn} = 0,025	T_{sn} = 0,040
	Üst tolerans	$A_{üWk1}$ = –0,018	$A_{üWk2}$ = –0,033
	Alt tolerans	A_{aWk1} = –0,041	$A_{üWk2}$ = –0,070
	max. ölçü değeri	$W_{kü11}$ = 23,535	$W_{kü21}$=133,776
	min. Ölçü değeri	W_{ka11} = 23,511	W_{ka21}=133,739
	Eksenler arası toleransı	A_{a1} = ± 0,0145 mm	
16	Temel dairesi çapı	d_{b11} = 53,506	d_{b21} = 318,061
17	Profil kavrama oranı	$\varepsilon_{\alpha1}$ = 1,476781	
	Profil kavrama oranı	$\varepsilon_{\alpha n1}$ = 1,641929	

18 Helis kavrama oranı $\varepsilon_{\beta 1} = 2{,}148588$

19 Diş genişliği kontrolu $b_{min} = 9{,}5\ mm < b_2 = 60\ mm$

1.2.5.1.3 1. Kademenin mukavemet hesapları

1.2.5.1.3.1 1. Kademenin diş dibi kırılma analizi

1. Diş dibi kırılması mukavemet hesabında kanıtlanması gereken şart, sayfa 51 de, formül F. 1.24 ile bulunur.

$$S_{Fhe} = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_{Fhe}} \geq S_{FGER}$$

$S_{Fhe1} = \sigma_{FG1} / \sigma_{Fhe1} = 638 / 323$ $\quad S_{Fhe1} = 1{,}98$

$S_{Fhe2} = \sigma_{FG2} / \sigma_{Fhe2} = 638 / 317$ $\quad S_{Fhe2} = 1{,}87$

2. Malzemenin diş dibi yorulma kırılmasına karşı gerekli emniyet katsayısı, sayfa 89 deki Tablo 1.53 ve sayfa 90 deki Tablo 1.54 dan bulunur. $S_{FGER} = 1{,}4$

Elektrik motorlu, takım tezgahları redüktörü. Devamlı mukavemet hesabı. Hesap momenti işletme faktörülü. Talaş kaldırmada oldukça sık darbeli zorlama. Önerilen tablo değerleri: 1,4 ... 1,5 . Burada yaptığımız hesap emniyetli ve güvenilir bir metot olduğundan, küçük değer seçilir.
Burada hesaplanan emniyet katsayılarına göre kadememizin fonksiyonu diş dibi kırılmasına göre devam edecektir.
Değerler $S_{FGERmax} = 1{,}5$ danda büyüktür.

Diş dibindeki kırılma gerilimi " σ_{Fhe1} ve σ_{Fhe2} "

3. Diş dibindeki kırılma gerilimi " σ_{Fhe1} ve σ_{Fhe2} ", sayfa 51 deki formül F. 1.25 ile bulunur;

$$\sigma_{Fhe} = \sigma_{FYe} \cdot K_{İŞ} \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$$

$\sigma_{Fhe1} = 323\ N/mm^2$
$\sigma_{Fhe2} = 317\ N/mm^2$

4. Yerel diş dibi kırılma gerilimi " σ_{Fye} ", sayfa 51 deki formül F. 1.26 ile bulunur;

$$\sigma_{FYe} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta$$

$\sigma_{Fye1} = 70\ N/mm^2$
$\sigma_{Fye2} = 69\ N/mm^2$

Form faktörleri:

5. Form faktörü " Y_{Fa} " sayfa 53 da, formül F. 1.27 den, veya sayfa 57 da, Tablo 1.22 den

$$Y_{Fa} = \frac{6 \cdot \frac{h_{Fa}}{m_n} \cdot \cos\alpha_{Fan}}{\left(\frac{S_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cdot \cos\alpha_n}$$

$Y_{Fa11} = 2{,}478$
$Y_{Fa21} = 2{,}168$

6. Çentik faktörü "Y_{Sa}", Formül F. 1.30 den, veya Tablo 1.23 den

$$Y_{Sa} = (1{,}2 + 0{,}13 \cdot L_a) \cdot q_s^{\frac{1}{1{,}21 + \frac{2{,}3}{La}}}$$

$Y_{Sa11} = 1{,}772$
$Y_{Sa21} = 1{,}993$

7. Yük payı faktörü "Y_ε" , F. 1.34 $\quad Y_\varepsilon = 0{,}25 + \frac{0{,}75}{\varepsilon_{\alpha n}}$ $\quad Y_{\varepsilon 1} = 0{,}707$

8. Helis faktörü " Y_β ", F. 1.36 veya Tablo 1.24 den

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120}$$

$Y_{\beta 1} = 0{,}836$

Kuvvet faktörleri:

9. İşletme faktörü " $K_{İŞ}$ ", sayfa 61 de, Tablo 1.25 den.
Tahrik edilen makina, sıra 3 de, Orta yüklemeli, normal darbeli, takım tezgahları.
Tahrik eden makina, sütun 1, Düzenli yüklemeli, elektrik motorları. — $K_{İŞ} = 1,5$

10. Dinamik faktör "K_V" , sayfa 62 da, formül F. 1.39 ile, veya sayfa 64 de,
Tablo 1.30 ile: $K_{V\beta} = 1 + \left(\frac{1,123 \cdot K_1}{K_{İŞ} \cdot F_t / b} + 0,0087 \right) \cdot K_4$ — $K_{V\beta 1} = 1,164$

11. K_4 değeri, sayfa 62 da, formül F. 1.40 ile
$K_4 = 0,01 \cdot z_1 \cdot v_1 \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \leq 10 m/s$ — $K_4 = 0,78$ m/s

12. Alın yükü dağılma faktörü "K_F", sayfa 64 de, Tablo 1.31 den, Çizgisel yük $K_A F_t / b = 121$ N/mm , helis dişli, Dişli kalitesi DIN 8, çevresel sertleştirilmiş dişliler. — $K_{F\alpha} = 1,2$

13. Yük dağılma faktörü "$K_{F\beta}$" , sayfa 66 da , formül F. 1.46 ile: $K_{F\beta} = (K_{H\beta})^N$ — $K_{F\beta} = 2,204$

14. kuvvet N, sayfa 66 da, formül F. 1.47 ile — $N = 0,889$

15. Yük dağılma faktörü " $K_{H\beta}$ " , sayfa 66 da, formül F. 1.48 ile: $K_{H\beta} = 1 + \frac{10 \cdot F_{\beta y}}{F_{or} / b}$ — $K_{H\beta} = 2,433$

Malzemenin diş dibindeki mukavemet değeri " σ_{FG} "

16. Malzemenin diş dibindeki mukavemet değeri " σ_{FG} " , sayfa 70 , formül F. 1.55
$\sigma_{FG} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rel} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X$ — $\sigma_{FG1} = 638$ N/mm^2, $\sigma_{FG2} = 638$ N/mm^2

17. Malzememnin diş dibi devamlı mukavemet değeri "σ_{Flim}", dişlilerin ölçülendirilmesinde malzeme seçimiyle belirlenmiştir. Aynı malzeme olduğundan $\sigma_{Flim1} = \sigma_{Flim2}$ dir. — $\sigma_{Flim1} = 310$ N/mm^2, $\sigma_{Flim2} = 310$ N/mm^2

18. Malzemenin gerilme değeri düzeltme faktörü "Y_{ST} ", sayfa 70 den. — $Y_{ST} = 2$

19. Dayanma süresi faktörü " Y_{NT} " , sayfa 71 de, Tablo 1.37 daki formülle; $3 \cdot 10^6 \leq N_L$ için : — $Y_{NT1} = 1$, $Y_{NT2} = 1$

20. Göreceli dayanışma faktörü " $Y_{\delta relT}$ ", sayfa 72 de, Tablo 1.39 , $Y_{\delta relT1}$ için $Y_{Sa1} = 1,774$ ve $Y_{\delta relT2}$ için $Y_{Sa2} = 2,0$ — $Y_{\delta relT1} = 1$, $Y_{\delta relT2} = 1$

21. Göreceli yüzey faktörü " Y_{RrelT} ", sayfa 72 de, Tablo 1.40, islah çeliği, $Y_{RrelT} = 1,674 - 0,529 (R_z + 1)^{0,1}$ — $Y_{RrelT1} = 1,029$, $Y_{RrelT2} = 1,029$

22. Büyüklük faktörü " Y_X ", sayfa 73 de, Tablo 1.42 den veya sayfa 74 da, Tablo 1.44 den, Yüzeyi sertleştirilmiş çelikler, $m_n < 5$ için — $Y_X = 1,0$

1.2.5.1.4 Kademenin diş yanaklarında yüzey basıncı analizi

1. Diş yanaklarında yüzey basıncı hesabında kanıtlanması gereken şart, sayfa 75 de, formül F. 1.56 ile bulunur.

$$S_{Hhe} = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_{Hhe}} \geq S_{HGER}$$

$S_{Hhe1} = \sigma_{HG1} / \sigma_{Hhe1} = 1'298 / 1'037$ $\qquad S_{Hhe1} = 1{,}23$

$S_{Hhe2} = \sigma_{HG2} / \sigma_{Hhe2} = 1'298 / 1'037$ $\qquad S_{Hhe2} = 1{,}23$

2. Malzemenin diş yanağı oyuklaşmaya karşı gerekli emniyet katsayısı, sayfa 89 deki Tablo 1.53 ve sayfa 90 deki Tablo 1.54 dan bulunur. $\qquad S_{HGER} = 0{,}8$

Elektrik motorlu, takım tezgahları redüktörü. Devamlı mukavemet hesabı. Hesap momenti işletme faktörülü. Talaş kaldırmada oldukça sık darbeli zorlama. Önerilen tablo değerleri: 0,8 ... 1,2 . Burada yaptığımız hesap emniyetli ve güvenilir bir metot olduğundan, küçük değer seçilir.

Burada hesaplanan emniyet katsayılarına göre kademe mizin fonksiyonu diş yanağı oyuklaşmasına karşı yeteri kadar emniyetlidir. $N_L = 3.10^6$ yükleme sayısına yanaklar aşınmadan ulaşılabilinir.

Diş yanağındaki hesaplanan yanak basıncı " σ_{Hhe} "

23. Diş yanağındaki hesaplanan yanak basıncı " σ_{Hhe} ", sayfa 75 de, formül F. 1.57 ile bulunur. $\qquad \sigma_{Hhe1} = 1'037\ N/mm^2$

$$\sigma_{Hhe} = \sigma_{HYe} \cdot \sqrt{K_{İŞ} \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}$$

24. İşletme faktörü " $K_{İŞ}$ " ve Dinamik faktör "K_V"diş dibi hesabına göre bir değişiklik yoktur. Değerler aynen alınır. $\qquad K_{İŞ} = 1{,}5$ $\qquad K_{V\beta1} = 1{,}164$

25. Yük dağılma faktörü " $K_{H\beta}$ " diş dibi hesabında, sayfa 66 , formül F. 1.48 ile bulunmuştur. $\qquad K_{H\beta} = 2{,}433$

26. Alın yükü dağılma faktörü "$K_{H\alpha}$", diş dibi faktörü "$K_{F\alpha}$" ya göre bir değişiklik yoktur. Değer aynen alınır. $\qquad K_{H\alpha} = 1{,}2$

27. Kuvvet faktörleri değeri: $\qquad K_{Kuv} = 2{,}258$

$$K_{Kuv} = \sqrt{K_{İŞ} \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}$$

28. Yerel diş diş yanağı basıncı "σ_{Hye} ", sayfa 78 , formül F. 1.59 ile hesaplamır.

$$\sigma_{HYe} = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot Z_H \cdot Z_E \qquad \sigma_{Hye1} = 575\ N/mm^2$$

Burada : F_t, b, d_1 ve u dişlilerin ölçülendirilmesinde ve geometrik ölçülerde belirlenmiştir.

29. Kavrama faktörü "Z_ε", sayfa 79 , formül F. 1.62 ile. Helis açı $\varepsilon_\beta \geq 1$ için $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$, veya sayfa 79 , Tablo 1.45 $\qquad Z_\varepsilon = 0{,}823$

30. Helis faktörü "Z_β " sayfa 79 , formül F. 1.63 ile $\qquad Z_\beta = 0{,}970$

$$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta}$$

31. Diş yanağı form faktörü " Z_H " sayfa 81 , formül F. 1.65 ile, helis dişli için : $Z_H = \sqrt{\dfrac{2 \cdot \cos\beta_b}{\cos^2\alpha_t \cdot \tan\alpha_{wt}}}$, veya sayfa 80 , Tablo 1.46 den. — $Z_H = 2{,}339$

32. Malzeme faktörü " Z_E " sayfa 82 , formül F. 1.68 ile
$E = E_1 = E_2$ ve $\nu = \nu_1 = 0{,}3$ ise: $Z_E = \sqrt{0{,}175 \cdot E}$, veya sayfa 82 , Tablo 1.47 dan. — $Z_E = 191{,}6\sqrt{N}$ / mm

Malzemenin diş yanağındaki basınç mukavemet değeri " σ_{HG} "

33. Malzemenin diş yanağındaki basınç mukavemet değeri " σ_{HG} ", sayfa 83 , formül F. 1.69 ile:
$\sigma_{HG} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT} \cdot (Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R) \cdot Z_W \cdot Z_X$ — $\sigma_{HG1} =$ 1'278 N/mm^2, $\sigma_{HG2} =$ 1'278 N/mm^2

34. Malzemenin diş yanağındaki devamlı basınç mukavemet değeri " σ_{Hlim} ", dişlilerin ölçülendirilmesinde malzeme seçimiyle belirlenmiştir. Aynı malzeme olduğundan $\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlim2}$ dir. — $\sigma_{Hlim1} =$ 1'100 N/mm^2, $\sigma_{Hlim2} =$ 1'100 N/mm^2

35. Dayanma süresi faktörü "Z_{NT}", sayfa 83 , Tablo 1.48
$N_L \geq 3.10^6$ için : $10^5 < N_L < 5.10^7$ ve $Z_{NT} = (5.10^7 / N_L)^{0{,}0756}$ — $Z_{NT} = 1{,}237$

36. Yağlama faktörü "Z_L", sayfa 84 , formül F. 1.70 ile,
$\nu_{50} = 120$ mm^2/s için $Z_L = C_{ZL} + \dfrac{4(1 - C_{ZL})}{\left(1{,}2 + \dfrac{80}{\nu_{50}}\right)^2}$ — $Z_{L1} = 1{,}017$, $Z_{L2} = 1{,}017$

$\sigma_{Hlim1,2} = 1100$ $C_{ZL} = \dfrac{\sigma_{Hlim}}{4375} + 0{,}6357$, veya Tablo 1.49 ile. — $C_{ZL} = 0{,}887$

37. Çevre hızı faktörü " Z_V ", sayfa 85 , formül F. 1.73
v = için; $Z_V = C_{ZV} + \dfrac{2(1 - C_{ZV})}{\sqrt{0{,}8 + \dfrac{32}{v}}}$ ve $\sigma_{Hlim1,2} = 1100$ — $Z_{V1} = 0{,}972$, $Z_{V2} = 0{,}972$

$C_{ZV} = C_{zL} + 0{,}02$, veya Tablo 1.50 ile. — $C_{ZV} = 0{,}907$

38. Yüzey işleme kalite faktörü "Z_R", sayfa 86 , formül F. 1.75
$Z_R = \left(\dfrac{3}{R_{z100}}\right)^{C_{ZR}}$ — $Z_{R1} = 0{,}950$, $Z_{R2} = 0{,}950$

sayfa 86 , formül F. 1.76 $R_{z100} = \dfrac{R_{z1} + R_{z2}}{2} \sqrt[3]{\dfrac{100}{a}}$ — $R_{z100} = 5{,}0$

sayfa 86 , formül F. 1.77 $C_{zR} = 0{,}32 + 0{,}0002 \cdot \sigma_{H\lim}$, veya Tablo 1.51 ile — $C_{ZR} = 0{,}1$

39. Malzeme sertlik faktörü "Z_W ", Tablo 1.52 ile
$HB_{1,2} = 525$ için $Z_W = 1{,}2 - \dfrac{HB - 130}{1700}$ — $Z_{W1} = 1{,}0$, $Z_{W2} = 1{,}0$

40. Büyüklük faktörü " Z_x ", sayfa 73 de, Tablo 1.42 den veya sayfa 74 da, Tablo 1.44 den, Yüzeyi sertleştirilmiş çelikler, $m_n < 7$ için — $Z_{X1} = 1{,}0$

Elde edilen karşılaştırma değerlerine göre 1 nci kadememizin fonksiyonunu yapmaması için hesapsal bir sorun yoktur.

1.2.5.2 Takım tezgahı redüktörü 2. Kademesinin mukavemet hesabı

1.2.5.2.1 2. Kademenin bilinen değerleri

Tanımı	Birim	Sembol	Pinyon	Çark
Diş sayısı		$z_{12,22}$ =	18	78
Modül	mm	m_{n2} =	5	
Kavrana açısı	°	α_{n2} =	20°	
Nakil oranı		u_2 =	4,333	
Diş genişliği	mm	$b_{12,22}$ =	113	105
Helis açısı	°	β_2 =	14,4775°	
Helis yönü			sol	sağ
Diş açma kalitesi			DIN 8	
Eksenler mesafesi	mm	a_2 =	250	
Devir sayısı	d/s	$n_{12,22}$ =	3,7	0,9
Malzeme, İslah çeliği			42 CrMo 4	42 CrMo 4
Elastiklik modülü	N/mm²	E_{din} =	210'000	210'000
Diş dibi mukavemet değeri	N/mm²	σ_{Flim} =	310	310
Diş yanağı mukavemet değeri	N/mm²	σ_{Hlim} =	1'100	1'100
1 nci kademe gibi sertleştirilmiş		HB	525	525
Yüzey kalitesi	µm	$R_{z1,2}$ =	6,3	6,3
Moment (hesaplar için geçerli, pinyon)	Nm	M_{t2} =	781,4	–
Çevre kuvveti	N	F_{t2} =	16'825	–

1.2.5.2.2 2. Kademenin geometrik ölçüleri

	Tanımı	Pinyon	Çark
1	Alın modülü	m_{t2} = 5,16398mm	
2	Alın kavrama açısı	α_{t2} = 20,601583°	
3	Profil kaydırmasız eksen arası	a_{02} = 247,871mm	
4	İşletmede kavrama açısı	α_{wt2} = 21,862817°	
5	Alın kavrama açısının evolvent fonksiyonu	$inv\alpha_{t2}$ = 0,016341	
6	İşletme kavrama açısının evolv. Fonksiyonu	$inv\alpha_{wt2}$ = 0,019666	
7	Toplam profil kaydırma değeri	Σx_2 = 0,438401	
8	Diş üstü çap düzeltmesi	$k.m_{n2}$ = 0,062927	
9	Temel dairesinde helis açısı	β_{b2} = 13,587082°	
10	Eşdeğer diş sayısı	z_{n12} = 19,676226	z_{n22} = 85,263647
11	Profil kaydırma faktörü	x_{12} = + 0,25	x_{22} = + 0,188401
12	Taksimat dairesi	d_{12} = 92,952	d_{21} = 402,790
13	Diş üstüçapı	d_{a12} = 105,326	d_{a22} = 414,548
14	Ölçülecek diş sayısı	k_{12} = 3	k_{22} = 10
15	Kontrol ölçü değeri	W_{k12} = 39,139	W_{k22} = 146,859
	Takımtezgahları tahrikleri	A_a = js 6 ; A_{sne} = f ; T_{sn} = 24	
	W_k için üst sapma değeri	A_{sne} = – 0,019	A_{sne} = – 0,035
	Diş kalınlığı toleransı	T_{sn} = 0,025	T_{sn} = 0,040
	Üst tolerans	$A_{üWk2}$ = –0,018	$A_{üWk2}$ = –0,033
	Alt tolerans	A_{aWk2} = –0,041	$A_{üWk2}$ = –0,070
	max. ölçü değeri	$W_{kü12}$ = 39,121	$W_{kü22}$=146,789
	min. Ölçü değeri	W_{ka12} = 39,097	W_{ka22}=146,827
	Eksenler arası toleransı	A_{a2} = ± 0,0145 mm	
16	Temel dairesi çapı	d_{b12} = 87,007	d_{b22} = 377,032
17	Profil kavrama oranı	$\varepsilon_{\alpha 2}$ = 1,497914	
	Profil kavrama oranı	$\varepsilon_{\alpha n2}$ = 1,585411	

18 Helis kavrama oranı $\varepsilon_{\beta 2} = 1{,}671126$

19 Diş genişliği kontrolu $b_{min} = 11{,}6\ mm < b_2 = 105\ mm$

1.2.5.2.3 2. Kademenin mukavemet hesapları

1.2.5.2.3.1 2. Kademenin diş dibi kırılma analizi

1. Diş dibi kırılması mukavemet hesabında kanıtlanması gereken şart, sayfa 51 de, formül F. 1.24 ile bulunur. $S_{Fhe} = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_{Fhe}} \geq S_{FGER}$

   $S_{Fhe1} = \sigma_{FG1} / \sigma_{Fhe1} = 638 / 298$ $S_{Fhe1} = 2{,}14$

   $S_{Fhe2} = \sigma_{FG2} / \sigma_{Fhe2} = 638 / 292$ $S_{Fhe2} = 2{,}18$

2. Malzemenin diş dibi yorulma kırılmasına karşı gerekli emniyet katsayısı, sayfa 89 deki Tablo 1.53 ve sayfa 90 deki Tablo 1.54 dan bulunur. $S_{FGER} = 1{,}4$

   Elektrik motorlu, takım tezgahları redüktörü. Devamlı mukavemet hesabı. Hesap momenti işletme faktörülü. Talaş kaldırmada oldukça sık darbeli zorlama. Önerilen tablo değerleri: 1,4 ... 1,5 . Burada yaptığımız hesap emniyetli ve güvenilir bir metot olduğundan, küçük değer seçilir.

   Burada hesaplanan emniyet katsayılarına göre kadememizin fonksiyonu diş dibi kırılmasına göre devam edecektir. Değerler $S_{FGERmax} = 1{,}5$ danda büyüktür.

Diş dibindeki kırılma gerilimi " σ_{Fhe1} ve σ_{Fhe2} "

3. Diş dibindeki kırılma gerilimi " σ_{Fhe1} ve σ_{Fhe2} ", sayfa 51 deki formül F. 1.25 ile bulunur;

   $\sigma_{Fhe} = \sigma_{FYe} \cdot K_{İŞ} \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$

   $\sigma_{Fhe1} = 298\ N/mm^2$

   $\sigma_{Fhe2} = 292\ N/mm^2$

4. Yerel diş dibi kırılma gerilimi " σ_{Fye} ", sayfa 51 deki formül F. 1.26 ile bulunur;

   $$\sigma_{FYe} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta$$

   $\sigma_{Fye1} = 90\ N/mm^2$

   $\sigma_{Fye2} = 88\ N/mm^2$

Form faktörleri:

5. Form faktörü " Y_{Fa} " sayfa 53 da, formül F. 1.27 den, veya sayfa 57 da, Tablo 1.22 den

   $$Y_{Fa} = \frac{6 \cdot \frac{h_{Fa}}{m_n} \cdot \cos\alpha_{Fan}}{\left(\frac{S_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cdot \cos\alpha_n}$$

   $Y_{Fa11} = 2{,}605$

   $Y_{Fa21} = 2{,}157$

6. Çentik faktörü "Y_{Sa}", Formül F. 1.30 den, veya Tablo 1.23 den

   $$Y_{Sa} = (1{,}2 + 0{,}13 \cdot L_a) \cdot q_s^{\frac{1}{1{,}21 + \frac{2{,}3}{La}}}$$

   $Y_{Sa11} = 1{,}759$

   $Y_{Sa21} = 1{,}999$

7. Yük payı faktörü "Y_ε" , F. 1.34 $Y_\varepsilon = 0{,}25 + \frac{0{,}75}{\varepsilon_{\alpha n}}$ $Y_{\varepsilon 1} = 0{,}723$

8. Helis faktörü " Y_β ", F. 1.36 veya Tablo 1.24 den $Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120}$ $Y_{\beta 1} = 0{,}879$

Kuvvet faktörleri:

9. İşletme faktörü " $K_{İŞ}$ ", sayfa 61 de, Tablo 1.25 den.
Tahrik edilen makina, sıra 3 de, Orta yüklemeli, normal darbeli, takım tezgahları.
Tahrik eden makina, sütun 1, Düzenli yüklemeli, elektrik motorları. — $K_{İŞ} = 1,5$

10. Dinamik faktör "K_V" , sayfa 62 da, formül F. 1.39 ile, veya sayfa 64 de,
Tablo 1.30 ile: $K_{V\beta} = 1 + \left(\frac{1,123 \cdot K_1}{K_{İŞ} \cdot F_t / b} + 0,0087 \right) \cdot K_4$ — $K_{V\beta 1} = 1,023$

11. K_4 değeri, sayfa 62 da, formül F. 1.40 ile
$K_4 = 0,01 \cdot z_1 \cdot v_1 \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \leq 10 m/s$ — $K_4 = 0,210$ m/s

12. Alın yükü dağılma faktörü "K_F", sayfa 64 de, Tablo 1.31 den,
Çizgisel yük $K_A F_t / b = 250$ N/mm , helis dişli, Dişli kalitesi DIN 8, çevresel sertleştirilmiş dişliler. — $K_{F\alpha} = 1,2$

13. Yük dağılma faktörü "$K_{F\beta}$" , sayfa 66 da , formül F. 1.46 ile:
$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^N$ — $K_{F\beta} = 1,805$

14. kuvvet N, sayfa 66 da, formül F. 1.47 ile — $N = 0,894$

15. Yük dağılma faktörü " $K_{H\beta}$ " , sayfa 66 da, formül F. 1.48 ile:
$K_{H\beta} = 1 + \frac{10 \cdot F_{\beta y}}{F_{or} / b}$ — $K_{H\beta} = 1,936$

Malzemenin diş dibindeki mukavemet değeri " σ_{FG} "

16. Malzemenin diş dibindeki mukavemet değeri " σ_{FG} " , sayfa 70 , formül F. 1.55
$\sigma_{FG} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rel} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X$ — $\sigma_{FG1} = 638$ N/mm^2, $\sigma_{FG2} = 638$ N/mm^2

17. Malzememnin diş dibi devamlı mukavemet değeri "σ_{Flim}", dişlilerin ölçülendirilmesinde malzeme seçimiyle belir-lenmiştir. Aynı malzeme olduğundan $\sigma_{Flim1} = \sigma_{Flim2}$ dir. — $\sigma_{Flim1} = 310$ N/mm^2, $\sigma_{Flim2} = 310$ N/mm^2

18. Malzemenin gerilme değeri düzeltme faktörü "Y_{ST} ", sayfa 70 den. — $Y_{ST} = 2$

19. Dayanma süresi faktörü " Y_{NT} " , sayfa 71 de, Tablo 1.37 daki formülle; $3.\ 10^6 \leq N_L$ için : — $Y_{NT1} = 1$, $Y_{NT2} = 1$

20. Göreceli dayanışma faktörü " $Y_{\delta relT}$ ", sayfa 72 de, Tablo 1.39 , $Y_{\delta relT1}$ için $Y_{Sa1} = 1,761$ ve $Y_{\delta relT2}$ için $Y_{Sa2} = 2,0$ — $Y_{\delta relT1} = 1$, $Y_{\delta relT2} = 1$

21. Göreceli yüzey faktörü " Y_{RrelT} ", sayfa 72 de, Tablo 1.40, islah çeliği, $Y_{RrelT} = 1,674 - 0,529 (R_z + 1)^{0,1}$ — $Y_{RrelT1} = 1,029$, $Y_{RrelT2} = 1,029$

22. Büyüklük faktörü " Y_X ", sayfa 73 de, Tablo 1.42 den veya sayfa 74 de, Tablo 1.44 den, Yüzeyi sertleştirilmiş çelikler, $m_n \leq 5$ için — $Y_X = 1,0$

1.2.5.2.4 2. Kademenin diş yanaklarında yüzey basıncı hesabı

1. Diş yanaklarında yüzey basıncı hesabında kanıtlanması gereken şart, sayfa 75 de, formül F. 1.56 ile bulunur.

$$S_{Hhe} = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_{Hhe}} \geq S_{HGER}$$

$S_{Hhe1} = \sigma_{HG1} / \sigma_{Hhe1}$ = 1'248 / 997 $\qquad S_{Hhe1} = 1{,}25$

$S_{Hhe2} = \sigma_{HG2} / \sigma_{Hhe2}$ = 1'248 / 997 $\qquad S_{Hhe2} = 1{,}25$

2. Malzemenin diş yanağı oyuklaşmaya karşı gerekli emniyet katsayısı, sayfa 89 deki Tablo 1.53 ve sayfa 90 deki Tablo 1.54 dan bulunur. $\qquad S_{HGER} = 0{,}8$

   Elektrik motorlu, takım tezgahları redüktörü. Devamlı mukavemet hesabı. Hesap momenti işletme faktörülü. Talaş kaldırmada oldukça sık darbeli zorlama. Önerilen tablo değerleri: 0,8 ... 1,2 . Burada yaptığımız hesap emniyetli ve güvenilir bir metot olduğundan, küçük değer seçilir.

   Burada hesaplanan emniyet katsayılarına göre kademe mizin fonksiyonu diş yanağı oyuklaşmasına karşı yeteri kadar emniyetlidir. $N_L = 3.10^6$ yükleme sayısına yanaklar aşınmadan ulaşılabilinir.

Diş yanağındaki hesaplanan yanak basıncı " σ_{Hhe} "

23. Diş yanağındaki hesaplanan yanak basıncı " σ_{Hhe} ", sayfa 75 de, formül F. 1.57 ile bulunur. $\qquad \sigma_{Hhe1} = 997\ N/mm^2$

$$\sigma_{Hhe} = \sigma_{HYe} \cdot \sqrt{K_{İŞ} \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}$$

24. İşletme faktörü " $K_{İŞ}$ " ve Dinamik faktör "K_V"diş dibi hesabına göre bir değişiklik yoktur. Değerler aynen alınır. $\qquad K_{İŞ} = 1{,}5$ $\qquad K_{V\beta1} = 1{,}023$

25. Yük dağılma faktörü " $K_{H\beta}$ " diş dibi hesabında, sayfa 66 , formül F. 1.48 ile bulunmuştur. $\qquad K_{H\beta} = 1{,}936$

26. Alın yükü dağılma faktörü "$K_{H\alpha}$", diş dibi faktörü "$K_{F\alpha}$" ya göre bir değişiklik yoktur. Değer aynen alınır. $\qquad K_{H\alpha} = 1{,}2$

27. Kuvvet faktörleri değeri: $\qquad K_{Kuv} = 1{,}888$

$$K_{Kuv} = \sqrt{K_{İŞ} \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}$$

28. Yerel diş yanağı basıncı "σ_{Hye} ", sayfa 78 , formül F. 1.59 ile hesaplamır.

$$\sigma_{HYe} = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot Z_H \cdot Z_E \qquad \sigma_{Hye1} = 656\ N/mm^2$$

Burada : F_t, b, d_1 ve u dişlilerin ölçülendirilmesinde ve geometrik ölçülerde belirlenmiştir.

29. Kavrama faktörü "Z_ε", sayfa 79 , formül F. 1.62 ile. Helis açı $\varepsilon_\beta \geq 1$ için $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$, veya sayfa 79 , Tablo 1.45 $\qquad Z_\varepsilon = 0{,}817$

30. Helis faktörü "Z_β " sayfa 79 , formül F. 1.63 ile $\qquad Z_\beta = 0{,}984$

$$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta}$$

31 Diş yanağı form faktörü " Z_H " sayfa 81 , formül F. 1.65 ile, helis
. dişli için : $Z_H = \sqrt{\dfrac{2 \cdot \cos\beta_b}{\cos^2\alpha_t \cdot \tan\alpha_{wt}}}$, veya $Z_H = 2{,}352$
sayfa 80 , Tablo 1.46 den.

32 Malzeme faktörü " Z_E " sayfa 82 , formül F. 1.68 ile
. $E = E_1 = E_2$ ve $\nu = \nu_1 = 0{,}3$ ise: $Z_E = \sqrt{0{,}175 \cdot E}$, veya $Z_E = 191{,}6\sqrt{N}$ / mm
sayfa 82 , Tablo 1.47 dan.

Malzemenin diş yanağındaki basınç mukavemet değeri " σ_{HG} "

33 Malzemenin diş yanağındaki basınç mukavemet değeri " σ_{HG} ",
. sayfa 83 , formül F. 1.69 ile: $\sigma_{HG1} = 1'248$ N/mm^2
$\sigma_{HG} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT} \cdot (Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R) \cdot Z_W \cdot Z_X$ $\sigma_{HG2} = 1'248$ N/mm^2

34 Malzemenin diş yanağındaki devamlı basınç mukavemet değeri "
. σ_{Hlim} ", dişlilerin ölçülendirilmesinde malzeme seçimiyle $\sigma_{Hlim1} = 1'100$ N/mm^2
belirlenmiştir. Aynı malzeme olduğundan $\sigma_{Hlim2} = 1'100$ N/mm^2
$\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlim2}$ dir.

35 Dayanma süresi faktörü "Z_{NT}", sayfa 83 , Tablo 1.48
. $N_L \geq 3.10^6$ için : $10^5 < N_L < 5.10^7$ ve $Z_{NT} = (5.10^7 / N_L)^{0{,}0756}$ $Z_{NT} = 1{,}237$

36 Yağlama faktörü "Z_L", sayfa 84 , formül F. 1.70 ile,
. $\nu_{50} = 120$ mm^2/s için $Z_L = C_{ZL} + \dfrac{4(1 - C_{ZL})}{\left(1{,}2 + \dfrac{80}{\nu_{50}}\right)^2}$ $Z_{L1} = 1{,}017$
$Z_{L2} = 1{,}017$

$\sigma_{Hlim1,2} = 1100$

$C_{ZL} = \dfrac{\sigma_{Hlim}}{4375} + 0{,}6357$, veya sayfa 84 , Tablo 1.49 ile. $C_{ZL} = 0{,}887$

37 Çevre hızı faktörü " Z_V ", sayfa 85 , formül F. 1.73 $Z_{V1} = 0{,}943$
. v = için; $Z_V = C_{ZV} + \dfrac{2(1 - C_{ZV})}{\sqrt{0{,}8 + \dfrac{32}{v}}}$ ve $\sigma_{Hlim1,2} = 1100$ $Z_{V2} = 0{,}943$

$C_{ZV} = C_{zL} + 0{,}02$, veya sayfa 85 , Tablo 1.50 ile. $C_{ZV} = 0{,}907$

38 Yüzey işleme kalite faktörü "Z_R", sayfa 86 , formül F. 1.75
. $Z_R = \left(\dfrac{3}{R_{z100}}\right)^{C_{ZR}}$ $Z_{R1} = 0{,}957$
$Z_{R2} = 0{,}957$

sayfa 86 , formül F. 1.76 $R_{z100} = \dfrac{R_{z1} + R_{z2}}{2} \sqrt[3]{\dfrac{100}{a}}$ $R_{z100} = 4{,}642$

sayfa 86 , formül F. 1.77 $C_{zR} = 0{,}32 + 0{,}0002 \cdot \sigma_{H\,lim}$, $C_{ZR} = 0{,}1$
veya sayfa 85 , Tablo 1.51den

39 Malzeme sertlik faktörü "Z_W ", sayfa 86 , Tablo 1.52
. $HB_{1,2} = 525$ için $Z_W = 1{,}2 - \dfrac{HB - 130}{1700}$ $Z_{W1} = 1{,}0$
$Z_{W2} = 1{,}0$

40 Büyüklük faktörü " Z_x ", sayfa 73 de, Tablo 1.42 den veya sayfa 74
. da, Tablo 1.44 den, Yüzeyi sertleştirilmiş çelikler, $m_n < 7$ için $Z_{X1} = 1{,}0$

Elde edilen karşılaştırma değerlerine göre 2 nci kadememizin fonksiyonunu yapmaması için hesapsal bir sorun yoktur.

1.2.5.3 Takım tezgahı redüktörü 3. Kademesinin mukavemet hesabı

1.2.5.3.1 3. Kademenin bilinen değerleri

Tanımı	Birim	Sembol	Pinyon	Çark
Diş sayısı		$z_{13,23}$ =	16	61
Modül	mm	m_{n3} =	8	
Kavrana açısı	°	α_{n3} =	20°	
Nakil oranı		u_3 =	3,813	
Diş genişliği	mm	$b_{13,23}$ =	150	140
Helis açısı	°	β_3 =	10,0787°	
Helis yönü			sağ	sol
Diş açma kalitesi			DIN 8	
Eksenler mesafesi	mm	a_3 =	315	
Devir sayısı	d/s	$n_{13,23}$ =	0,9	0,9
Malzeme, İslah çeliği			42 CrMo 4	42 CrMo 4
Elastiklik modülü	N/mm^2	E_{din} =	210’000	210’000
Diş dibi mukavemet değeri	N/mm^2	σ_{Flim} =	310	310
Diş yanağı mukavemet değeri	N/mm^2	σ_{Hlim} =	1’100	1’100
Çevresel 0,5 mm derinlikte alevle diş dibi dahil sertleştirilmiş		HB	525	525
Yüzey kalitesi	µm	$R_{z1,2}$ =	6,3	6,3
Moment (hesaplar için geçerli, pinyon)	Nm	M_{t3} =	2'936,7	–
Çevre kuvveti	N	F_{t3} =	45’178	–

1.2.5.3.2 3. Kademenin geometrik ölçüleri

	Tanımı	Pinyon	Çark
1	Alın modülü	m_{t3} = 8,12539 mm	
2	Alın kavrama açısı	α_{t3} = 20,288809°	
3	Profil kaydırmasız eksen arası	a_{03} = 312,827mm	
4	İşletmede kavrama açısı	α_{wt3} = 21,33141°	
5	Alın kavrama açısının evolvent fonksiyonu	$inv\alpha_{t3}$ = 0,015581	
6	İşletme kavrama açısının evolv. Fonksiyonu	$inv\alpha_{wt3}$ = 0,018212	
7	Toplam profil kaydırma değeri	Σx_3 = 0,27831	
8	Diş üstü çap düzeltmesi	$k.m_{n3}$ = 0,053935	
9	Temel dairesinde helis açısı	β_{b3} = 9,465104°	
10	Eşdeğer diş sayısı	z_{n13} = 16,702458	z_{n23} = 63,678121
11	Profil kaydırma faktörü	x_{13} = + 0,25	x_{23} = + 0,02831
12	Taksimat dairesi	d_{13} = 130,006	d_{23} = 495,649
13	Diş üstüçapı	d_{a13} = 149,898	d_{a23} = 511,994
14	Ölçülecek diş sayısı	k_{13} = 3	k_{23} = 8
15	Kontrol ölçü değeri	W_{k13} = 62,285	W_{k23} = 184,428
	Takımtezgahları tahrikleri	A_a = js 6 ; A_{sne} = f ; T_{sn} = 24	
	W_k için üst sapma değeri	A_{sne13} = – 0,026	A_{sne23} = – 0,035
	Diş kalınlığı toleransı	T_{sn13} = 0,030	T_{sn23} = 0,040
	Üst tolerans	$A_{üWk13}$ = –0,024	$A_{üWk23}$ = –0,033
	Alt tolerans	A_{aWk13} = –0,053	$A_{üWk23}$ = –0,070
	max. ölçü değeri	$W_{kü13}$ = 62,260	$W_{kü23}$=184,395
	min. Ölçü değeri	W_{ka13} = 62,232	W_{ka23}=184,357
	Eksenler arası toleransı	A_{a3} = ± 0,016 mm	
16	Temel dairesi çapı	d_{b13} = 121,941	d_{b23} = 464,899
17	Profil kavrama oranı	$\varepsilon_{\alpha 3}$ = 1,513986	

	Profil kavrama oranı	$\varepsilon_{\alpha n2} = 1{,}556067$
18	Helis kavrama oranı	$\varepsilon_{\beta 2} = 0{,}974828$
19	Diş genişliği kontrolu	$b_{min} = 13{,}2\ mm < b_2 = 140\ mm$

1.2.5.3.3 3. Kademenin mukavemet hesapları

1.2.5.3.3.1 3. Kademenin diş dibi kırılma analizi

1. Diş dibi kırılması mukavemet hesabında kanıtlanması gereken şart, sayfa 51 de, formül F. 1.24 ile bulunur. $S_{Fhe} = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_{Fhe}} \geq S_{FGER}$

   $S_{Fhe1} = \sigma_{FG1} / \sigma_{Fhe1} = 619 / 325$ $\quad S_{Fhe1} = 1{,}90$

   $S_{Fhe2} = \sigma_{FG2} / \sigma_{Fhe2} = 619 / 308$ $\quad S_{Fhe2} = 2{,}01$

2. Malzemenin diş dibi yorulma kırılmasına karşı gerekli emniyet katsayısı, sayfa 89 deki Tablo 1.53 ve sayfa 90 deki Tablo 1.54 dan bulunur.
   Elektrik motorlu, takım tezgahları redüktörü. Devamlı mukavemet hesabı. Hesap momenti işletme faktörülü. Talaş kaldırmada oldukça sık darbeli zorlama. Önerilen tablo değerleri: 1,4 ... 1,5 . Burada yaptığımız hesap emniyetli ve güvenilir bir metot olduğundan, küçük değer seçilir. $S_{FGER} = 1{,}4$
   Burada hesaplanan emniyet katsayılarına göre kadememizin fonksiyonu diş dibi kırılmasına göre devam edecektir. Değerler $S_{FGERmax} = 1{,}5$ danda büyüktür.

Diş dibindeki kırılma gerilimi " σ_{Fhe1} ve σ_{Fhe2} "

3. Diş dibindeki kırılma gerilimi " σ_{Fhe1} ve σ_{Fhe2} ", sayfa 51 deki formül F. 1.25 ile bulunur;
   $\sigma_{Fhe} = \sigma_{FYe} \cdot K_{İŞ} \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$ $\quad \sigma_{Fhe1} = 325\ N/mm^2$, $\sigma_{Fhe2} = 308\ N/mm^2$

4. Yerel diş dibi kırılma gerilimi " σ_{Fye} ", sayfa 51 deki formül F. 1.26 ile bulunur;
   $$\sigma_{FYe} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta$$
   $\sigma_{Fye1} = 122\ N/mm^2$, $\sigma_{Fye2} = 115\ N/mm^2$

Form faktörleri:

5. Form faktörü " Y_{Fa} " sayfa 53 da, formül F. 1.27 den, veya sayfa 57 da, Tablo 1.22 den
   $$Y_{Fa} = \frac{6 \cdot \frac{h_{Fa}}{m_n} \cdot \cos\alpha_{Fan}}{\left(\frac{S_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cdot \cos\alpha_n}$$
   $Y_{Fa11} = 2{,}611$, $Y_{Fa21} = 2{,}279$

6. Çentik faktörü "Y_{Sa}", Formül F. 1.30 den, veya Tablo 1.23 den
   $$Y_{Sa} = (1{,}2 + 0{,}13 \cdot L_a) \cdot q_s^{\frac{1}{1{,}21 + \frac{2{,}3}{La}}}$$
   $Y_{Sa11} = 1{,}721$, $Y_{Sa21} = 1{,}867$

7. Yük payı faktörü "Y_ε" , F. 1.34 $\quad Y_\varepsilon = 0{,}25 + \frac{0{,}75}{\varepsilon_{\alpha n}}$ $\quad Y_{\varepsilon 1} = 0{,}732$

8. Helis faktörü " Y_β ", F. 1.36 veya Tablo 1.24 den $\quad Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120}$ $\quad Y_{\beta 1} = 0{,}918$

Kuvvet faktörleri:

9. İşletme faktörü " $K_{İŞ}$ ", sayfa 61 de, Tablo 1.25 den.
Tahrik edilen makina, sıra 3 de, Orta yüklemeli, normal darbeli, takım tezgahları.
Tahrik eden makina, sütun 1, Düzenli yüklemeli, elektrik motorları. — $K_{İŞ} = 1,5$

10. Dinamik faktör "K_V" , sayfa 62 da, formül F. 1.39 ile, veya sayfa 64 de, Tablo 1.30 ile:

$$K_{V\beta} = 1 + \left(\frac{1,123 \cdot K_1}{K_{İŞ} \cdot F_t / b} + 0,0087 \right) \cdot K_4$$

$K_{V\beta 1} = 1,017$

11. K_4 değeri, sayfa 62 da, formül F. 1.40 ile

$$K_4 = 0,01 \cdot z_1 \cdot v_1 \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \leq 10 m/s$$

$K_4 = 0,291$ m/s

12. Alın yükü dağılma faktörü "K_F", sayfa 64 de, Tablo 1.31 den, Çizgisel yük $K_A F_t / b = 250$ N/mm , helis dişli, Dişli kalitesi DIN 8, çevresel sertleştirilmiş dişliler. — $K_{F\alpha} = 1,2$

13. Yük dağılma faktörü "$K_{F\beta}$" , sayfa 66 da , formül F. 1.46 ile:

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^N$$

$K_{F\beta} = 1,458$

14. kuvvet N, sayfa 66 da, formül F. 1.47 ile — $N = 0,873$

15. Yük dağılma faktörü " $K_{H\beta}$ " , sayfa 66 da, formül F. 1.48 ile:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{10 \cdot F_{\beta y}}{F_{or} / b}$$

$K_{H\beta} = 1,540$

Malzemenin diş dibindeki mukavemet değeri " σ_{FG} "

16. Malzemenin diş dibindeki mukavemet değeri " σ_{FG} " , sayfa 70 , formül F. 1.55 $\sigma_{FG} = \sigma_{F\lim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rel} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X$ — $\sigma_{FG1} = 619$ N/mm^2, $\sigma_{FG2} = 619$ N/mm^2

17. Malzememnin diş dibi devamlı mukavemet değeri "σ_{Flim}", dişlilerin ölçülendirilmesinde malzeme seçimiyle belir-lenmiştir. Aynı malzeme olduğundan $\sigma_{Flim1} = \sigma_{Flim2}$ dir. — $\sigma_{Flim1} = 310$ N/mm^2, $\sigma_{Flim2} = 310$ N/mm^2

18. Malzemenin gerilme değeri düzeltme faktörü "Y_{ST} ", sayfa 70 den. — $Y_{ST} = 2$

19. Dayanma süresi faktörü " Y_{NT} " , sayfa 71 de, Tablo 1.37 daki formülle; $3.10^6 \leq N_L$ için : — $Y_{NT1} = 1$, $Y_{NT2} = 1$

20. Göreceli dayanışma faktörü " $Y_{\delta relT}$ ", sayfa 72 de, Tablo 1.39 , $Y_{\delta relT1}$ için $Y_{Sa1} = 1,723$ ve $Y_{\delta relT2}$ için $Y_{Sa2} = 1,876$ — $Y_{\delta relT1} = 1$, $Y_{\delta relT2} = 1$

21. Göreceli yüzey faktörü " Y_{RrelT} ", sayfa 72 de, Tablo 1.40, islah çeliği, $Y_{RrelT} = 1,674 - 0,529 (R_z + 1)^{0,1}$ — $Y_{RrelT1} = 1,029$, $Y_{RrelT2} = 1,029$

22. Büyüklük faktörü " Y_X ", sayfa 73 de, Tablo 1.42 den veya sayfa 74 da, Tablo 1.44 den, Yüzeyi sertleştirilmiş çelikler, $m_n = 8$ için, $Y_x = 1,03 - 0,006.m_n$ — $Y_X = 0,97$

1.2.5.3.4 3. Kademenin diş yanaklarında yüzey basıncı hesabı

1. Diş yanaklarında yüzey basıncı hesabında kanıtlanması gereken şart, sayfa 75 de, formül F. 1.56 ile bulunur.

$$S_{Hhe} = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_{Hhe}} \geq S_{HGER}$$

$S_{Hhe1} = \sigma_{HG1} / \sigma_{Hhe1}$ = 1'228 / 1'104 — S_{Hhe1} = 1,11

$S_{Hhe2} = \sigma_{HG2} / \sigma_{Hhe2}$ = 1'228 / 1'104 — S_{Hhe2} = 1,11

2. Malzemenin diş yanağı oyuklaşmaya karşı gerekli emniyet katsayısı, sayfa 89 deki Tablo 1.53 ve sayfa 90 deki Tablo 1.54 dan bulunur. — S_{HGER} = 0,8
Elektrik motorlu, takım tezgahları redüktörü. Devamlı mukavemet hesabı. Hesap momenti işletme faktörülü. Talaş kaldırmada oldukça sık darbeli zorlama. Önerilen tablo değerleri: 0,8 ... 1,2 . Burada yaptığımız hesap emniyetli ve güvenilir bir metot olduğundan, küçük değer seçilir.
Burada hesaplanan emniyet katsayılarına göre kadememizin fonksiyonu diş yanağı oyuklaşmasına karşı yeteri kadar emniyetlidir. $N_L = 3.10^6$ yükleme sayısına yanaklar aşınmadan ulaşılabilinir.

Diş yanağındaki hesaplanan yanak basıncı " σ_{Hhe} "

23. Diş yanağındaki hesaplanan yanak basıncı " σ_{Hhe} ", sayfa 75 de, formül F. 1.57 ile bulunur. — σ_{Hhe1} =1'228 N/mm^2

$$\sigma_{Hhe} = \sigma_{HYe} \cdot \sqrt{K_{İŞ} \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}$$

24. İşletme faktörü " $K_{İŞ}$ " ve Dinamik faktör "K_V"diş dibi hesabına göre bir değişiklik yoktur. Değerler aynen alınır. — $K_{İŞ}$ = 1,5; $K_{V\beta1}$ = 1,017

25. Yük dağılma faktörü " $K_{H\beta}$ " diş dibi hesabında, sayfa 66 , formül F. 1.48 ile bulunmuştur. — $K_{H\beta}$ = 1,54

26. Alın yükü dağılma faktörü "$K_{H\alpha}$", diş dibi faktörü "$K_{F\alpha}$" ya göre bir değişiklik yoktur. Değer aynen alınır. — $K_{H\alpha}$ = 1,2

27. Kuvvet faktörleri değeri: — K_{Kuv} = 1,679

$$K_{Kuv} = \sqrt{K_{İŞ} \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}$$

28. Yerel diş diş yanağı basıncı "σ_{Hye} ", sayfa 78 , formül F. 1.59 ile hesaplamır.

$$\sigma_{HYe} = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot Z_H \cdot Z_E$$ — σ_{Hye1} = 813 N/mm^2

Burada : F_t, b, d_1 ve u dişlilerin ölçülendirilmesinde ve geometrik ölçülerde belirlenmiştir.

29. Kavrama faktörü "Z_ε", sayfa 79 , formül F. 1.62 ile. Helis açı $\varepsilon_\beta \geq 1$ için

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$$, veya sayfa 79 , Tablo 1.45 — Z_ε = 0,815

30. Helis faktörü "Z_β " sayfa 79 , formül F. 1.63 ile — Z_β = 0,992

$$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta}$$

31. Diş yanağı form faktörü " Z_H " sayfa 81 , formül F. 1.65 ile, helis dişli

$$\text{için : } Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos\beta_b}{\cos^2\alpha_t \cdot \tan\alpha_{wt}}}$$, veya — Z_H = 2,396

sayfa 80 , Tablo 1.46 den.

32 Malzeme faktörü " Z_E " sayfa 82 , formül F. 1.68 ile
. $E = E_1 = E_2$ ve $\nu = \nu_1 = 0{,}3$ ise: $Z_E = \sqrt{0{,}175 \cdot E}$, veya sayfa 82 , Tablo 1.47 dan. $Z_E = 191{,}6\sqrt{N}$ / mm

Malzemenin diş yanağındaki basınç mukavemet değeri " σ_{HG} "

33 Malzemenin diş yanağındaki basınç mukavemet değeri " σ_{HG} ",
. sayfa 83 , formül F. 1.69 ile:
$\sigma_{HG} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT} \cdot (Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R) \cdot Z_W \cdot Z_X$ $\sigma_{HG1} =$ 1'228 N/mm^2
$\sigma_{HG2} =$ 1'228 N/mm^2

34 Malzemenin diş yanağındaki devamlı basınç mukavemet değeri "
. σ_{Hlim} ", dişlilerin ölçülendirilmesinde malzeme seçimiyle belirlenmiştir. Aynı malzeme olduğundan
$\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlim2}$ dir. $\sigma_{Hlim1} =$ 1'100 N/mm^2
$\sigma_{Hlim2} =$ 1'100 N/mm^2

35 Dayanma süresi faktörü "Z_{NT}", sayfa 83 , Tablo 1.48
. $N_L \geq 3.10^6$ için : $10^5 < N_L < 5.10^7$ ve $Z_{NT} = (5.10^7 / N_L)^{0{,}0756}$ $Z_{NT} = 1{,}237$

36 Yağlama faktörü "Z_L", sayfa 84 , formül F. 1.70 ile,
. $\nu_{50} = 120$ mm^2/s için $Z_L = C_{ZL} + \dfrac{4(1 - C_{ZL})}{\left(1{,}2 + \dfrac{80}{\nu_{50}}\right)^2}$ $Z_{L1} = 1{,}017$
$Z_{L2} = 1{,}017$

$\sigma_{Hlim1,2} = 1100$
$C_{ZL} = \dfrac{\sigma_{Hlim}}{4375} + 0{,}6357$, veya sayfa 84 , Tablo 1.49 ile. $C_{ZL} = 0{,}887$

37 Çevre hızı faktörü " Z_V ", sayfa 85 , formül F. 1.73
. v = için; $Z_V = C_{ZV} + \dfrac{2(1 - C_{ZV})}{\sqrt{0{,}8 + \dfrac{32}{v}}}$ ve $Z_{V1} = 0{,}949$
$Z_{V2} = 0{,}949$

$\sigma_{Hlim1,2} = 1100$
$C_{ZV} = C_{zL} + 0{,}02$, veya sayfa 85 , Tablo 1.50 ile. $C_{ZV} = 0{,}907$

38 Yüzey işleme kalite faktörü "Z_R", sayfa 86 , formül F. 1.75
. $Z_R = \left(\dfrac{3}{R_{z100}}\right)^{C_{ZR}}$ $Z_{R1} = 0{,}965$
$Z_{R2} = 0{,}965$

sayfa 86 , formül F. 1.76 $R_{z100} = \dfrac{R_{z1} + R_{z2}}{2} \sqrt[3]{\dfrac{100}{a}}$ $R_{z100} = 4{,}298$

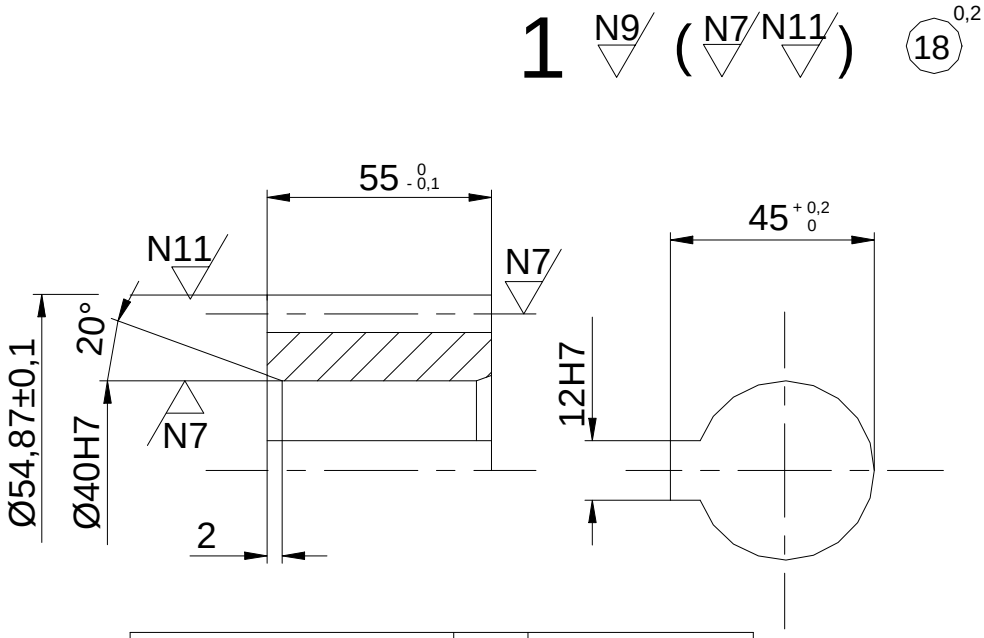
sayfa 86 , formül F. 1.77 $C_{zR} = 0{,}32 + 0{,}0002 \cdot \sigma_{Hlim}$, $C_{ZR} = 0{,}1$
veya sayfa 85 , Tablo 1.51 ile.

39 Malzeme sertlik faktörü "Z_W ", sayfa 86 , Tablo 1.52 ile.
. $HB_{1,2} = 525$ için $Z_W = 1{,}2 - \dfrac{HB - 130}{1700}$ $Z_{W1} = 1{,}0$
$Z_{W2} = 1{,}0$

40 Büyüklük faktörü " Z_x ", sayfa 73 de, Tablo 1.42 den veya sayfa 74
. da, Tablo 1.44 den, Yüzeyi sertleştirilmiş çelikler, $m_n = 8$ için, $Z_{X1} = 0{,}97$
$Z_x = 1{,}05 - 0{,}01 \cdot m_n$

Elde edilen karşılaştırma değerlerine göre 3 ncü kadememizin fonksiyonunu yapmaması için hesapsal bir sorun yoktur.

1.2.6 Silindirik alın dişlisinin imalat resmi



Diş sayısı	z	19
Normal modül	m_n	2,5
Kavrama açısı	α_n	20
Helis açısı	β	12,6356°
Helis yönü		sol
Taksimat dairesi	d	46,679
Profil kaydırma faktörü	x	+0,25
Dişçekme kalitesi		DIN 8
Ölçülecek diş sayısı	k	3
Ölçü değerleri	W_3	19,592
	W_3 max	19,503
	W_3 min	19,456
Eksen mesafesi	a	160
Karşıt diş sayısı	z	105
Karşıt dişli Res.No.:		XYZ 40002

N7 Semente edildikten sonra taşlanacak

*)1 Diş çekildikten sonra semente edilecek.
Semente kalınlığı 0,5 mm
Yüzey sertliği min. 525 HB

18 0,2 Köşeler 0,2x45° kırılacak

Şekil. 1.29, Silindirik alın dişlisinin imalat resmi

2 Kaynaklar

2.1 Literatür

[1]	Akkurt Mustafa / Kent Malik	Makina Elemanları, Birinci Cilt, 2.Baskı Birsen Yayınevi, 1986
[2]	Bachmann / Lohkamp / Strobl	Maschinenelemente, Band 1, Grundlagen und Verbindungselemente, Vogel- Buchverlag, Würzburg
[3]	Bargel/Schulze	Werkstoffkunde, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf
[4]	Böge, A.	Das Techniker Handbuch, 16. überarbeitete Auflage, Friedr. Vieweg&Sohn, 2000
[5]	Decker, K-H.	Maschinenelemente, Gestaltung und Berechnung Carl Hanser Verlag, München Wien, 8.Auflage
[6]	DIN-Taschenbuch 106	Antriebstechnik 1, Normen über die Verzahnungsterminologie Beuth Verlag GmbH, Berlin/Köln, 2.Auflage 1981
[7]	DIN-Taschenbuch 123	Antriebstechnik 2, Normen für die Zahnradfertigung Beuth Verlag GmbH, Berlin/Köln, 1.Auflage 1978
[8]	DIN-Taschenbuch 173	Antriebstechnik 3, Normen für die Zahnradkonstruktion Beuth Verlag GmbH, Berlin/Köln
[9]	Dubbel, H.	Taschenbuch für den Maschinenbau, 17. Auflage, Springer Verlag, 1990
[10]	Ernst	Die Hebezeuge Bemessungsgrundlagen, Bauteile, Antriebe Friedr. Vieweg+Sohn Branschweig, 1973
[11]	Gieck, K.	Technische Formelsammlung, 27. erweiterte Auflage, Gieck Verlag, 1981
[12]	Hütte	Die Grundlagen der Ingenieurwissenschaften 29. völlig neubearbeitete Auflage, Springer Verlag, 1991
[13]	Köhler / Rögnitz	Maschinenteile, Teil 1 und Teil 2 B.G.Teubner, Stuttgart
[14]	Konstruteur	BBC (Yeni ABB) Firması Firma içi yayını
[15]	Kutay, M. Güven	Makinacının Rehberi, Birsen Yayınevi, Istanbul, 2003
[16]	Kutay, M. Güven	Mukavemet Değerleri, Makina Mühendisleri Odası, MMO/2004/353
[17]	Langer, E.	Maschinenelemente, Berechnung und Gestaltung Dümmler

[18]	MAAG.Taschenbuch	MAAG.Zahnräder Aktiengeselschaft CH-8023 Zürich/Schweiz
[19]	Matek, W. / Muhs, D. / Wittel, H. / Becker, M.	Roloff/Matek, Maschinenelemente Vieweg Verlag
[20]	Niemann, G.	MASCHINENELEMENTE, Band II, III Springer-Verlag, 2.Auflage 1981
[21]	Okday Şefik	Makina Elemanları, Üçüncü Cilt, 4.Baskı Birsen Yayınevi, 1982
[22]	Reishauer AG	Katalog ve CD Werkzeugmaschinen , Industriestr 36 CH-8304 Walliselen-ZH
[23]	Schuster, C.	Die praktische Berechnung der Dauerfestigkeit gekerbter Bauteile unter Berücksichtigung des DDR-Standarts TGL 19 340. IFL Mitt. 6 (1967), Heft 11
[24]	Ten Bosch	Berechnung der Maschinenelemente Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg-New York
[25]	Wellinger, K. / Dietmann, H.	Festigkeitsberechnung, Grundlagen und technische Anwendung
[26]	Widmer, E.	Fräsen und Verzahnen I Blaue TR-Reihe, Verlag Technische Rundschau im Hallwag Verlag, Bern und Stuttgart
[27]	Pickard, J.	Berechnung einfacher und zusammengesetzter Planetengetriebe KEM, Mai 1987

2.2 Standartlar

DIN 780 T1	Mai1977	Modulreihe für Zahnräder, Moduln für Stirnräder
DIN 780 T2	Mai1977	Modulreihe für Zahnräder, Moduln für Zylinderschneckengetriebe
DIN 867	Feb1986	Bezugsprofile, für Evolventenverzahnungen an Stirnrädern (Zylinderräder) für den allgemeinen Maschinenbau und den Schwermaschinenbau
DIN 3960	Juli1980	Begriffe und Bestimmungsgrössen für Stirnräder (Zylinderräder) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung
DIN 3960 B1	Juli1980	Begriffe und Bestimmungsgrössen für Stirnräder (Zylinderräder) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung, Zusammenstellung der Gleichungen
DIN 3964	Nov1980	Achsabstandabmasse und Achslagetoleranzen von Gehäusen für Stirnradgetriebe
DIN 3966 T1	Aug1978	Angaben für Verzahnungen in Zeichnungen, Angaben für Stirnrad-(Zylinderrad) Evolventenverzahnungen
DIN 3967	Jul1978	Getriebe-Passsystem, Flankenspiel / Zahndickenabmasse / Zahndickentoleranzen Grundlagen
DIN 3978	Aug1976	Schrägungswinkel für Stirnradverzahnungen
DIN 3990 T1	Mär1980	Grundlagen für die Tragfähigkeitsberechnung von Gerad- und Schrägstirnrädern, Einführung und allgemeine Einflussfaktoren
DIN 3990 T2	Mär1980	Grundlagen für die Tragfähigkeitsberechnung von Gerad- und Schrägstirnrädern, Berechnung der Zahnflankentragfähigkeit (Grübchenbildung).
DIN 3990 T3	Mär1980	Grundlagen für die Tragfähigkeitsberechnung von Gerad- und Schrägstirnrädern, Berechnung der Zahnfusstragfähigkeit
DIN 3990 T4	Mär1980	Grundlagen für die Tragfähigkeitsberechnung von Gerad- und Schrägstirnrädern, Berechnung der Fresstragfähigkeit
DIN 3990 T 5	Mai1984	Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Dauerfestigkeitswerte und Werkstoffqualitäten
DIN 3990 T11	Jul1984	Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern mit Evolventenverzahnung, Anwendungsnorm für Industriegetriebe, Detail-Methode
DIN 3990 T21	Jul1984	Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern mit Evolventenverzahnung, Anwendungsnorm für Schnellaufgetriebe und Getriebe ähnlicher Anforderungen
VDI 2157	Sep 1978	Planetengetriebe Begriffe, Symbole, Berechnungsgrundlagen

3 Konu İndeksi

A

Alevle sertleştirmek 14
Alın yükü dağılma faktörü “ $K_{F\alpha}$ ve $K_{H\alpha}$ “ 64
Alışma değeri “ y_β “ 67

B

Banyoda nitratlamak 16
Büyüklük faktörü “ Y_x “ 73
Büyüklük faktörü “ Y_x ve Z_x “ 73
Büyüklük faktörü “ Z_x “ 87

Ç

Çalışmadan önce yanak çizgi sapması“$F_{\beta x}$” 67
Çentik değişkeni “q_s“ 59
Çentik faktörü "Y_{Sa}" 56
Çevirme oranı “ i “ 7, 9
Çevre hızı faktörü " Z_V " 85
Çevre kuvveti “ F_t “ 36

D

Dayanma süresi faktörü “ Y_{NT} “ 70
Dayanma süresi faktörü “Z_{NT}” 83
Dinamik faktör “ K_V “ 62
Diş çekme kalitesi 31
Diş dibi genişliği “S_{Fn}“ 56
Diş dibi genişliğinin kuvvet koluna oranı “L_a“ 56
Diş dibi kavisi yarı çapı“ρ_t” 59
Diş dibi kırılma mukavemeti 50
Diş dibi mukavemeti “σ_{Flim}“ 12, 70
Diş genişliği katsayısı “φ_d” 26
Diş genişliği“b” 26
Diş kalitesi faktörü “ q_H “ 68
Diş rijitliği faktörü “c_γ” 65
Diş sayısı oranı “u” 7
Diş üstü çapında zorlayan kuvvetin kavrama açısı “α_{Fan}“ 54
Diş yanağı form faktörü “Z_H” 78, 81
Diş yanakları mukavemeti 75
Diş yanaklarında yüzey basıncı hesabı 75
Dişli çarkın diş sayısı “ z_2 “ 25
Dişli imalat kalitesi 31, 32
Dişli malzemesi 10
Düz dişlide kuvvetler 36

E

Eğik dişlide profil kavrama oranı “$\varepsilon_{\alpha n}$” 59
Eksenler mesafesi “a“ 31
Eşdeğer düz dişlinin diş üstü çapı “d_{an}“ 54
Eşdeğer düz dişlinin diş üstü çapındaki kavrama açısı “α_{an}“ 54
Esnemeden doğan sapma “ f_{sh} “ 68
Etkili yanak çizgi sapması“$F_{\beta y}$” 67

F

Form faktörleri 51
Form faktörü " Y_{Fa} " 52

G

Gas ile nitratlamak 16
Gerekli diş dibi kırılma emniyet faktörü “S_{FGER}” 51
Gerekli emniyet katsayıları 88
Gerilme değeri düzeltme faktörü “ Y_{ST} “ 70
Göreceli dayanışma faktörü “ $Y_{\delta relT}$ “ 72
Göreceli yüzey faktörü “ Y_{RrelT} “ 72

H

Helis açısı “β“ 27
Helis dişlide kuvvetler 37
Helis faktörü “ Y_β “ 60
Helis faktörü “Z_β ” 79
Helis yönü 30
Hertz 76
Hesaplanan diş dibi kırılma emniyet faktörü “S_{Fhe}” 51
Hesaplanan diş dibi kırılma gerilimi “σ_{Fhe}” 51
Hesaplanan diş yanağı basıncı " σ_{Hhe} " 75

I

İmalat hatasından doğan sapmalar “f_{ma}” 68
İnduksiyonla sertleştirmek 15
İslah etmek 14
İşleme takımı faktörü “G” 55
İşleme usulü faktörü “ϑ“ 55
İşletme faktörü “$K_{İŞ}$“ 60

K

Kalite faktörü “K_1“ 62
Kavrama faktörü “Z_ε” 79
Kavrama taksimatının en büyük sapma değeri “f_{pe}” 65
Kontrol çarklar değeri 12
Kuvvet faktörleri 51, 75
Kuvvet kolu “ h_{Fa} “ 54

M

Malzeme 10
Malzeme faktörü “ Z_E ” 78, 82
Malzeme sertlik faktörü “Z_W ” 86
Malzemenin diş dibi kırılma mukavemeti “σ_{FG}” 51, 70
Malzemenin diş yanak mukavemeti “σ_{HG} ” 83
Menevişlemek 17
Modül seçimi 25
Modül“ m “ 25
Moment 36
Müşterek yanak faktörü “Z_L, Z_V, Z_R ” 83

N

Nitrasyonla sertleştirmek 16
Normal modül " m_n " 25

P

Pinyon çapı “d_1” 22
Pinyon diş sayısı " z_1 " 22, 24

R

Radyal kuvvet “F_r“ 36
Randıman “η” 40
Randıman kaybı “η_K” 40

S

Sementasyonla sertleştirmek 17
Semente etmek 17
Sıcak aşınma 87
Soğuk aşınma 87

T

Temel dairesinde helis açısı " β_b " 27
Toplam randıman “η_{top}” 40
Toplam verim “η_{top}” 40
Torsiyon momenti “M_t” 37

V

Verim derecesi “η” 40

Y

Yağ, hız ve yüzey işleme kalite faktörü “Z_L, Z_V, Z_R ”83
Yağlama faktörü “Z_L ” 83
Yanak doğrusu açı sapması “$f_{H\beta}$” 69
Yanak yüzey mukavemeti “σ_{Hlim}“ 83
Yanakların aşınma hesabı 87
yanakların yenmesi 87
Yardımcı açı “γ_a“ 54
Yardımcı büyüklük “H“ 55
Yardımcı faktör “E” 55
Yavaş hareket aşınması 87
Yerel diş dibi kırılma gerilimi “σ_{FYe}” 51
Yerel diş yanağı basıncı “σ_{HYe} ” 78
Yük dağılma faktörü “ $K_{F\beta}$ ve $K_{H\beta}$ ” 66
Yük payı faktörü “Y_ε“ 59
Yüzey işleme kalite faktörü “ Z_R ” 86