2010 Ağustos

www.guven-kutay.ch

DİŞLİ ÇARKLAR

KONİK DİŞLİLER

12-03

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 Konik Dişliler 5

1.1 Genel bilgiler 5
1.2 Dişli konstrüksiyonu ve hesabı için gerekli temel değerler 7
1.2.1 Konik dişlilerde tanımlama 7
1.2.2 Temel değerler 8
1.2.3 Referans plan dişlisi ve Genel değerler 8
1.2.4 Eğik dişli konik dişliler 10
1.2.5 Konik dişlilerin ölçülendirilmesi 11
1.2.5.1 Konik dişlide diş sayısı “z” 11
1.2.5.1.1 Pinyonun diş sayısı “ z_1 ” 11
1.2.5.1.2 Aynanın diş sayısı “ z_2 ” 11
1.2.5.2 Konik dişlide modül “m” 12
1.2.5.3 Konik dişlide kavrama açısı “□ veya □$_n$ ” 13
1.2.5.4 Konik dişlide çaplar “d” 13
1.2.5.4.1 Orta çaplar 13
1.2.5.4.2 Dış çaplar 14
1.2.5.4.3 İç çaplar 14
1.2.5.5 Konik dişlide diş genişliği “b” 16
1.2.5.6 Konik dişlide koni uzunluğu “R” 16
1.2.5.7 Konik dişlide diş boyutları “h” 17
1.2.5.8 Konik dişlide koni tepe yarım açıları “□” 17
1.2.5.9 Konik dişlinin eşdeğer geometrik ölçüleri 18
1.2.5.9.1 Konik dişlide eşdeğer alın dişlisinin diş sayısı “z_{es}” 18
1.2.5.9.2 Eşdeğer kavrama açısı “ □$_{es}$“ 19
1.2.5.9.3 Eşdeğer modül “ m_{esn}“ 19
1.2.5.9.4 Eşdeğer helis açısı “□$_{es}$” 19
1.2.5.9.5 Eşdeğer taksimat dairesi çapı“d_{es}“ 19
1.2.5.9.6 Eşdeğer eksenler mesafesi “a_{es}” 19
1.2.5.9.7 Eşdeğer dişüstü dairesi çapı “d_{esa}” 19
1.2.5.9.8 Eşdeğer temel dairesi çapı “d_{esb}“ 20
1.2.5.9.9 Eşdeğer taban dairesi çapı “d_{est}“ 20
1.2.5.9.10 Eşdeğer profil kaydırma faktörü “x_{hor}“ 20
1.2.5.9.11 Eşdeğer çevirme oranı “u_{es}“ 20
1.2.5.9.12 Eşdeğer silindirik dişlinin diş sayısı “z_{nes}“ 20
1.2.5.10 Konik dişlide en küçük diş sayısı “z_{kmin}” 21
1.2.5.11 Konik dişlide profil kaydırması “x_k” 21
1.2.5.12 Konik dişlide kavrama “g_{es}□” 22
1.2.5.13 Konik dişlide profil kavrama oranı “□$_{es}$” 22
1.3 Konik dişlide geometrik kontrol 23
1.4 Konik dişlide kuvvetler 24
1.4.1 Dişlide kavrama kuvvetleri 24
1.4.2 Konik dişli yatak kuvvetleri 26
1.4.2.1 xy-Düzleminin analizi 27
1.4.2.2 xz- Düzleminin analizi 27
1.5 Konik dişlilerde mukavemet hesabı 28
1.5.1 Konik dişlilerde diş dibi kırılması kontrolu 28
1.5.1.1 Konik dişlilerde diş dibi gerilimi 28
1.5.1.2 Malzemenin devamlı mukavemet değeri 31
1.5.2 Konik dişlilerde diş yanağı oyuklaşması kontrolu 31
1.5.2.1 Diş yanağında yüzey basıncı 31
1.5.2.2 Malzemenin diş yanak mukavemet değeri 32
1.6 Konik dişli hesaplama örneği 33
1.6.1 Örnek 1 33
1.6.2 Örnekteki konik dişli pinyonunun teknik resimde gösterilmesi 40

2 Kaynaklar 41

2.1 Literatür 41
2.2 Standartlar 43

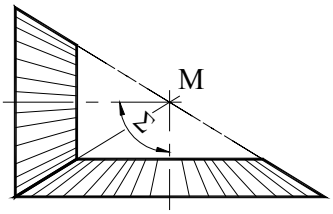
3 Konu İndeksi 44

1 Konik Dişliler

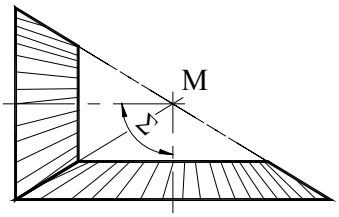
1.1 Genel bilgiler

Konik dişliler torsiyon hareketinin veya momentinin çapraz eksenlere taşınmasında kullanılırlar (bak Şekil. 1.1 ... Şekil. 1.3).
Normal olarak eksenler birbirleriyle M noktasında kesişirler. Eksenler açısı en çok $\Sigma = 90°$ olur. Daha küçük veya büyük açılar seyrek rastlanır.

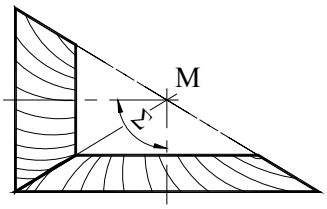
Konik dişlilerin çalışma prensibi genelde eksenleri bir noktada kesişen iki koninin birbiri üzerinde yuvarlanması gibidir. Bu konileri konik dişlilerin taksimat veya yuvarlanma konileri olarak düşünülür. Genelde üç şekil konik dişli vardır.



Şekil. 1.1, Düz dişli



Şekil. 1.2, Helis dişli



Şekil. 1.3, Spiral dişli

Düz dişli konik dişliler (Şekil. 1.1) daha çok küçük devir sayılı kademelerde kullanılır. Örneğin: El çıkrığı veya el krikosu gibi el ile tahrik edilen kademeler için kullanılır. Çevre hızı olarak $v_t \approx 6$ m/s normal dişlilerde, $v_t \approx 20$ m/s taşlanmış dişliler için referens alınır.

Foto 1.1, Çeşitli spiral dişliler

Foto 1.2, Spiral dişli açımı

Klingelnberg firması (www.klingelnberg.de)

Foto 1.3, Spiral dişli alıştırması

Foto 1.4, Spiral dişli açımı

Klingelnberg firması (www.klingelnberg.de)

Helis dişli konik dişliler (Şekil. 1.2) kavrama oranları daha büyük olduğundan düz dişli konik dişlilerden daha sessiz ve darbesiz çalışacaklarından hızlı dönen ve büyük momentler taşıyan kademelerde kullanılır. Örneğin: üniversel redüktörler, takım tezgahları redüktörleri gibi. Çevre hızı olarakta freze, planya ve azdırma tezgahlarında açılmış dişliler için $v_t \approx 40$ m/s ve $v_t \approx 60$ m/s kadar taşlanmış dişliler için referens alınır.

Spiral dişli konik dişliler (Şekil. 1.3**)** özel yerlerde büyük kuvvet ve moment veya devirsayısı iletimi için kullanılırlar. Çok gürültüsüz çalışan ve diş dibi mukavemetinin yüksek olması istenilen işletmeler için ön görülürler. Örneğin: Yüksek güçlü redüktörler, kamyon ve iş makinaları redüktörleri gibi. Çevre hızı olarakta freze, planya ve azdırma tezgahlarında açılmış dişliler için $v_t \approx 30$ m/s ve $v_t \approx 60$ m/s kadar taşlanmış dişliler için referens alınır.

Spiral dişli konik dişlileri Foto 1.1 den Foto 1.4 e kadar görebilirsiniz.

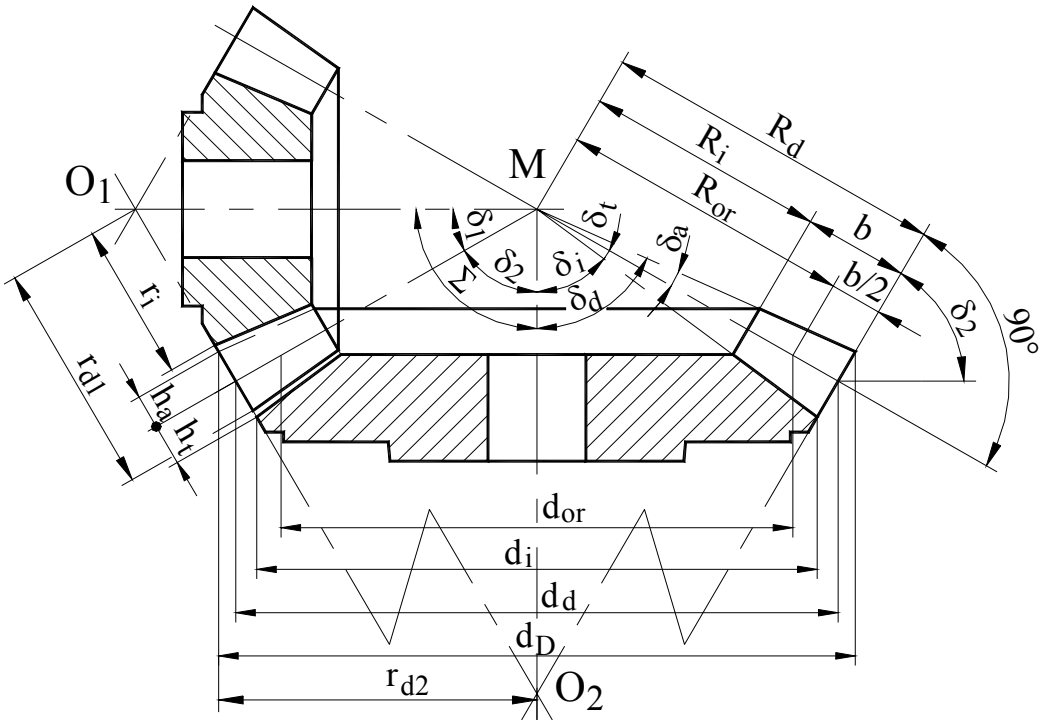
Konik dişlilerin üretimi bilgi, tecrübe ve hassasiyet ister. Üretim kalitesi, dişlilerin sessiz çalışmaları ve dayanma ömürleri için çok önemlidir.

Üretimin yapılabilmesi için dişlilerin geometrik ölçülerinin bilinmesi gereklidir. Bunun içinde “Düz dişli konik dişlilerden” başlayalım, böylece helis dişli konik dişliler ile spiral dişli konik dişlileride daha kolay ve iyi anlarız..

1.2 Dişli konstrüksiyonu ve hesabı için gerekli temel değerler

1.2.1 Konik dişlilerde tanımlama

Konik dişlilerde küçük dişliye “pinyon” ve indeksi 1 diye, büyük dişliyede “ayna” ve indeks 2 diye adlandırılır. İndeksiz veya indeks “n” normal, indeks “t” alın değerleri içindir. Kavrama açısı verilmemişse genelde hep $\alpha = 20°$ alınır.



Şekil. 1.4, Konik dişli

d_d	mm	Dış taksimat dairesi çapı	δ_a	°	Diş üstü açısı
d_{or}	mm	Orta taksimat dairesi	b	mm	Diş genişliği
d_D	mm	Dış çap	R_{or}	mm	Koninin orta uzunluğu
d_i	mm	İç çap	R_i	mm	Koninin iç uzunluğu
$\delta_{1,2}$	°	Taksimat konisi yarım açısı	R_d	mm	Koninin dış uzunluğu
δ_i	°	Taban konisi tepe yarım açısı	Σ	°	Eksenler veya kesişme açısı
δ_t	°	Taban açısı	h_t	mm	Taban derinliği
δ_d	°	Dişli konisi tepe yarım açısı	h_a	mm	Diş üstü yüksekliği

$O_{1,2}$ Arka koni veya tamamlama konisi merkezleri

1.2.2 Temel değerler

I. Çevirme oranı " i "

Çevirme oranı genelde F. 1.1 de olduğu gibi gösterilir. Bu fomülde $n_1/n_2 = d_2 / d_1 = z_2/z_1$ silindrik alın dişlilerindeki standart tanımlamadır. Burada:
$d_2 / d_1 = d_{d2} / d_{d1} = r_{d2} / r_{d1}$ dir. Aynı zamanda; $\sin \delta_1 = r_{d1}/R_d$ ve $\sin \delta_2 = r_{d2} / R_d$ dir. Eğer bu iki formülü birbirine bölersek $\sin \delta_2 / \sin \delta_1 = r_{d2} / r_{d1}$ buluruz. Buda çevirme oranıdır.

$$i = u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} \qquad \text{F. 1.1}$$

Kademedeki dişler oranıda:

$$u = \frac{z_{Ayna}}{z_{Pinyon}} \geq 1 \qquad \text{F. 1.2}$$

olarak bulunur.

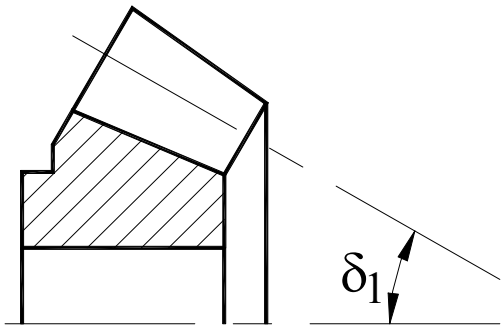
II. Taksimat konisi yarım açısı " δ "

Eksenler açısı (kesişme açısı) $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$ eşitliği ve $u = \sin \delta_2 / \sin \delta_1 \geq 1$ den tahrik eden konik dişlinin taksimat konisi yarım açısı,

$$\tan \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma} \qquad \text{F. 1.3}$$

eğer eksenler açısı $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 > 90°$ ise

$$\tan \delta_1 = \frac{\sin (180 - \Sigma)}{u + \cos (180 - \Sigma)} \qquad \text{F. 1.4}$$



Şekil. 1.5, δ açısı

Aynı zamanda tahrik eden konik dişlinin (pinyonun) taksimat konisi yarım açısı;

$$\tan \delta_1 = 1/u \qquad \text{F. 1.5}$$

ve tahrik edilen konikdişlinin (aynanın) taksimat konisi yarım açısı;

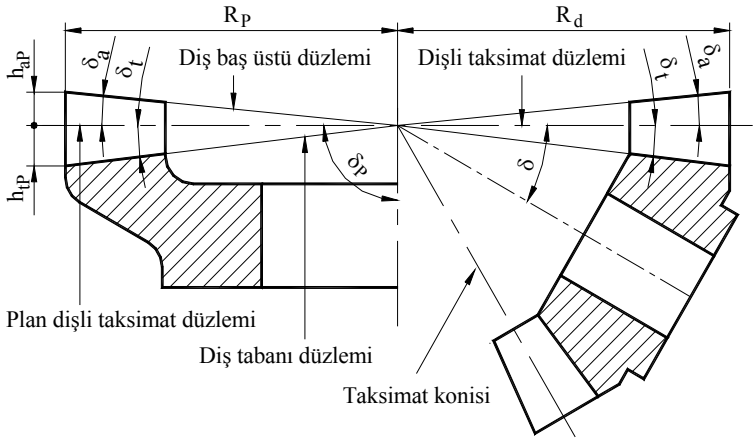
$$\tan \delta_2 = u \qquad \text{F. 1.6}$$

olarakta bulunur.

1.2.3 Referans plan dişlisi ve Genel değerler

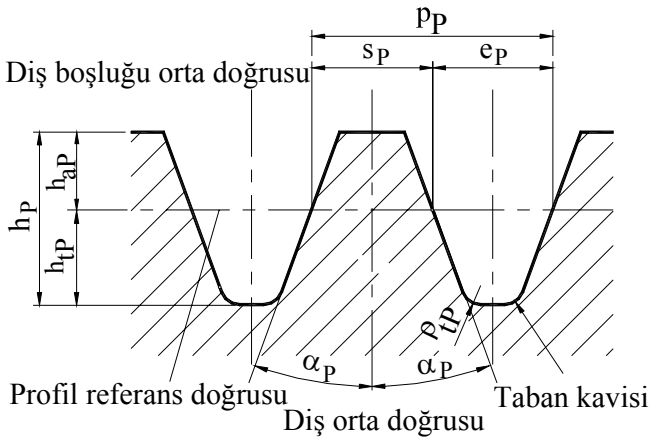
Taksimat konisi yarım açısı δ = 90° olan konik dişliye plan dişlisi adı verilir. Bu dişlinin önemi, konik dişlilerin temel büyüklüklerini tarif etmek için DIN 3971 e göre referans profili olarak alınması ve "**referans plan dişlisi**" diye adlandırılmasıdır (Şekil. 1.6).

Referans plan dişlisi, silindirik dişlilerdeki referans kremayerinin ödevini yapar. Şekil. 1.6 ve Şekil. 1.7 da Referans plan dişlisi görülmektedir.



Şekil. 1.6, Referans plan dişlisi ve konik dişli

Referans plan dişlisindeki tanımlamalar, DIN 867 deki tanımların benzeridir.



Şekil. 1.7, Referans plan dişlisi

$p_P = m_P \cdot \pi$ Plan dişli taksimatı

$\alpha_P =$ 20° Yanak açısı

$s_P = 0{,}5 \cdot (m_P \cdot \pi)$ Plan dişli taksimat dairesi kesitinde diş kalınlığı

$e_P = 0{,}5 \cdot (m_P \cdot \pi)$ Plan dişli taksimat dairesi kesitinde diş boşluğu

$h_P = 2 \cdot m_P + c_P$ Diş yüksekliği

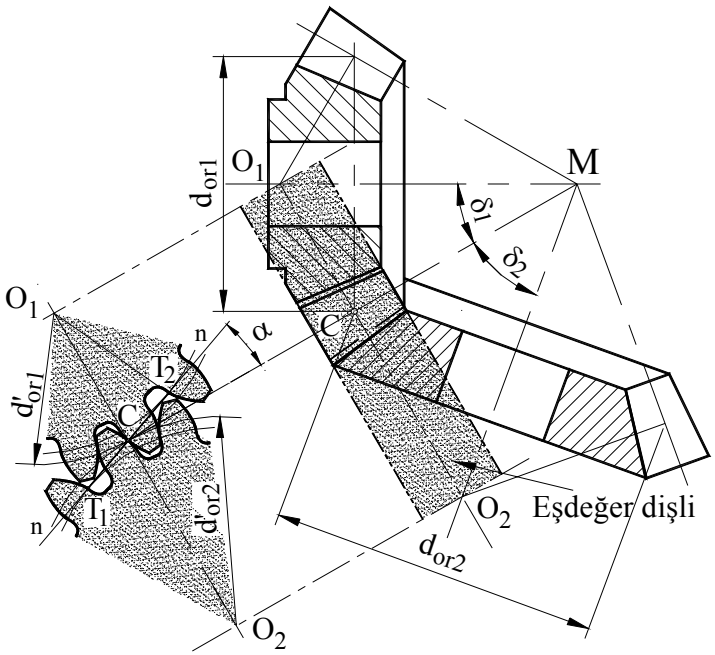
$c_P = (0{,}1 \ldots 0{,}3) \cdot m_P$ Baş üstü boşluğu

$h_{aP} = m_P$ Diş baş üstü yüksekliği

$h_{tP} = m_P + c_P$ Diş tabanı derinliği

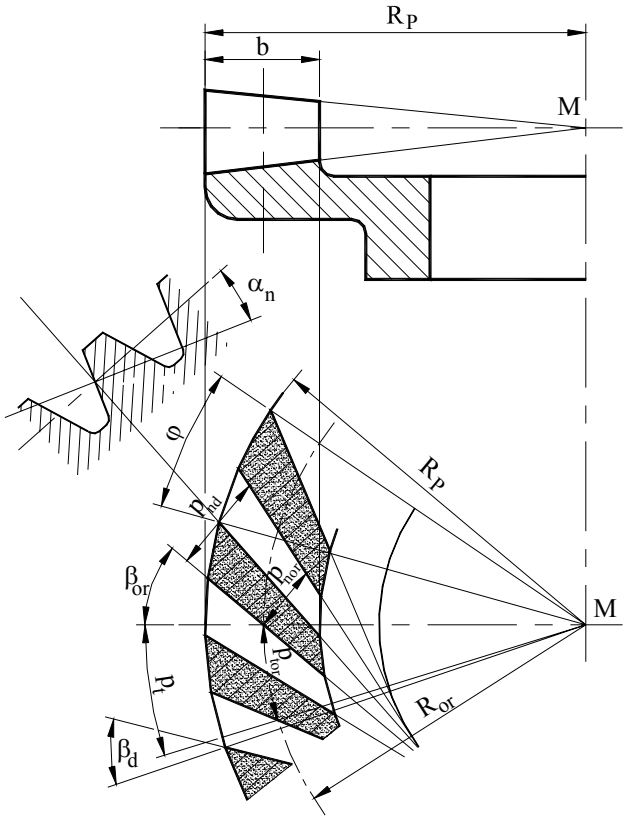
Konik dişlilerin imalatı ve kontrolu için dış dairesi boyutları, mukavemet hesapları içindese orta dairesi boyutları gerekir.

Mukavemet hesabının yapılmasında konik dişli, orta dairesinde tasarlanan bir düz silindirik dişli olarak kabul edilir. Hesaplar orta değerlerle, sanki silindirik alın dişlisiymiş gibi yapılır. Tasarlanan düz silindirik dişli Şekil. 1.8 ve Şekil. 1.17 de görülmektedir.



Şekil. 1.8, Tasarlanan silindirik dişli

1.2.4 Eğik dişli konik dişliler



Şekil. 1.9, Konik helis dişli

Eğik dişli, konik dişli çiftinde helis yönleri koni tepesine (Şekil. 1.9 de M noktası) göre adlandırılır.

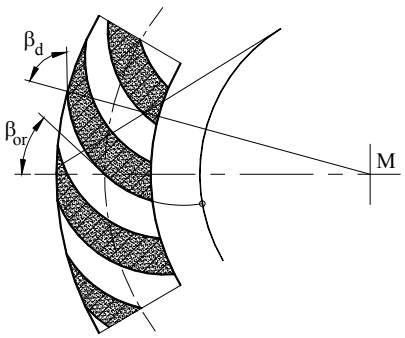
Dişli çiftinin helis yönleri birbirine aykırıdır. Yani; pinyon sol helis ise, ayna sağ helis olmalıdır.

Eğik dişli konik dişlilerin şu çeşitleri vardır:

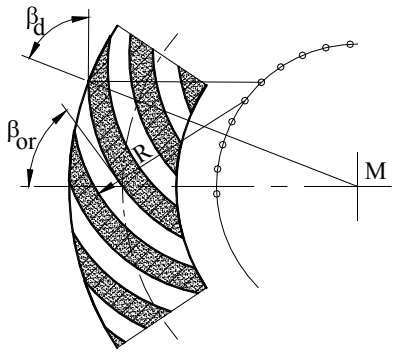
I. Konik helis dişli, Şekil. 1.9
II. Konik evolvent dişli, Şekil. 1.10
III. Konik daire yaylı dişli, Şekil. 1.11
IV. Spiral dişli, Şekil. 1.12

Birde Klingelnberg firmasının geliştirdiği “Palloid yanaklı” dişli şekli vardır.

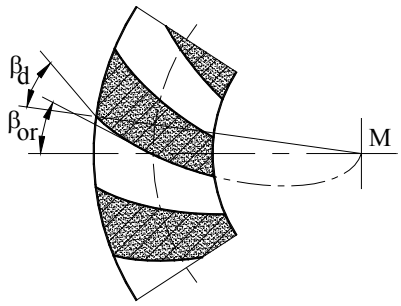
Bütün eğik yanaklı konik dişlilerin mukavemet hesapları aynı şekilde yapılır. Fakat her şeklin kendine göre avantajları vardır.



Şekil. 1.10, Konik evolvent dişli



Şekil. 1.11, Konik daire yaylı dişli



Şekil. 1.12, Konik Spiral dişli

Genelde helis açısı β_d veya $\beta_{or} \approx 10°$ ile 30° arasında seçilir. Pratikte orta helis açısı β_{or} seçilir ve dış helis açısı β_d eğiklik açısına (φ) göre hesaplanır. Evolvent yanaklı dişlilerin normal taksimat değeri bütün diş genişliğinde değişmez. Çünkü imalat sabit aralıklı evolvent sistemiyle yapılır.

Klingelnberg firmasının geliştirdiği palloid yanaklı dişlilerde ise, diş boyu bütün diş genişliğinde sabit kalır. Konik tepeleri eksenlerin kesiştiği noktada değildir. Yanaklar dışa doğru daha keskin kavisli olur. Bu dişliler daha az gürültülü çalışırlar.

1.2.5 Konik dişlilerin ölçülendirilmesi

1.2.5.1 Konik dişlide diş sayısı "z"

1.2.5.1.1 Pinyonun diş sayısı " z_1 "

Düz dişli konik dişlilerde pinyonun diş sayısı Tablo 1.1 den ve dişli malzemeleri konstruk-siyona göre seçilir.

Tablo 1.1, Konik dişlilerde seçim önerileri (G.Niemann/H.Winter,Band III) *)1

Çevirme oranı $u = z_2/z_1$	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,2	4,0	5,0	6,0
"z_1" Pinyon *)2	40...18	36...17	34...16	30...15	26...13	23...12	18...10	14...8	11...7
$\varphi = b/d_{or1}$	0,21	0,24	0,28	0,34	0,40	0,50	0,60	0,76	0,90
"x_{d1}" *)3	0,1	0,19	0,27	0,33	0,38	0,40	0,43	0,44	0,45
"x_{k1}" *)4	0,010	0,018	0,024	0,030	0,039	0,048	0,065	0,082	0,100

*)1 Genelde eksenler açısı $\Sigma = 90°$ için kullanılır. İmalat tezgahları üreten fabrikaların önerilerine uyulması fayda sağlar. Örneğin: Fir. Klingelnberg, Gleason, ...

*)2 Düz ve sertleştirilmemiş dişliler için büyük, helis, kavisli ve sertleştirilmiş dişliler için küçük değerler seçilmelidir.

*)3 Gleason'a göre düz ve helis konik dişliler için. Ayna için aynı büyüklük seçilir. $x_{d1} = -x_{d2}$

*)4 Gleason'a göre kavisli konik dişliler için. Ayna için aynı büyüklük seçilir. $x_{k1} = -x_{k2}$

1.2.5.1.2 Aynanın diş sayısı " z_2 "

Aynanın diş sayısının seçimi konstruksiyonun şartlarına göre genelde pinyonun diş sayısı ile çevirme oranının çarpımıyla bulunur.

$$z_2 \approx z_1 \cdot u \qquad \text{F. 1.7}$$

z_1 [-] Pinyonun diş sayısı
u [-] Kademenin çevirme oranının

1.2.5.2 Konik dişlide modül "m"

Konik dişlilerde modülün büyüklüğü konik kesitine göre değişir. Orta modül, mukavemet hesapları için gerekli olan modülün seçimi konstruksiyon şartlarına göre çeşitli yollardan seçilir. Hesaplar Sıfır ve V.Sıfır kademe için geçerlidir.

1. Yol

Pinyon mile geçecekse (kama veya sıkı geçmeli) ve konstrüksiyonda belirlenen pinyonu taşıyan mil çapı "d_M" olarak gösterilirse:

$$m'_{or} \geq \frac{2{,}5 \cdot d_M}{z_1} \qquad \text{F. 1.8}$$

2. Yol

Konstrüksiyonda belirlenen pinyonlu mil (pinyon dişleri mil üzerine çekilecekse) çapı "d_M" olarak gösterilirse:

$$m'_{or} \geq \frac{1{,}25 \cdot d_M}{z_1} \qquad \text{F. 1.9}$$

3. Yol

Malzeme ve moment biliniyor ve dişliler sulanıp sertleştirilecekse ve pinyonun taksimat konisi yarım açısı δ_1 biliniyorsa:

$$m'_{or} \geq 3{,}75 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t1} \cdot \sin \delta_1}{z_1^2 \cdot \sigma_{Flim1}}} \qquad \text{F. 1.10}$$

4. Yol

Malzeme ve moment biliniyor ve dişliler sertleştirilmeyecekse (σ_{Hlim} için değeri küçük olan malzemeninki alınır) ve pinyonun taksimat konisi yarım açısı δ_1 biliniyorsa:

$$m'_{or} \geq \frac{205}{z_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t1} \cdot \sin \delta_1}{\sigma_{Hlim}^2 \cdot u}} \qquad \text{F. 1.11}$$

d_M	mm	Konstrüksiyonda belirlenen mil çapı
z_1	[-]	Pinyonun diş sayısı
M_{t1}	Nmm	Pinyon milindeki torsiyon momenti
δ_1	°	Pinyonun taksimat konisi yarım açısı
σ_{Flim}	Nmm	Malzemenin diş dibi mukavemeti
σ_{Hlim}	Nmm	Malzemenin yanak mukavemeti

İmalat ve kontrol için geçerli olan dış modülün bulunması:

$$m'_d = m'_{or} \cdot R_d / R_{or} \qquad \text{F. 1.12}$$

m'_{or}	mm	Seçim için önerilen orta modül
R_d	mm	Koninin dış uzunluğu
R_{or}	mm	Koninin orta uzunluğu

Dış modül " m'_d " kabaca bulunduktan sonra, konstruksiyona göre, DIN 780 göre önerilen standart modül büyüklüğü " m_d " Tablo 1.13 den seçilir. Dişli uçlarının kırılmasını önlemek, imalat ve yataklamada az hata yapmak için büyüklüğün m_d = b/8 ... b/12 arası olmasına dikkat etmelidir.
Dış modül " m_d " seçildikten sonra mukavemet ve diğer hesaplarda kullanılacak kesin orta modül hesaplanır

$$m_{or} = m_d \cdot R_{or} / R_d \qquad \text{F. 1.13}$$

Bütün geometrik ölçüler bilindiğinde ve bu ölçüler kati ise modul şu fornüllerle bulunur.

Dişli çifti Sıfır veya V-Sıfır ise:

Dış konide modül:

$$m_{dt} = d_{d1} / z_1 = d_{d2} / z_2 = m_d / \cos\beta_d \qquad \text{F. 1.14}$$

m_{dt}	mm	Dış alın modülü
$d_{d1,2}$	mm	Dış taksimat dairesi çapı, indekse göre
$z_{1,2}$	[-]	Diş sayısı, indekse göre
m_d	mm	Dış modül $m_d = m_n$

Orta konide modül:

$$m_{ort} = d_{or1} / z_1 = d_{or2} / z_2 = m_{or} / \cos\beta_{or} \qquad \text{F. 1.15}$$

m_{ort}	mm	Orta alın modülü
$d_{or1,2}$	mm	Orta taksimat dairesi çapı, indekse göre
$z_{1,2}$	[-]	Diş sayısı, indekse göre
m_{or}	mm	Orta modül

1.2.5.3 Konik dişlide kavrama açısı "α veya α_n "

Konik dişlilerde kavrama açısı için "G. Nieman + H. Winter" in önerileri şöyledir:

- Endüstiri redüktörlerinde genelde $\alpha = 20°$ dir.
- Araç redüktörlerinde sessiz çalışmayı sağlamak için $\alpha < 20°$. Örneğin çoğunluk-la 17,5°.
- Yavaş dönen ve büyük kuvvet taşıyan redüktörlerde diş dibi mukavemetini arttırmak için $\alpha > 20°$. Örneğin çoğunlukla 22,5°.

Koninin kesitine göre kavrama açısının büyüklüğü değişir. Seçilen kavrama açısı ($\alpha = 20°$) genelde dış konideki kavrama açısıdır. Helis dişli konik dişlilerde alın kavrama açısı silindirik dişlilerde olduğu gibi helisaçısı ile hesaplanır. Burada (F. 1.16) istenilen açı değe-
ri için d, or veya i indeksleri ile istenilen yerdeki kavrama açısı bulunur.

$$\alpha_t = \arctan(\tan\alpha_n / \cos\beta) \qquad \text{F. 1.16}$$

α_t	°	Alın kavrama açısı
α_n	°	Normal kavrama açısı
β	°	Helis açısı

1.2.5.4 Konik dişlide çaplar "d"

Konik dişlide şu iki taksimat dairesi çapı önemlidir. Birincisi mukavemet hesaplarında kullanılan orta taksimat dairesi çapı, "d_{or}" ve değeri F. 1.17 ile, ikincisi imalatta ve kontrolde kullanılan dış taksimat dairesi çapı, "d_d" ve değeri F. 1.20 formülü ile hesaplanır.

1.2.5.4.1 Orta çaplar

Orta taksimat dairesi çapı

$$d_{or} = z \cdot m_{or} = d_d - b \cdot \sin\delta \qquad \text{F. 1.17}$$

Orta diş üstü çapı

$$d_{dor} = d_{or} + 2 \cdot h_{aor} \cdot \cos\delta \qquad \text{F. 1.18}$$

Orta taban dairesi çapı

$$d_{tor} = d_{or} - 2 \cdot h_{tor} \cdot \cos\delta \qquad \text{F. 1.19}$$

1.2.5.4.2 Dış çaplar

Dış çap konik dişlinin en büyük geometrik ölçüsüdür ve kullanılacak malzemenin çapını verir.

Dış taksimat dairesi çapı $$d_d = z \cdot m_{dt} = d_{or} + b \cdot \sin\delta = z \cdot m_d \cdot R_{or} / R_d$$ F. 1.20

Dış çap $$d_D = d_d + 2 \cdot h_{ad} \cdot \cos\delta = m_d \cdot (z + 2 \cdot \cos\delta)$$ F. 1.21

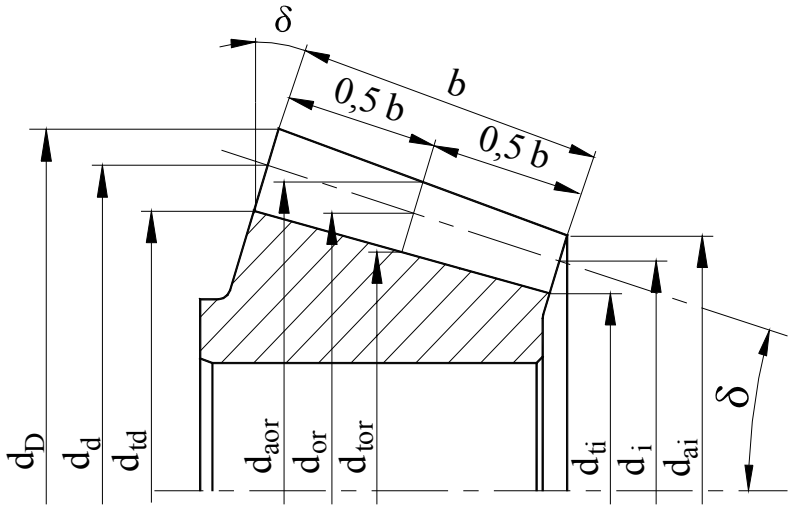
Dış taban dairesi çapı $$d_{td} = d_{tor} \cdot R_d / R_{or}$$ F. 1.22

1.2.5.4.3 İç çaplar

İç taksimat dairesi çapı $$d_i = z \cdot m_i$$ F. 1.23

İç diş üstü çapı $$d_{di} = d_i + 2 \cdot h_{ai} \cdot \cos\delta$$ F. 1.24

İç taban dairesi çapı $$d_{ti} = d_i - 2 \cdot h_{ti} \cdot \cos\delta$$ F. 1.25



Şekil. 1.13, Konik dişli

d_{or}	mm	Orta taksimat dairesi çapı
d_d	mm	Dış taksimat dairesi çapı
z	[-]	Diş sayısı
m_{or}	mm	Orta modül
m_{dt}	mm	Dış alın modülü
m_d	mm	Dış modül $m_d = m_n$
b	mm	Diş genişliği
δ	°	Taksimat konisi yarım açısı
R_d	mm	Koninin dış uzunluğu
R_{or}	mm	Koninin orta uzunluğu

Foto 1.5, Konik dişlinin imali, Klingelnberg firması

1.2.5.5 Konik dişlide diş genişliği "b"

Konik dişlide diş genişliğinin seçimi Tablo 1.1 den veya önerilen şu formülle yapılır:

$$b \approx \varphi \cdot d_{or} \qquad \text{F. 1.26}$$

b	mm	Diş genişliği
φ	[-]	Genişlik oranı
d_{or}	mm	Orta taksimat dairesi çapı

Burada diş genişliği seçimi yapılırken şu şartlarada dikkat edilmeli ve seçilen büyüklük önerilen değerler sınırlarında olmalıdır.

$$b \leq R_d / 3 \qquad \text{F. 1.27}$$

$$b \approx 10 \,.\, m_d \qquad \text{F. 1.28}$$

$$b \approx 0{,}15 \cdot d_{d1} \cdot \sqrt{u^2 + 1} \qquad \text{F. 1.29}$$

R_d	mm	Dış koni uzunluğu
d_{d1}	mm	Pinyonun dış taksimat dairesi çapı
d_{d1}	mm	Pinyonun dış taksimat dairesi çapı

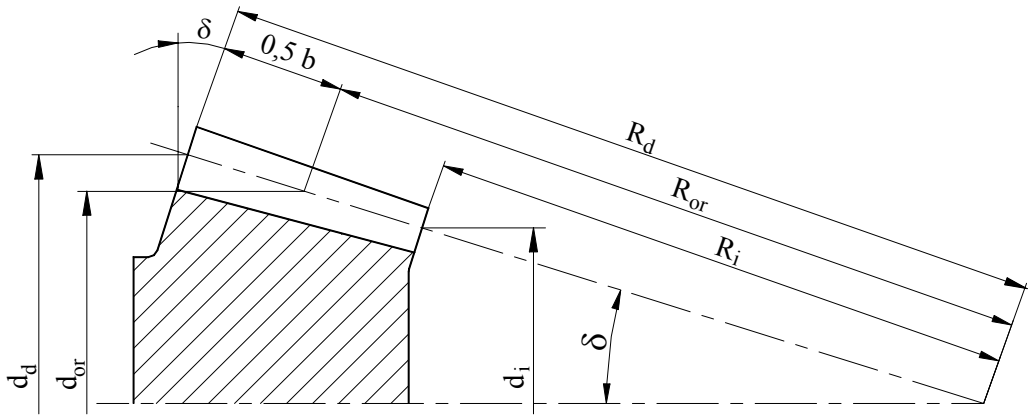
1.2.5.6 Konik dişlide koni uzunluğu "R"

Çeşitli koni uzunlukları şu şekilde hesaplanır boyutlar ve koşulan şartlara uymalıdır. Bu uzunluklardan orta koni uzunluğu mukavemet hesaplarında kullanılır.

Dış koni uzunluğu $$R_d = d_d / (2 \cdot \sin\delta) \geq 3 \cdot b \qquad \text{F. 1.30}$$

Orta koni uzunluğu $$R_{or} = d_{or} / (2 \cdot \sin\delta) = R_d - 0{,}5 \cdot b \qquad \text{F. 1.31}$$

İç koni uzunluğu $$R_i = d_i / (2 \cdot \sin\delta) = R_d - b \qquad \text{F. 1.32}$$



Şekil. 1.14, Konik dişli

1.2.5.7 Konik dişlide diş boyutları "h"

Konik dişlide diş boyutları aynen normal bir dişdeki boyutlardır

.

Diş üstü yüksekliği:

$$h_{ad} = m_d \cdot (1 + x_k) \; ; \; h_{aor} = m_{or} \cdot (1 + x_k) \qquad \text{F. 1.33}$$

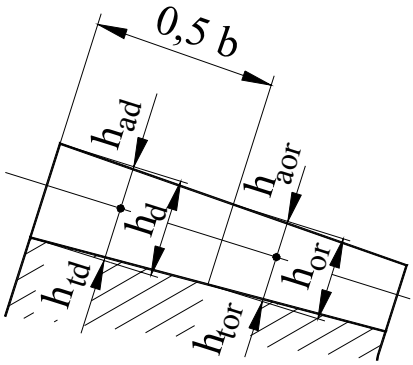
x_k Profil kaydırma faktörü F. 1.60 den hesaplanıp konstruksiyon şartlarına göre seçilir.

Taban derinliği:

$$h_{td} \approx m_d \cdot (1{,}25 - x_k) \; ; \; h_{tor} \approx m_{or} \cdot (1{,}25 - x_k) \qquad \text{F. 1.34}$$

Diş yüksekliği

$$h_d \approx h_{ad} + h_{td} \quad ; \quad h_{or} \approx h_{aor} + h_{tor} \qquad \text{F. 1.35}$$



Şekil. 1.15, Diş boyutları

1.2.5.8 Konik dişlide koni tepe yarım açıları "δ"

Dış koni tepe yarım açısı, konik dişlinin tornalanmasında gereken eğim açısıdır.

$$\delta_d = \delta + \delta_a \qquad \text{F. 1.36}$$

Diş üstü açısı

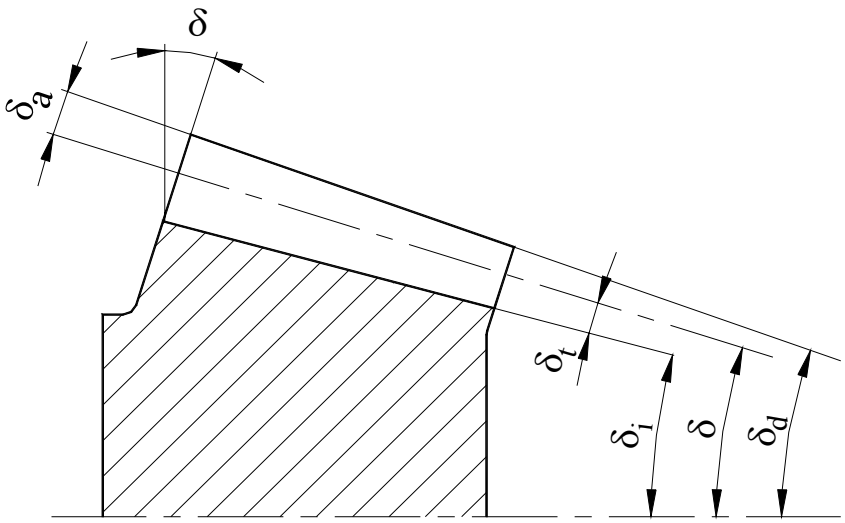
$$\tan \delta_a = h_{ad} / R_d \qquad \text{F. 1.37}$$

İç koni tepe yarım açısı

$$\delta_i = \delta - \delta_t \qquad \text{F. 1.38}$$

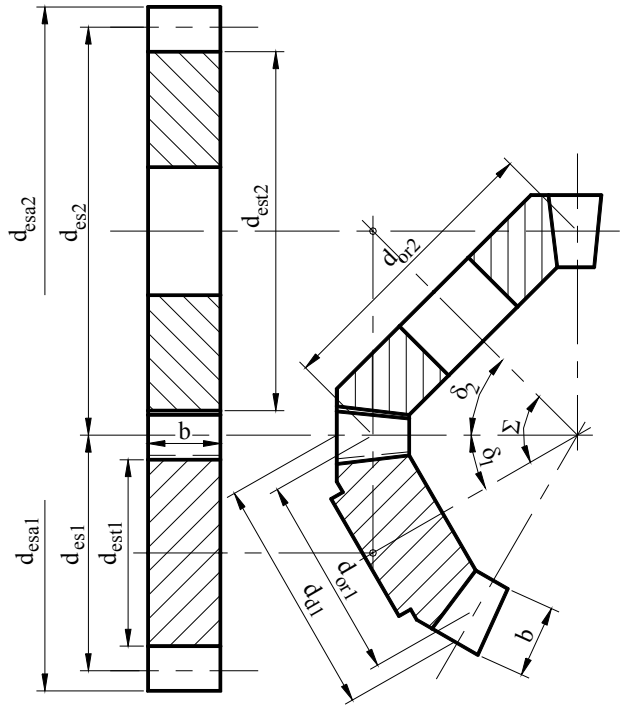
Diş üstü açısı

$$\tan \delta_t = h_{td} / R_d \qquad \text{F. 1.39}$$



Şekil. 1.16, Konik dişlide koni tepe yarım açıları

1.2.5.9 Konik dişlinin eşdeğer geometrik ölçüleri



Kavrama oranlarını tam kıymetlendirebilmek ve karşılaştırmaları tam yapabilmek için konik dişliler, tasarlanmış eşdeğer silindirik dişli olarak Şekil. 1.17 de görüldüğü gibi düşünülür.
Böylece konik dişli çifti silindirik alın dişli sistemine indirgenmiş olur.
Burada silindirik alın dişlisi indekslerine ayrıca "eş" indeksi eklenerek konik dişli sisteminin hesapları, yeteri kadar doğrulukta, rahatlıkla yapılır.

Aşağıda Sıfır ve V-Sıfır dişlilerdeki değerlerin bulunması, sırasıyla gösterilmiştir. (*Taksimat konisi = imalat yuvarlanma konisi*)

Şekil. 1.17, Konik dişlinin eşdeğer geometrik ölçüleri

1.2.5.9.1 Konik dişlide eşdeğer alın dişlisinin diş sayısı "z_{es}"

Düz dişli konik dişlide, eşdeğer alın dişlisinin diş sayısı;

$$z_{eş} = \frac{z}{\cos\delta} \qquad \text{F. 1.40}$$

$$z_{eş1} = \frac{z_1}{\cos\delta_1} = \frac{d_{es1}\cdot\pi}{p_t} \quad ; \quad z_{eş2} = \frac{z_2}{\cos\delta_2} = \frac{d_{es2}\cdot\pi}{p_t}$$

Eğer $\Sigma = 90°$ ise $\quad z_{eş1} = z_1\cdot\sqrt{(u^2+1)/u^2} \quad ; \quad z_{eş2} = z_2\cdot\sqrt{u^2+1} = u^2\cdot z_{es1}$

z	[-]	Konik dişlinin diş sayısı
δ	°	Taksimat konisi yarım açısı

Helis dişlide, eşdeğer alın dişlisinin diş sayısı

$$z_{esn} = \frac{z_{es}}{(\cos\beta_{est})^2\cdot\cos\beta_{or}} = \frac{z_{es}}{(\cos\beta_{est})^3} = \frac{z}{\cos\delta\cdot(\cos\beta_{est})^3} \qquad \text{F. 1.41}$$

$\beta_{esor} \approx \beta_{or}$ olarak pratikte alınır.

1.2.5.9.2 Eşdeğer kavrama açısı " α_{es}"

$$\alpha_{esn} = \alpha_n$$
$$\tan\alpha_{est} = \tan\alpha_{ort} = \tan\alpha_n / \cos\beta_{or}$$

$$\boxed{\alpha_{est} = \arctan(\tan\alpha_n / \cos\beta_{or})} \qquad \text{F. 1.42}$$

1.2.5.9.3 Eşdeğer modül " m_{esn}"

$$m_{esn} = m_{orn} = m_{esort} \cdot \cos\beta_{or}$$

$$\boxed{m_{est} = m_{ort} = d_{or} / z = d_{esor} / z_{es}} \qquad \text{F. 1.43}$$

1.2.5.9.4 Eşdeğer helis açısı "β_{es}"

$$\beta_{esor} = \beta_{or}$$
$$\sin\beta_{esb} = \sin\beta_{or} \cdot \cos\alpha_n$$

$$\boxed{\beta_{esb} = \arcsin(\sin\beta_{or} \cdot \cos\alpha_n)} \qquad \text{F. 1.44}$$

1.2.5.9.5 Eşdeğer taksimat dairesi çapı"d_{es}"

$$\boxed{d_{es} = d_{or} / \cos\delta} \qquad \text{F. 1.45}$$

Eğer $\Sigma = 90°$ ise

$$\boxed{d_{es1} = d_{or1} \cdot \sqrt{(u^2 + 1) / u^2}} \qquad \text{F. 1.46}$$

Eğer $\Sigma = 90°$ ise

$$\boxed{d_{es2} = d_{or2} \cdot \sqrt{u^2 + 1} = u^2 \cdot d_{es1}} \qquad \text{F. 1.47}$$

1.2.5.9.6 Eşdeğer eksenler mesafesi "a_{es}"

$$\boxed{a_{es} = (d_{es1} + d_{es2}) / 2} \qquad \text{F. 1.48}$$

1.2.5.9.7 Eşdeğer dişüstü dairesi çapı "d_{esa}"

$$\boxed{d_{esa} = d_{es} + 2 \cdot h_{aor} = d_{es} + 2 \cdot m_{or} \cdot (1 + x_k)} \qquad \text{F. 1.49}$$

1.2.5.9.8 Eşdeğer temel dairesi çapı "d_{esb}"

$$d_{esb} = d_{es} \cdot \cos\alpha_{est} \qquad \text{F. 1.50}$$

1.2.5.9.9 Eşdeğer taban dairesi çapı "d_{est}"

$$d_{est} = d_{es} - 2{,}5 \cdot m_{or} \cdot (1 - x_k) \qquad \text{F. 1.51}$$

$$d_{est} = d_{esa} - 5 \cdot m_{or} \cdot (1 - x_k) \qquad \text{F. 1.52}$$

1.2.5.9.10 Eşdeğer profil kaydırma faktörü "x_{hor}"

$$x_{hor1,2} = 0{,}5 \cdot (h_{aor1,2} - h_{aor2,1}) / m_{orn} \qquad \text{F. 1.53}$$

1.2.5.9.11 Eşdeğer çevirme oranı "u_{es}"

$$u_{es} = z_{es2} / z_{es1} = u \cdot \cos\delta_1 / \cos\delta_2 = \tan\delta_2 / \tan\delta_1 \qquad \text{F. 1.54}$$

Eğer $\Sigma = 90°$ ise

$$u_{es} = u^2 = (z_2 / z_1)^2 \qquad \text{F. 1.55}$$

1.2.5.9.12 Eşdeğer silindirik dişlinin diş sayısı "z_{nes}"

$$z_{nes} = \frac{z_{es}}{\cos^2\beta_b \cdot \cos\beta_{or}} \qquad \text{F. 1.56}$$

Bölüm 1.2.5.9 deki bütün değerlerin tanımı. Değerler indekslerine göre adlandırılır:

z	[-]	Diş sayısı
δ	°	Taksimat konisi yarım açısı
p_t	mm	Dış koni alın taksimatı
u	[-]	Çevirme oranı,
β	°	Helis açısı
α	°	Kavrama açısı
m	mm	Modül
d	mm	Çap
d_{or}	mm	Orta taksimat dairesi çapı
d_d	mm	Dış taksimat dairesi çapı
a	mm	Eksenler mesafesi
h	mm	Diş yüksekliği
x_k	[-]	Profil kaydırma faktörü

1.2.5.10 Konik dişlide en küçük diş sayısı "z_{kmin}"

Pratikte kabul edilen konik düz dişlilerde en küçük diş sayısı "z_{kmin}" ya Tablo 1.2 den seçilir veya hesaplanır. Konik dişlilerde konik yarım açısı δ nın büyümesiyle en küçük diş sayısı küçülür. Silindirik düz dişlideki en küçük diş sayısı düz dişli konik dişlilerdede $z_{eş} = z'_k = 14$ kabul edilirse, aşağıdaki bağıntılar bulunur. Diş üstünün sivri olmaması için en küçük diş sayısı z_{kmin} dan daha küçük diş sayısı seçilmemelidir.

$$z_{k\,min} \approx z_{min} \cdot \cos\delta \approx 14 \cdot \cos\delta \qquad \text{F. 1.57}$$

Helis dişlide, en küçük diş sayısı

$$z'_{kK} \approx z'_k \cdot \cos\delta \cdot (\cos\beta_{or})^3 \approx 14 \cdot \cos\delta \cdot (\cos\beta_{or})^3 \qquad \text{F. 1.58}$$

Tablo 1.2, Konik dişlilerde en küçük diş sayısı "z_{kmin}"

δ ≈	<15°	20°	30°	38°	45°
z_{kmin}	14	13	12	11	10
z_{kK}	7	7	6	6	5

1.2.5.11 Konik dişlide profil kaydırması "x_k"

Profil kaydırması pratikte konik dişlilerde pek kullanılmaz. Ancak diş sayıları $z < z'_{kK}$ ise diş alt kesimini önlemek için profil kaydırması gereklidir. Pinyonun profil kaydırması F. 1.59 görüldüğü gibi daima pozitif "+" alınmalıdır. Bunun karşılığında aynanın profil kaydırması negatif "–" alınarak mümkün olduğu kadar V-Sıfır kademe konstruksiyonuna gidilmelidir. V-Sıfır kademenin dışında işletme yuvarlanma konisinin açısı değişik değer verecek ve buda çevirme oranının değiştirecektir. Burada dikkat edilmesi gereken bir hususta $z_{eş1} + z_{eş2} \geq 28$ olmasıdır. Bu şart yerine getirilmesse –V den ötürü aynada alt kesim ortaya çıkar. Profil kaydırma faktörü genelde Tablo 1.1 veya Tablo 1.3den seçilir.

$$V = +x_k \cdot m_{or} \qquad \text{F. 1.59}$$

Profil kaydırma faktörü:

$$x_{kor} = \frac{14 - z_{eş}}{17} = \frac{14 - (z/\cos\delta)}{17} \qquad \text{F. 1.60}$$

Tablo 1.3, Konik dişlilerde seçim önerileri (G.Niemann/H.Winter,Band III)*)1

Çevirme oranı $u = z_2/z_1$	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,2	4,0	5,0	6,0
"x_{d1}" *)2	0,1	0,19	0,27	0,33	0,38	0,40	0,43	0,44	0,45
"x_{k1}" *)3	0,010	0,018	0,024	0,030	0,039	0,048	0,065	0,082	0,100

*)1 Genelde eksenler açısı Σ = 90° için kullanılır. İmalatçının önerilerine uyulması fayda sağlar.

*)2 Gleason'a göre düz ve helis konik dişliler için. Ayna için aynı büyüklük seçilir. $x_{d1} = -x_{d2}$

*)3 Gleason'a göre kavisli konik dişliler için. Ayna için aynı büyüklük seçilir. $x_{k1} = -x_{k2}$

1.2.5.12 Konik dişlide kavrama "$g_{es\alpha}$"

Kavrama doğrusu uzunluğu

Düz dişli

$$g_{es\alpha} = 0{,}5 \cdot \left(\sqrt{d_{esa1}^2 - d_{esb1}^2} + \sqrt{d_{esa2}^2 - d_{esb2}^2} \right) - a_{es} \cdot \sin \alpha_{es}$$ F. 1.61

Helis dişli

$$g_{es\alpha} = 0{,}5 \cdot \left(\sqrt{d_{esa1}^2 - d_{esb1}^2} + \sqrt{d_{esa2}^2 - d_{esb2}^2} \right) - a_{es} \cdot \sin \alpha_{est}$$ F. 1.62

d_{esa1}	mm	Pinyonun eşdeğer diş üstü dairesi çapı
d_{esb1}	mm	Pinyonun eşdeğer temel dairesi çapı
d_{esa2}	mm	Aynanın eşdeğer diş üstü dairesi çapı
d_{esb2}	mm	Aynanın eşdeğer temel dairesi çapı
a_{es}	mm	Eşdeğer eksenler mesafesi
α_n	°	Normal kavrama açısı
α_{est}	°	Alın kavrama açısı

1.2.5.13 Konik dişlide profil kavrama oranı "ε_{es}"

Helis dişlilerde kavrama oranı helislikten ötürü düz dişlilerden daha büyüktür. Eşdeğer dişlilerdeki kavrama oranı F. 1.63 ile, tam olmasada, yeteri kadar doğru olarak hesaplanabilinir.

$$\varepsilon_{es\alpha} = \frac{g_{es\alpha} \cdot \cos \beta_{or}}{m_{orn} \cdot \pi \cdot \cos \alpha_{est}}$$ F. 1.63

Normal kesitte

$$\varepsilon_{es\alpha n} = \varepsilon_{es\alpha} / \cos^2 \beta_b$$ F. 1.64

$$\beta_b = \arcsin(\sin \beta_{or} \cdot \cos \alpha_n)$$ F. 1.65

Eşdeğer helis dişlide eğiklik hesabında eşdeğer diş genişliği $b_{es} \approx 0{,}85$. b kabul edilir ve eğiklik hesaplanır. Değer değişikse küçük olanı "b" olarak alınır.

$$\varepsilon_{es\beta} = \frac{b_{es} \cdot \sin \beta_{or}}{m_{or} \cdot \pi}$$ F. 1.66

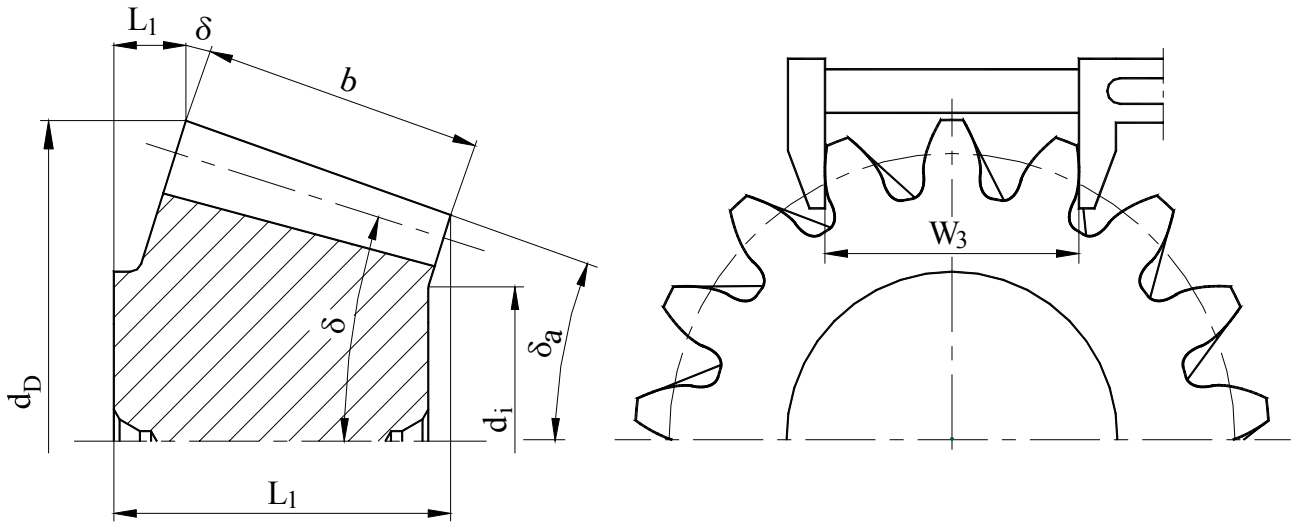
Eşdeğer dişlide toplam kavrama oranı: .

$$\varepsilon_{es\gamma} = \varepsilon_{es\alpha} + \varepsilon_{es\beta}$$ F. 1.67

$\varepsilon_{es\gamma}$	mm	Helis eşdeğer dişlide toplam profil kavrama oranı
$\varepsilon_{es\alpha}$	mm	Düz veya helis eşdeğer dişlide profil kavrama oranı
$\varepsilon_{es\beta}$	mm	eşdeğer helis dişlide eğiklik

1.3 Konik dişlide geometrik kontrol

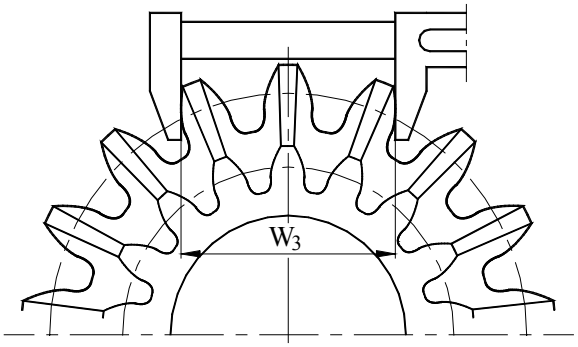
Konik dişlinin dişli çekilmesi için gereken ön imalat ölçüleri Şekil. 1.18 de verilmiştir. Bu ölçülerle hazırlanan parça dişli çekilmesine hazırlanmış olur. En mühimi merkezleme delikleridir. Bu delikler olmassa parçayı diş çekmek için istenilen doğrulukta azdırma tezgahına bağlamak olanaksızdır. Aynada göbek olduğundan merkezleme göbek kenarlarının merkezlenecek şekilde yapılmasıyla olur. Dişli çekildikten sonra yapılacak ilk kontrol, ölçülecek diş sayısı mesafesi W_k nın kontroludur (Şekil. 1.19 ve Şekil. 1.20).



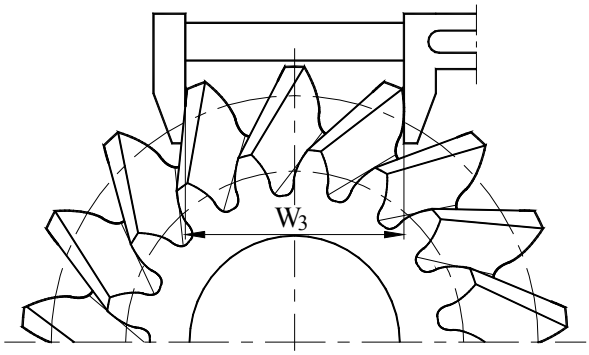
Şekil. 1.18, Konik dişlide ölçüler

Prensipte konik dişli ve silindirik alın dişlilerinin W_k ölçüsü aynı şekilde hesaplanır. Yalnız konik dişlide ölçü alın düzleminde yapılacağı için formülde normal modül yerine alın modülü konulur.

$$W_k = m_{dt} \cdot \cos\alpha_n \cdot [(k-0{,}5)\cdot\pi + z\cdot \mathrm{inv}\alpha_t] + 2\cdot x_k \cdot m_{dt}\cdot \sin\alpha_n \qquad \text{F. 1.68}$$



Şekil. 1.19, Konik düz dişlide W_k ölçüsü

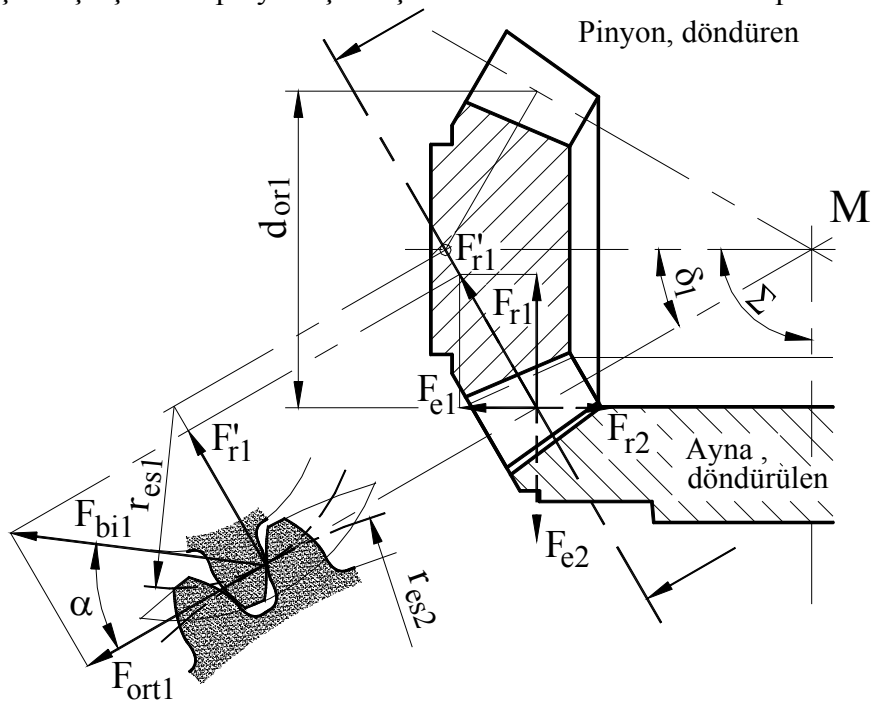


Şekil. 1.20, Konik eğik dişlide W_k ölçüsü

1.4 Konik dişlide kuvvetler

1.4.1 Dişlide kavrama kuvvetleri

Konik dişlide kuvvetlerin bulunması eşdeğer silindirik dişli çarkları ile yapılır. Kuvvetler genelde $\Sigma = 90°$ eksen açılı dişli çiftinde pinyon için diş otasında normal kesitte hesaplanır.



Şekil. 1.21, Konik dişli çiftte Σ=90° için dişlide kuvvetler

Pinyondaki teğetsel çevre kuvveti konstruksiyonda bilinen ve fonksiyonu gerçekleştiren pinyon eksenindeki torsiyon momentinden bulunur. Pinyondaki teğetsel çevre kuvveti F. 1.69 de pinyon ekseninde bilinen torsiyon momenti için verilmiştir. Eğer torsiyon momenti ayna ekseninde biliniyorsa, ki bu yükten veya tahrik edilenden bilinen momenttir, o zaman orta çap olarak aynanın çapı formüle yerleştirilir F. 1.71 ve kademeki diş yanağı sürtünmesinden ötürü bir.

$$F_{ort1} = 2 \cdot M_{t1} / d_{or1} \qquad \text{F. 1.69}$$

$$F_{ort2} = 2 \cdot M_{t2} / d_{or2} \qquad \text{F. 1.70}$$

$$F_{ort2} = F_{ort1} \cdot \eta_1 \qquad \text{F. 1.71}$$

Her ne kadar diş yanağı sürtünmesinden ötürü kademede hakikatte bir kuvvet değişikliği varsada, pratikte kuvvetler $F_{ort2} = F_{ort1}$ olarak kabul edilir.

Düz dişlide eksenel kuvvet; $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90°$ eksen açılı dişli çiftte, normal radyal kuvvet:

$$F'_{r1} = F_{ort1} \cdot \tan\alpha \qquad \text{F. 1.72}$$

$$F_{e1} = F'_{r1} \cdot \sin\delta_1 = F_{ort1} \cdot \tan\alpha \cdot \sin\delta_1 \qquad \text{F. 1.73}$$

Aynı düz dişli kademesinde radyal kuvvet

$$F_{r1} = F'_{r1} \cdot \cos\delta_1 = F_{ort1} \cdot \tan\alpha \cdot \cos\delta_1 \qquad \text{F. 1.74}$$

α	°	Kavrama açısı
δ_1	°	Tahrik eden çarkın, burada pinyonun taksimat konisi yarım açısı

Her ne kadar diş yanağı sürtünmesinden ötürü kademede hakikatte bir kuvvet değişikliği varsada, pratikte $F_{e2} = F_{r1}$ ve $F_{r2} = F_{e1}$ olarak kabul edilir. Burada kuvvetler mutlak değer olarak eşit kabul edilir, yönleri karşıttır.

Eksenel ve radyal kuvvetlerin orantısı incelenirse:

$$\frac{F_{r1}}{F_{e1}} = \frac{\cos\delta_1}{\sin\delta_1} = \frac{1}{\tan\delta_1} = i$$

$$F_{r1} = F_{e1} \cdot i \qquad \text{F. 1.75}$$

F_e	N	Eksenel kuvvet
F_{r1}	N	Radyal kuvvet
i	[-]	Çevirme oranı

Genel olarak herhangi bir eksenler açısı Σ ve orta helis açısı β_{or} olan, dönme ve yanak yönü dikkate alınarak konik dişlideki kuvvetler şu şekilde bulunur:
Konik dişlide eksenel kuvvetler

$$F_{e1} = \frac{F_{ort}}{\cos\beta_{or}} \cdot (\sin\delta_1 \cdot \tan\alpha_n \pm \cos\delta_1 \cdot \sin\beta_{or}) \qquad \text{F. 1.76}$$

$$F_{e2} = \frac{F_{ort}}{\cos\beta_{or}} \cdot (\sin\delta_2 \cdot \tan\alpha_n \mp \cos\delta_2 \cdot \sin\beta_{or}) \qquad \text{F. 1.77}$$

Konik dişlide radyal kuvvetler

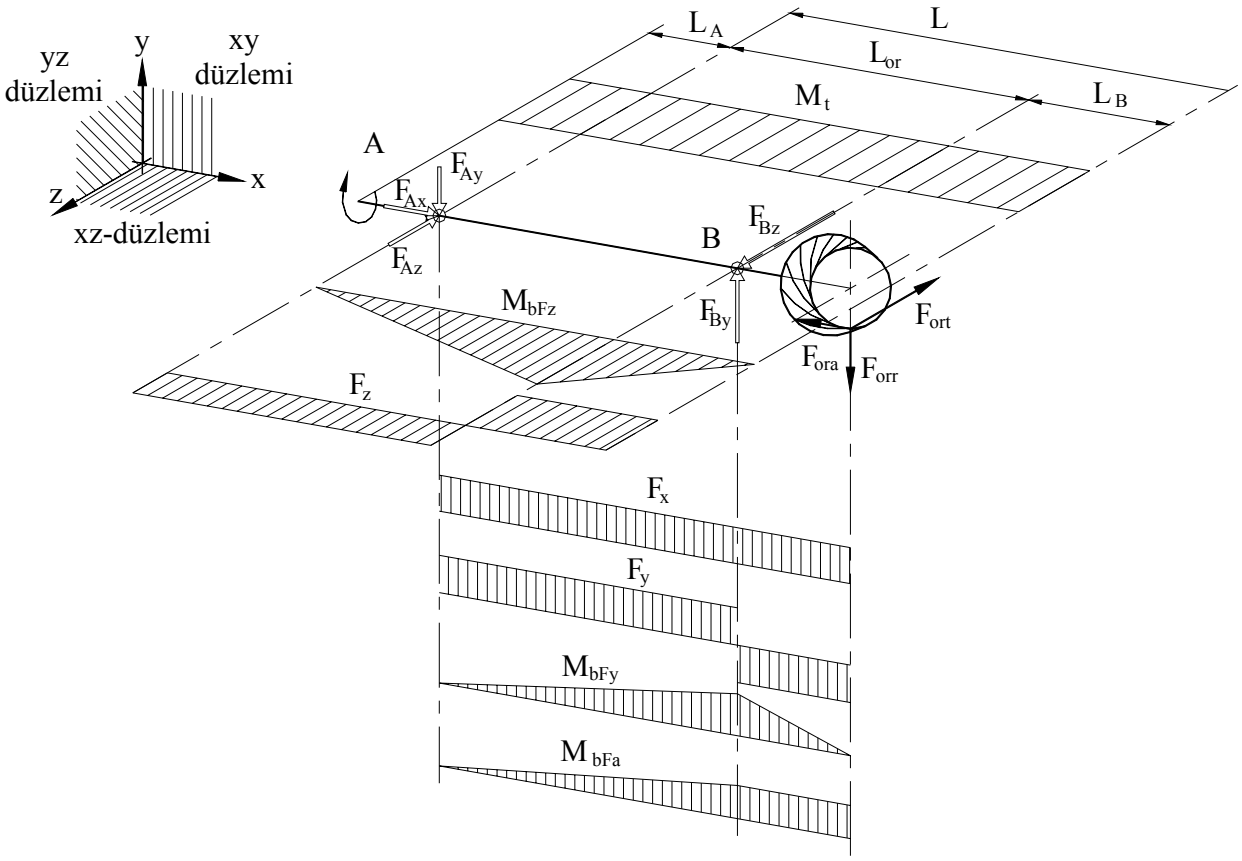
$$F_{r1} = \frac{F_{ort}}{\cos\beta_{or}} \cdot (\cos\delta_1 \cdot \tan\alpha_n \mp \sin\delta_1 \cdot \sin\beta_{or}) \qquad \text{F. 1.78}$$

$$F_{r2} = \frac{F_{ort}}{\cos\beta_{or}} \cdot (\cos\delta_2 \cdot \tan\alpha_n \pm \sin\delta_2 \cdot \sin\beta_{or}) \qquad \text{F. 1.79}$$

Formüllerdeki ± ve ∓ işaretinde, eğer dönme ve helis yönü aynı ise + aynı, değilse – işareti kullanılır. İndeksler; 1 tahrik eden çark, genelde pinyon, 2 tahrik edilen çark, genelde aynayı gösterir.

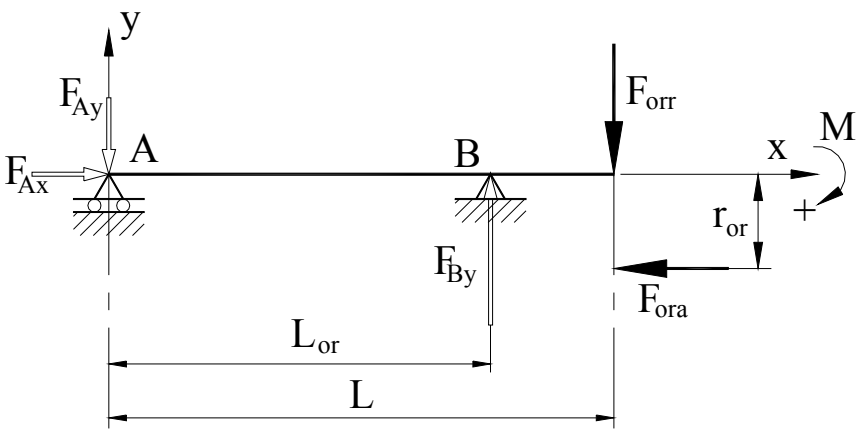
1.4.2 Konik dişli yatak kuvvetleri

Yatak kuvvetleri Şekil. 1.22 den mekaniğin temel prensipleriyle bulunur. Bu hesapları basit ve hatasız yapabilmek için sistemi xy-düzlemi ve xz-düzleminde ayrı ayrı inceliyelim.



Şekil. 1.22, Yatak kuvvetleri, kuvvet ve Momentler dağılımı

1.4.2.1 xy-Düzleminin analizi



Şekil. 1.23, xy-Düzleminin analizi

Şekil. 1.23 de xy-Düzlemindeki moment ve kuvvetler gösteril-miştir. Bundan sonra kuvvet ve momentlerin yönleri seçilir ve mekanik kanunları uygulanır.

A-Yatağında momentler toplamı sıfırdır:

$$\Sigma M_A = 0 = -F_{orr} \cdot L - F_{ora} \cdot r_{or} + F_{By} \cdot L_{or} \qquad \boxed{F_{By} = (F_{orr} \cdot L + F_{ora} \cdot r_{or}) / L_{or}} \qquad \text{F. 1.80}$$

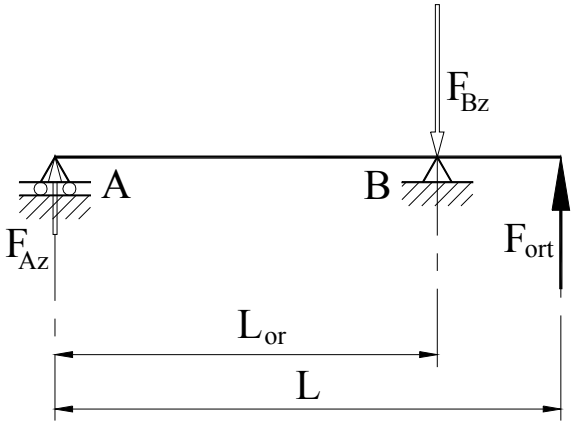
Y-Yönündeki kuvvetlerin toplamı sıfırdır:

$$\Sigma F_y = 0 = F_{By} - F_{Ay} - F_{orr} \qquad \boxed{F_{Ay} = F_{By} - F_{orr}} \qquad \text{F. 1.81}$$

X-Yönündeki kuvvetlerin toplamı sıfırdır:

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Ax} - F_{ora} \qquad \boxed{F_{Ax} = F_{ora}} \qquad \text{F. 1.82}$$

1.4.2.2 xz- Düzleminin analizi



Şekil. 1.24, xz- Düzleminin analizi

B-Yatağında momentler toplamı sıfırdır:

$$\Sigma M_B = 0 = F_{ort} \cdot L - F_{Bz} \cdot L_{or}$$

$$\boxed{F_{Bz} = F_{ort} \cdot L / L_{or}} \qquad \text{F. 1.83}$$

Z-Yönündeki kuvvetlerin toplamı sıfırdır:

$$\Sigma F_z = 0 = F_{Bz} - F_{ort}$$

$$\boxed{F_{Az} = F_{Bz} - F_{ort}} \qquad \text{F. 1.84}$$

A-Yatağının kuvveti:

$$\boxed{F_A = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az}^2}} \qquad \text{F. 1.85}$$

B-Yatağının kuvveti:

$$\boxed{F_B = \sqrt{F_{By}^2 + F_{Bz}^2}} \qquad \text{F. 1.86}$$

1.5 Konik dişlilerde mukavemet hesabı

1.5.1 Konik dişlilerde diş dibi kırılması kontrolu

Burada verilmiş olan hesap formülleri, pratikte en çok rastlanan sıfır ve V-Sıfır dişli kademeleri için geçerlidir. Burada verilmemiş olan değerler silindirik dişlilerdeki tablo veya formüllerle bulunur. Örneğin; Gerekli emniyet faktörleri, malzeme gibi.
Diş dibi kırılması kontrolunde, silindirik dişlilerde olduğu gibi pinyon ve ayna için ayrı ayrı mukavemet kontrolu yapılır.
Görüleceği gibi hesaplarda esas eşdeğer silindirik dişlilerinin değerleri kullanılır. Bu hesaplarda elde edilen sonuçlar pratikte yeterli kabul edilen yaklaşık değerlerdir.

1.5.1.1 Konik dişlilerde diş dibi gerilimi

Temel prensip:

$$S_{Fhe} = \frac{\sigma_{FSK}}{\sigma_{Fhe}} \geq S_{FGER} \qquad \text{F. 1.87}$$

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

$S_{Fmin} \approx 1{,}5 \ldots 2{,}5$ Devamlı mukavemette dayanıklı kademe.
$S_{Fmin} \approx 1{,}25 \ldots 1{,}5$ Zamana bağlı kademe

İşletmede diş dibi kırılması sürekli gerilmesi F. 1.88 ile hem pinyon hemde ayna için ayrı ayrı hesaplanır.

$$\sigma_{Fhe} = \sigma_{FYe} \cdot K_{IS} \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \qquad \text{F. 1.88}$$

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

Yerel diş dibi kırılması sürekli gerilmesi

$$\sigma_{FYe} = F_{ort} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_K / (b_{esF} \cdot m_{orn}) \qquad \text{F. 1.89}$$

σ_{FYe}	N/mm^2	Yerel diş dibi kırılma gerilimi
F_{ort}	N	Orta taksimat dairesindeki çevre kuvveti
b_{esF}	mm	Eşdeğer silindirik dişlinin genişliği
m_{orn}	mm	Orta taksimat dairesindeki modül

Form faktörleri

Y_{Fa}	[-]	Form faktörü
Y_{ε}	[-]	Yük payı faktörü
Y_{Sa}	[-]	Çentik faktörü
Y_{β}	[-]	Helis açısı faktörü

Pratikte yerel diş dibi kırılması sürekli gerilmesi hesaplanırken yaparken Konik dişli faktörü $Y_K = 1$ ve eşdeğer silindirik dişlinin genişliği yaklaşık olarak $b_{esF} \approx 0{,}85 \cdot b$ alınır.

Kuvvet faktörleri

Konik dişlide işletme faktörü " $K_{İŞ}$ " redüktörün kullanıldığı yerdeki yan etkileri içeren bir faktördür. Silindirik dişliler için verilmiş olan tablodan değerler alınır.

Konik dişlide dinamik faktörü " K_V ", konik dişlide dinamik faktör dişlilerdeki iç dina-mik kuvvetlerin etkisini gösterir.

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1 \cdot K_2}{K_5} + K_3 \right) \cdot K_4 \qquad \text{F. 1.90}$$

K_1	[-]	Yardımcı faktör, bak Tablo 1.4
K_2	[-]	Yardımcı faktör, bak Tablo 1.4
K_3	[-]	Yardımcı faktör, bak Tablo 1.4
K_4	[-]	Yardımcı faktör, bak F. 1.91
K_5	[-]	Yardımcı faktör, bak F. 1.92

Tablo 1.4, Kaliteye göre konik dişliler için K-faktörleri

DIN e göre kalite		6	7	8	9	10	11	12
K_1		9,5	15,34	27,02	58,43	106,64	146,08	219,12
K_2	Düz	1,0645						
	Helis	1,0						
K_3	Düz	0,0193						
	Helis	0,01						

Yardımcı faktör K_4 çevre hızının etkisini gösterir. Faktör değeri 10 m/s nin üstünde olursa hesapların başka metotla yapılması gereklidir.

$$K_4 = 0{,}01 \cdot z_1 \cdot v_{ç1} \cdot \sqrt{u^2/(1+u^2)} \leq 10\,m/s \qquad \text{F. 1.91}$$

$$K_5 = K_{İŞ} \cdot F_{ort} / b \qquad \text{F. 1.92}$$

Eğer $K_5 < 100$ ise $K_5 = 100$ alınır

Konik dişlilerde yük dağılma faktörleri

Yük dağılma faktörü "$K_{F\alpha}$" diş dibi mukavemeti için yükün kaç dişe dağıldığının, **"$K_{F\beta}$"** ise yükün bir dişte kuvvetin diş genişliğindeki etki faktörüdür. Genel makina ve sanayi redüktörlerinde bu değerler deneyimlere dayanarak bulunmuştur. Değerler Tablo 1.5 den alınabilir.

Tablo 1.5, Yük dağılma faktörü "$K_{H\beta}$ ve $K_{F\alpha}$"

Kullanıldığı yer		Pinyon ve aynanın yataklanması		
		İkisi çift taraflı	Biri çift taraflı biri ankastre	İkisi ankastre
Endüstri ve gemi	$K_{H\beta}$	≈ 1,10	≈ 1,25	≈ 1,50
	$K_{F\beta}$	≈ 1,65	≈ 1,90	≈ 2,25
İşmakşnaları ve kamyonlar, uçaklar	$K_{H\beta}$	≈ 1,00	≈ 1,10	≈ 1,25
	$K_{F\beta}$	≈ 1,50	≈ 1,65	≈ 1,90

Form faktörleri

Konik dişli mukavemet hesabında bütün tablo ve formüllerdeki değerler için eşdeğer silindirik dişli değerleri kullanılır.

Konik dişlilerde Form faktörü " Y_{Fa} "

Diş formunun, yani şeklinin diş dibi gerilimine olan etkisini gösterir. Değeri silindirik dişli kısmında verilmiş tablodan (Tablo 2.2) alınır veya verilmiş olan formülle hesaplanır.

Konik dişlilerde Çentik faktörü " Y_{Sa} "

Bu faktör diş dibi kavisinin yarattığı çentik etkisini diş dibi kırılma gerilimi hesabına yansıtır. Değeri silindirik dişli kısmında verilmiş tablodan (Tablo 2.3) alınır veya verilmiş olan formülle hesaplanır.

Konik dişlilerde Yük payı faktörü " Yε "

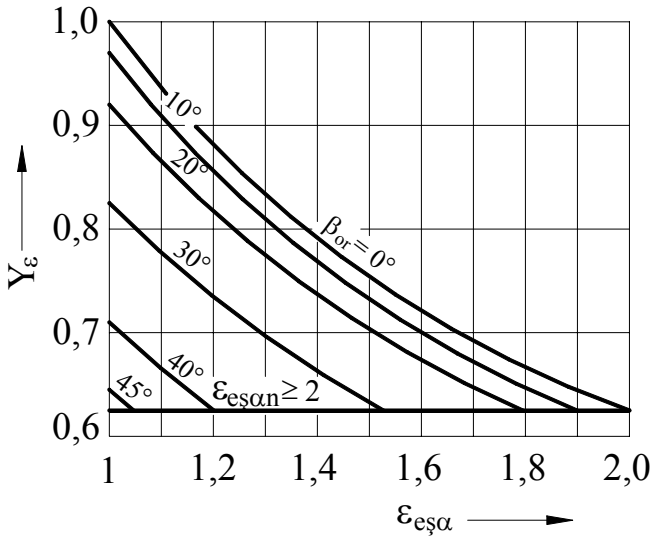
Yük payı faktörü "Y_ε" dişi etkileyen kuvvetin dişüstü çapında etkileme düzeltmesini sağlar. Yük payı faktörünü hesaplayan formül F. 1.93 $\varepsilon_{eş\alpha n} < 2$ için geçerlidir.

$$Y_\varepsilon = 0{,}25 + \frac{0{,}75}{\varepsilon_{es\alpha n}} \qquad \text{F. 1.93}$$

$$\varepsilon_{eş\alpha n} \approx \varepsilon_{eş\alpha} / \cos^2\beta_{eşt}$$

$$\beta_{eşt} = \arcsin(\sin\beta_{or} \cdot \cos\alpha_n)$$

Eğer $\varepsilon_{eş\alpha n} \geq 2$ ise $\varepsilon_{eş\alpha n} = 2$ alınır.



Şekil. 1.25, Konik dişlilerde yük payı faktörü

Konik dişlilerde Helis açısı faktörü "Y_β "
Helis faktörü " Y_β " kuvvet dağılımının helis ve düz dişlideki farkını belirtir. Değeri silindirik dişli kısmında verilmiş tablodan (Tablo 2.4) alınır veya verilmiş olan formülle hesaplanır.

Burada kısaca anlatılmış faktörler için etraflı bilgi istendiği zaman silindirik dişlilerdeki izahatlara bakılmasını öneririm.

1.5.1.2 Malzemenin devamlı mukavemet değeri

$$\sigma_{FSK} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X \qquad \text{F. 1.94}$$

σ_{FSK}	N/mm^2	Malzemenin diş dibindeki mukavemet değeri
σ_{Flim}	N/mm^2	Deney dişlileri ile bulunmuş malzeme mukavemet değeri
Y_{ST}	[-]	Gerilme değeri düzeltme faktörü ($Y_{ST} = 2$)
Y_{NT}	[-]	Dayanma süresi faktörü (1% ıskarta için, Tablo 2.18)
$Y_{\delta rel}$	[-]	Göreceli dayanışma faktörü (Tablo 2.19)
Y_{RrelT}	[-]	Göreceli yüzey faktörü ($R_z = 1$ µm' ye göre, Tablo 2.21)
Y_X	[-]	Büyüklük faktörü (m = 5 mm ye göre, Tablo 2.24)

Silindirik dişlilerdeki değerlerin hepsi hemen hemen geçerlidir. Değerler silindirik dişli kısmında verilmiş tablolardan alınır veya verilmiş olan formülle hesaplanır. Tablo ve formüllerdeki değerler için eşdeğer silindirik dişli değerleri kullanılır.

1.5.2 Konik dişlilerde diş yanağı oyuklaşması kontrolu

Temel prensip:

$$S_{Hhe} = \frac{\sigma_{HGK}}{\sigma_{HheK}} \geq S_{HGER} \qquad \text{F. 1.95}$$

$S_{Hmin} \approx 1{,}2 \ldots 1{,}5$	Devamlı mukavemette dayanıklı kademe.
$S_{Hmin} \approx 1{,}0 \ldots 1{,}2$	Zamana bağlı kademe

1.5.2.1 Diş yanağında yüzey basıncı

$$\sigma_{Hhe} = \sigma_{HYe} \cdot \sqrt{K_{IS} \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \qquad \text{F. 1.96}$$

Diş yanağında yerel yüzey basıncı

$$\sigma_{HYe} = \sqrt{\frac{F_{ort}}{b_{esH} \cdot d_{es1}} \cdot \frac{u_{es}+1}{u_{es}}} \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot Z_K \qquad \text{F. 1.97}$$

σ_{HYe}	N/mm^2	Yerel diş diş yanağı basıncı
F_t	N	Taksimat dairesindeki çevre kuvveti
$b_{eşH}$	mm	Temas boyu $b_{esH} \approx 0{,}85 \,.\, b$ alınır.
$d_{eş1}$	mm	Pinyonun taksimat dairesi çapı $d_{eş1} = d_{or1} / \cos\delta_1$
$u_{eş}$	[-]	Kademede nakil oranı $u_{eş} = z_{eş2} / z_{eş1} > 1$ veya $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90°$ için $u_{eş} = u^2$ alınır.
Z_ε	[-]	Kavrama faktörü *)1 $\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{eş\alpha}$ ve $\varepsilon_\beta = \varepsilon_{eş\beta}$ için
Z_β	[-]	Helis faktörü *)1 $Z_\beta \approx \sqrt{\cos\beta_{or}}$
Z_H	[-]	Diş yanağı form faktörü *)1 $\beta = \beta_{or}$ için $z = z_{eş}$ alınır.
Z_E	[-]	Malzeme faktörü *)1
Z_K	[-]	Koniklikfaktörü. Genelde $Z_K = 1$, Kontrollü durumda $Z_K = 0{,}85$ alınır.

*)1 Bütün değerler silindirik dişlilerin aynıdır. Yalnız çıkış değerleri eşdeğer silindirik dişli değerleri olarak alınmalıdır.

1.5.2.2 Malzemenin diş yanak mukavemet değeri

$$\sigma_{HSK} = \sigma_{Hlim} \cdot (Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R) \cdot Z_X \qquad \text{F. 1.98}$$

σ_{Hlim}	N/mm^2	Malzemenin diş yanak mukavemet değeri
Z_L	[-]	Yağlama faktörü *)1
Z_V	[-]	Çevre hızı faktörü *)1
Z_R	[-]	Yüzey işleme kalite faktörü *)1
Z_X	[-]	Büyüklük faktörü *)1

*)1 Bütün değerler silindirik dişlilerin aynıdır. Yalnız çıkış değerleri eşdeğer silindirik dişli değerleri olarak alınmalıdır.

1.6 Konik dişli hesaplama örneği

Konik dişlilerde hesaplar makina elemanlarının çoğunda olduğu gibi iki türde olur.

Birinci tür: Hesabı yapılacak dişli çiftinin geometrik ölçüleri bilinmektedir, yalnız dayanıklılık kontrolu, yani mukavemet hesabı yapılacaktır.
İkinci tür: Hesabı yapılacak dişli çiftinin taslak değerleri bilinmektedir. Burada ilk evvela geometrik ölçüler belirlenir ve hesap birinci türmüş gibi yapılır.

Burada görüldüğü gibi hesap türleri birbirini tamamlayacak şekildedir. Bunun için bir örnekle bütün konik dişli hesabını görebiliriz.

Örnekte helis dişli, yani helis açısı ve profil kaydırmalı dişli ele alınmıştır. Düz dişli helis açısı sıfır olan sıfır dişlide x_k değeri sıfır olan dişlidir. Örnekte $\beta = 0$ ve $x_k = 0$ değerleri konulursa düz ve profil kaydırmasız dişli örneği ortaya çıkar.

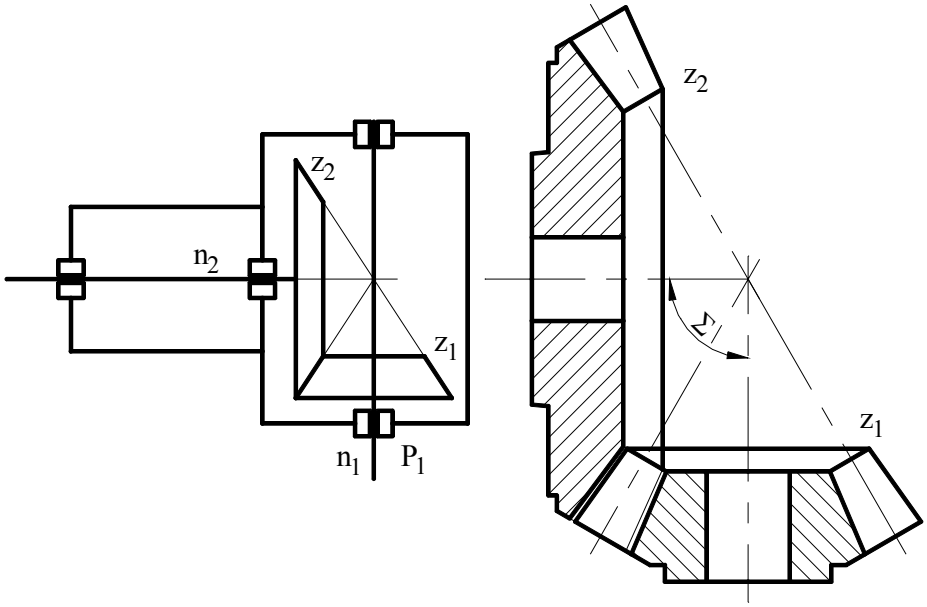
1.6.1 Örnek 1

Şekil. 1.26 de görülen, pinyonu çift taraflı yataklanmış, konik dişli kademesinde hesapların yapılması için konstrüksiyon taslağından belirlenen büyüklükler şunlardır:

Pinyondaki güç	$P_1 = 4$ kW
Pinyonun devir sayısı	$n_1 \approx 350$ d/dak
Aynanın devir sayısı	$n_2 \approx 110$ d/dak
Eksenler açısı	$\Sigma = 90°$
Pinyon mil çapı	$d_M = 40$ mm

Helis dişli $\beta_{or} = 15°$ ve profil kaydırmalı kademe olarak kabul edilmektedir.

Kademenin boyutları ne dir ve değerler devamlı mukavemet için yeterli midir?



Şekil. 1.26, Konik dişli redüktörü

Çözüm:

Çevirme oranı $u = n_1 / n_2 = 350 / 110 = 3{,}1818...$ $u \approx 3{,}2$

Pinyon milindeki nominal moment: $M_{t1} = P_{max} / \omega = 4000/36{,}652$
$\omega = 2 \,.\, \pi \,.\, n_1 = 36{,}652\ s^{-1}$ $M_{t1} = 109{,}1$ Nm

Pinyonun diş sayısı için Tablo 1.1 den önerilen değerlerden,
$u = 3{,}2$ için 23...12 , ortalama değer ve asal sayı $z_1 = 17$ seçelim $z_1 = 17$

Böylece $z_{2ö} = z_1 \,.\, u = 17 \,.\, 3{,}2 \approx 54{,}09$ buna göre z_2 yi seçelim $z_2 = 54$

Tam çevirme oranı $u_1 = z_2 / z_1 = 54 / 17 = 3{,}1765$ $u_1 = 3{,}1765$

Pinyonun devir sayısı, verilen değer $n_1 = 350$ d/dak
Aynanın devir sayısı $n_2 = n_1 / u_1 = 110{,}185$ $n_2 = 110{,}2$ d/dak

Böylece F. 1.3 no.lu formülden $\delta_1 = \arctan\left(\dfrac{\sin\Sigma}{u + \cos\Sigma}\right) = 17{,}4748$ $\delta_1 = 17{,}4748°$

ve $\delta_2 = \Sigma - \delta_1 = 90 - 17{,}4748 = 72{,}5252$ bu açılar kati değerlerdir. $\delta_2 = 72{,}5252°$

Modül seçimi. Pinyon milinin çapı bilindiğinden F. 1.8

$$m'_{or} \geq \frac{2{,}5 \cdot d_M}{z_1} \Rightarrow m_{ork} = 5{,}882 \quad ; \quad m_{orb} = 6{,}1176$$

Orta taksimat dairesinin çapı F. 1.17

$d_{or1} = z_1 \,.\, m_{or}$ $d_{or1} = 17 \,.\, 5{,}882$; $d_{or1} = 100$ mm

Diş genişliğinin seçimi Tablo 1.1 den genişlik oranı $\varphi = b/d_{or1}$ den
$b = \varphi \,.\, d_{or1}$ $\varphi = 0{,}5$ için $b_b = 50$ $b = 50$ mm

Diş genişliğinin kontrolu. Dış taksimat dairesi F. 1.20
$d_d = d_{or} + b \,.\, \sin\delta_1$ $d_{dhe} = 115{,}014$

Koninin dış uzunluğu F. 1.30 $R_d = d_{dhe} / 2 \cdot \sin\delta_1 = 191{,}5..$ mm $> 3 \,.\, 50 = 150$ mm

Konik dişlinin geometrik ölçüleri:

Modül seçimi : $m_d = d_{d1} / z_1$ $m_{dk} = 6{,}766$ $m_d = 6{,}3$ mm

Dış alın modülü $m_{dt} = \dfrac{m_d}{\cos\beta_{or}} = 6{,}3 / \cos 15°$ $m_{dt} = 6{,}522$ mm

Orta modül $m_{orn} = m_d \cdot R_{or} / R_d$ $m_{orn} = 5{,}447$ mm

Orta alın modülü $m_{ort} = m_{orn} / \cos\beta_{or}$ $m_{ort} = 5{,}639$ mm

Dış taksimat dairesi çapı "d_{d1} , d_{d2}"
$d_{d1} = z_1 \,.\, m_{dt} = 17 \,.\, 6{,}522 = 110{,}878$ $d_{d1} = 110{,}878$ mm
$d_{d2} = z_2 \,.\, m_{dt} = 54 \,.\, 6{,}522 = 352{,}201$ $d_{d2} = 352{,}201$ mm

Koninin dış uzunluğu F. 1.30 $R_d = \dfrac{d_{d1}}{2 \cdot \sin \delta_1} = 184{,}6$ $R_d = 184{,}6$ mm

Koninin orta uzunluğu F. 1.31 $R_{or} = R_d - 0{,}5 \cdot b = 159{,}6$ $R_{or} = 159{,}6$ mm

Orta taksimat dairesi çapı F. 1.17 $d_{or1} = z_1 \,.\, m_{ort}$ $d_{or1} = 95{,}864$ mm
$d_{or2} = z_2 \,.\, m_{ort}$ $d_{or2} = 304{,}508$ mm

Hesaplar için diş genişliği $b_{he} = 0{,}85 \,.\, b = 0{,}85 \,.\, 50 = 42{,}5$ $b_{he} = 42{,}5$ mm

Profil kaydırma faktörü Tablo 1.1 $u = 3{,}176$ $x_{k1} = +\,0{,}005$
$x_{k2} = -\,0{,}005$

Temel dairesinde helis açısı $\beta_b = \arcsin(\sin \beta_{or} \,.\, \cos\alpha_n)$ $\beta_b = 14{,}0761°$

Eşdeğer diş sayısı F 0.82 $z_n = z / (\cos^2\beta_b \,.\, \cos \beta_{or})$ $z_{n1} = 18{,}706$
$z_{n2} = 59{,}420$

Ölçülecek diş sayısı F 0.49 $k = z_n \,.\, \alpha_n / 180 + 0{,}5$ $k_1 = 3$
$k_2 = 8$

Alın kavrama açısı F 0.14 $\alpha_t = \arctan(\tan \alpha_n / \cos \beta_{or})$ $\alpha_t = 20{,}647°$

Alın kavrama açısının evolvent fonksiyonu, F 0.15,
$\text{inv}\alpha_t = \tan \alpha_t - \alpha_t \,.\, \pi / 180$ $\text{inv}\alpha_t = 0{,}0165$

Kontrol ölçü değeri W_k , F. 1.68

$$W_{k1} = m_{dt} \cdot \cos\alpha_n \cdot [(k_1 - 0{,}5) \cdot \pi + z_1 \cdot \text{inv}\alpha_t] + 2 \cdot x_{k1} \cdot m_{dt} \cdot \sin\alpha_n$$ $W_3 = 49{,}873$ mm

$$W_{k2} = m_{dt} \cdot \cos\alpha_n \cdot [(k_2 - 0{,}5) \cdot \pi + z_2 \cdot \text{inv}\alpha_t] + 2 \cdot x_{k2} \cdot m_{dt} \cdot \sin\alpha_n$$ $W_8 = 149{,}832$ mm

Diş üstü yüksekliği F. 1.33, $h_{ad} = m_d \cdot (1 + x_k)$ $h_{ad1} = 6{,}331$ mm
$h_{ad2} = 6{,}268$ mm

Dış çap F. 1.21, $d_D = d_d + 2 \cdot h_{ad} \cdot \cos\delta$ $d_{D1} = 122{,}957$ mm
$d_{D2} = 355{,}966$ mm

Genel makina, diş kalınlığı tolerans sınıfı “b”, diş kalınlığı tolerans alanı “26”

W_k için üst sapma değeri, d için *)1	$A_{sne} = -\,0{,}125$	$A_{sne} = -\,0{,}230$
Diş kalınlığı toleransı, d için *)1	$T_{sn} = 0{,}025$	$T_{sn} = 0{,}100$
Üst tolerans, *)1, $A_{üWk} = A_{sne} \cdot \cos\alpha$	$A_{üWk1} = -0{,}117$	$A_{üWk2} = -0{,}216$
Alt tolerans, *)1, $A_{aWk} = (A_{sne} - T_{sn}) \cdot \cos\alpha$	$A_{aWk1} = -0{,}174$	$A_{üWk2} = -0{,}310$
max. ölçü değeri, *)1, $W_{kü} = W_k + A_{üWk}$	$W_{kü11} = 49{,}756$	$W_{kü21} = 149{,}616$
min. Ölçü değeri, *)1, $W_{ka} = W_k + A_{aWk}$	$W_{ka11} = 49{,}699$	$W_{ka21} = 149{,}522$

Bütün değerler silindirik dişlilerin aynıdır. Yalnız çıkış değerleri eşdeğer silindirik dişli değerleri olarak alınmalıdır.

Dişin baş açısı δ_a F. 1.37 $\delta_{a1} = \arctan(h_{ad1} / R_d)$ $\delta_{a1} = 1{,}964°$
$\delta_{a2} = \arctan(h_{ad2} / R_d)$ $\delta_{a2} = 1{,}945°$

Dış açısı δ_d F. 1.36 $\delta_{d1} = \delta_1 + \delta_{a1}$ $\delta_{d1} = 19{,}439°$
Dış koni tepe yarım açısı $\delta_{d2} = \delta_2 + \delta_{a2}$ $\delta_{d2} = 74{,}470°$

İmalat için gerekli ölçüler

Tablodeğerleri:

		Pinyon	Ayna
Diş sayısı	z	17	54
Modül	m_d	6,3 mm	
Taksimat tepe açısı	δ	17,4748°	72,5252°
Kavrama açısı	α_n	20°	
Helis açısı	β_{or}	15°	
Helis yönü	-	sağ	sol
Dış taksimat çapı	d_d	110,878	352,201
Profil kaydırma faktörü	x_k	+0,005	–0,005
Diş çekme kalitesi		DIN 8	
Ölçülecek diş sayısı	k	3	8
Ölçü değerleri	W_k	49,873 mm	149,832 mm
	W_{kmax}	49,756 mm	149,616 mm
	W_{kmin}	49,699 mm	149,522 mm
Eksenler kesişme açısı	Σ	90°	

Resim değerleri:

		Pinyon	Ayna
Dış çap	d_D	122,957 mm	355,966 mm
Diş genişliği	b	50 mm	
Dişli konisi tepe yarım açısı	δ_d	19,439°	74,470°

Burada görüldüğü gibi konik dişli çiftinin imalatı ve kontrolu için gereken bütün ölçüler bilinmektedir.

Bundan sonra yapılacak mukavemet hesabı ölçüleri bilinen konik dişli kademesinin kontrolu gibidir. Bu hesap içinde eşdeğer silindirik dişlinin boyutları gereklidir.

Eşdeğer büyüklükler:

Eşdeğer diş sayısı F. 1.40 $z_{eş1} = z_1 / \cos\delta_1$ $z_{eş1} = 17{,}8225$
$z_{eş2} = z_2 / \cos\delta_2$ $z_{eş2} = 179{,}8286$

Eşdeğer kavrama açısı F. 1.42, $\alpha_{est} = \arctan(\tan\alpha_n / \cos\beta_{or})$ $\alpha_{eş} = 20{,}647°$

Eşdeğer çevirme oranı F. 1.55 , $u_{es} = u^2 = (z_2 / z_1)^2$ $u_{eş} = 10{,}090$

Eşdeğer temel helis açısı F. 1.44, $\beta_{esb} = \arcsin(\sin\beta_{or} \cdot \cos\alpha_n)$ $\beta_{eşb} = 14{,}076°$

Eşdeğer silindirik dişlinin diş sayısı F. 1.56 ,

$$z_{nes} = \frac{z_{es}}{\cos^2\beta_b \cdot \cos\beta_{or}}$$

$z_{neş1} = 19{,}611$
$z_{neş2} = 197{,}877$

Eşdeğer taksimat dairesi çapı, F. 1.45, $d_{es} = d_{or} / \cos\delta$ $d_{eş1} = 100{,}502$ mm
$d_{eş2} = 1014{,}062$ mm

Eşdeğer eksenler mesafesi, F. 1.48, $a_{es} = (d_{es1} + d_{es2})/2$ $a_{eş} = 557{,}282$ mm

Orta diş üstü yüksekliği, F. 1.33, $h_{aor} = m_{or} \cdot (1 + x_k)$ $h_{aor1} = 5{,}474$ mm
$h_{aor2} = 5{,}420$ mm

Eşdeğer dişüstü dairesi çapı, F. 1.49, $d_{esa} = d_{es} + 2 \cdot h_{aor}$ $d_{eşa1} = 111{,}450$ mm
$d_{eşa2} = 1024{,}901$ mm

Eşdeğer temel dairesi çapı, F. 1.50, $d_{esb} = d_{es} \cdot \cos\alpha_{est}$ $d_{eşb1} = 94{,}047$ mm
$d_{eşb2} = 948{,}930$ mm

Yardımcı ölçüler:

Kavrama doğrusu uzunluğu, F. 1.62,

$$g_{es\alpha} = 0{,}5 \cdot \left(\sqrt{d_{esa1}^2 - d_{esb1}^2} + \sqrt{d_{esa2}^2 - d_{esb2}^2} \right) - a_{es} \cdot \sin\alpha_{est}$$

$g_{es\alpha} = 27{,}019$ mm

Profil kavrama oranı F. 1.63, $\varepsilon_{es\alpha} = \dfrac{g_{es\alpha} \cdot \cos\beta_{or}}{m_{orn} \cdot \pi \cdot \cos\alpha_{est}}$ $\varepsilon_{es\alpha} = 1{,}630$

Normal kesitte pko, F. 1.64, $\varepsilon_{es\alpha n} = \varepsilon_{es\alpha} / \cos^2\beta_b$ $\varepsilon_{es\alpha n} = 1{,}732$

Eğiklik, F. 1.66, $\varepsilon_{es\beta} = \dfrac{b_{he} \cdot \sin\beta_{or}}{m_{or} \cdot \pi}$ $\varepsilon_{es\beta} = 0{,}756$

Eşdeğer dişlide toplam kavrama oranı, F. 1.67, $\varepsilon_{es\gamma} = \varepsilon_{es\alpha} + \varepsilon_{es\beta}$ $\varepsilon_{es\gamma} = 2{,}386$

Mukavemet hesapları

Diş dibi mukavemeti

Orta taksimat dairesinde çevre kuvveti: $F_{ort1} = 2.M_{t1} / d_{or1}$ $F_{ort1} = 2277$ N

Orta çevre hızı, $v_{çor} = \pi \,.\, d_{or1} \,.\, n_1$ $v_{çor} = 1{,}757$ m/s

Malzeme her iki çark için aynı alalım:

42CrMo4 en küçük değerleri alalım:

Diş dibi kırılmasına karşı deney dişlisi mukavemet değeri $\sigma_{Flim} = 225$ N/mm^2

Diş yanağı oyuklaşmasına karşı deney dişlisi mukavemet değeri $\sigma_{Hlim} = 1000$ N/mm^2

Diş kalitesi DIN 8

Diş dibi kırılmasına karşı mukavemet hasabı:

Temel prensip: F. 1.87	$S_{Fhe} = \frac{\sigma_{FSK}}{\sigma_{Fhe}} \geq S_{FGER}$	Her şey yolunda.
İşletmedeki emniyet katsayısı:	$S_{Fhe} = \sigma_{FSK} / \sigma_{Fhe} = 450/84$	$S_{Fhe} = 5{,}4$
Diş dibi kırılmasına göre gerekli emniyet devamlı mukavemet katsayısı F. 1.87	$S_{FGER} = 1{,}5...2{,}5$ seçilen	$S_{FGER} = 2{,}0$
İşletmede diş dibi kırılması sürekli gerilmesi F. 1.88	$\sigma_{Fhe} = \sigma_{FYe} \cdot K_{IS} \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}$	$\sigma_{Fhe} = 84\ N/mm^2$
Yerel diş dibi kırılması sürekli gerilmesi F. 1.89	$\sigma_{FYe} = F_{ort} \cdot Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot Y_K / (b_{he} \cdot m_{orn})$	$\sigma_{FYe} = 29{,}5\ N/mm^2$
"$K_{İŞ}$"	İşletme faktörünün, Tablo 2.5 , sıra 2 , sütun 1 Elektrik motor tahrikli, yıkama makinası	$K_{İŞ} = 1{,}25$
"K_V"	Dinamik faktör F. 1.90 $K_V = 1 + \left(\frac{K_1 \cdot K_2}{K_5} + K_3\right) \cdot K_4$ $K_1 = 27{,}02$ Kalite DIN 8 için Tablo 1.4 den $K_2 = 1{,}0$ ve $K_3 = 0{,}01$ düz düşli Tablo 1.4 den F. 1.92, $K_5 = K_{İŞ}.F_{ort}/b = 66{,}971 < 100 \Rightarrow K_5 = 100$ alınır F. 1.91, $K_4 = 0{,}01 \cdot z_1 \cdot v_{ç1} \cdot \sqrt{u^2/(1+u^2)} = 0{,}312$	$K_V = 1{,}09$
"$K_{F\alpha}$"	Alın yükü dağılma faktörü	$K_{F\alpha} = 1{,}1$
"$K_{F\beta}$"	Yük dağılma faktörü Tablo 1.5 den	$K_{F\beta} = 1{,}9$
"Y_{FS}"	Form faktörü $Y_{FS} = Y_{Fa} \,.\, Y_{Sa}$	
	$Y_{Fa1} = 3{,}0$ $Y_{Fa2} = 2{,}15$ $Y_{Sa1} = 1{,}6$ $Y_{Sa2} = 2{,}05$	$Y_{FS1} = 4{,}800$ $Y_{FS2} = 4{,}407$
"$Y\varepsilon$"	Konik dişlilerde yük payı faktörü "$Y\varepsilon$" Şekil. 1.25 veya F. 1.93, $Y_\varepsilon = 0{,}25 + \frac{0{,}75}{\varepsilon_{es\alpha n}}$ $\varepsilon_{esa} = 1{,}63$	$Y_\varepsilon = 0{,}68$
"Y_β"	Helis açısı faktörü "Y_β", $\beta = 15°$	$Y_\beta = 0{,}920$
"Y_K"	Konik dişli faktörü genelde 1 alınır. Sabit değer	$Y_K = 1$
	Hesap için diş genişliği: $b_{he} \approx 0{,}85 \,.\, b = 0{,}85 \,.\, 50$	$b_{he} = 42{,}5$ mm
	Malzemenin devamlı mukavemet değeri F. 1.94 $\sigma_{FSK} = \sigma_{Flim} \,.\, Y_{ST} \,.\, Y_{NT} \,.\, Y_{\delta relT} \,.\, Y_{RrelT} \,.\, Y_X$	$\sigma_{FSK} = 450\ N/mm^2$
"Y_{ST}"	Malzemenin gerilme değeri düzeltme faktörü, sabit	$Y_{ST} = 2$
"Y_{NT}"	Dayanma süresi faktörü "Y_{NT}"	$Y_{NT} = 1$
"$Y_{\delta relT}$"	Göreceli dayanışma faktörü "$Y_{\delta relT}$", $Y_{Sa} = 1{,}6$	$Y_{\delta relT} = 1$
"Y_{RrelT}"	Göreceli yüzey faktörü "Y_{RrelT}", $R_z = 10\ \mu m$	$Y_{RrelT} = 1$
"Y_X"	Büyüklük faktörü "Y_X", $m_{or} = 5{,}5$	$Y_X = 1$

Diş yanağı oyuklaşması kontrolu

Temel prensip:F. 1.95	$S_{Hhe} = \frac{\sigma_{HSK}}{\sigma_{HheK}} \geq S_{HGER}$	Her şey yolunda.
İşletmedeki emniyet katsayısı:	$S_{Hhe} = \sigma_{HSK} / \sigma_{HheK}$	$S_{Hhe} = 2{,}907$

Diş yanağı oyuklaşmasına göre gerekli emniyet devamlı mukavemet katsayısı F. 1.95 $S_{HGER} \approx 1{,}2 \ldots 1{,}5$ seçilen — $S_{HGER} = 1{,}2$

Diş yanağında yüzey basıncı F. 1.96

$$\sigma_{Hhe} = \sigma_{HYe} \cdot \sqrt{K_{IS} \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}$$ — $\sigma_{Hhe} = 320\ N/mm^2$

Diş dibi kırılması gibi: $K_{İŞ} = 1{,}25$; $K_V = 1{,}087$

Yük dağılma faktörü "$K_{H\beta}$", Tablo 1.5 den — $K_{H\beta} = 1{,}25$

Alın yükü dağılma faktörü "$K_{H\alpha}$" — $K_{H\alpha} = 1{,}1$

Diş yanağında yerel yüzey basıncı F. 1.97

$$\sigma_{HYe} = \sqrt{\frac{F_{ort1}}{b_{esH} \cdot d_{es1}} \cdot \frac{u_{es}+1}{u_{es}}} \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot Z_K$$ — $\sigma_{HYe} = 234\ N/mm^2$

$F_{ort1} = 2277$ N ; $b_{esH} = 42{,}5$ mm ; $u_{eş} = z_{eş2} / z_{eş1} > 1$; $(\beta = 15)$; $Z_K = 0{,}85$

"Z_β" Helis faktörü $Z_\beta = \sqrt{\cos\beta_{est}}$ — $Z_\beta = 0{,}985$

" Z_H " Diş yanağı form faktörü: $(x_1+x_2)/(z_1+z_2) = 0$ ve $\beta = 15°$ — $Z_H = 2{,}14$

" Z_E " Malzeme faktörü, Çelik/Çelik, $E = 206000\ N/mm^2$ — $Z_E = 189{,}8$

"Z_ε" Kavrama faktörü "Z_ε" — $Z_\varepsilon = 0{,}9$

Diş yanağı oyuklaşmasına göre mukavemet değeri F. 1.98
$\sigma_{HSK} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_X$ — $\sigma_{HSK} = 931\ N/mm^2$

"Z_L" Yağlama faktörü — $Z_L = 0{,}95$

" Z_V " Çevre hızı faktörü — $Z_V = 0{,}98$

" Z_R " Yüzey işleme kalite faktörü — $Z_R = 1$

" Z_X " Büyüklük faktörü, $m_{or} = 5{,}5..$ $(Y_X = Z_X)$ — $Z_X = 1$

Bütün değerler silindirik dişlilerin aynıdır. Yalnız çıkış değerleri eşdeğer silindirik dişli değerleri olarak alınmalıdır.

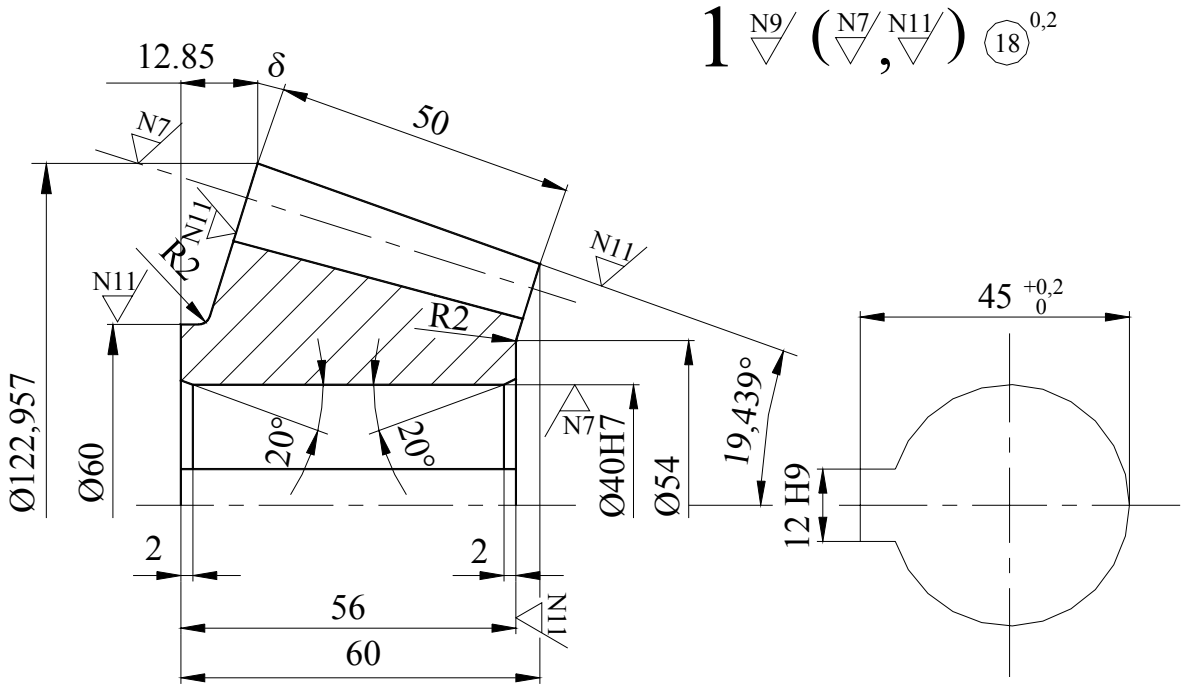
Seçilmiş olan pinyon malzeme ve geometrik değerleri diş dibi kırılmasına ve yanak oyuklaşmasına karşı çok çok yeterlidir.

Bu kademeyle 15 kW motor tahriği yapma imkanı vardır. Diğer taraftan daha ucuz ve düşük kaliteli malzeme ile 4 kW güç fonksiyonu gayet kolaylıkla yerine getirilir.

Dikkat edilecek en önemli konu:

Her nekadar detaylı olarak konik dişliler hakkında bilgi verdiksede, önemli olan konik dişliyi teorik olarak hesaplamak değildir.
Önemli olan; iş görecek ve bozulmadan güzel çalışacak konik dişliler yapmaktır.
Buna ulaşmak içinde, muhakkak dişliyi imal edecek kişilerden fikir almalı, teknik resimi ve hesapları bu bilgilere göre doğru yapmalıdır.

1.6.2 Örnekteki konik dişli pinyonunun teknik resimde gösterilmesi



Dis sayisi	z_1	17
Modül	m_d	6,3
Taksimat tepe açisi	δ	17,4748°
Kavrama açisi	α_n	20°
Helis açisi ve yönü	β	15° , sag
Dis taksimat çapi	d_d	110,878
Profil kaydirma faktörü	x	+0,005
Dis çekme kalitesi		DIN 8
Ölçülecek dis sayisi	k	3
Ölçü degerleri	W_3	49,873
	$W_{3\,max}$	49,756
	$W_{3\,min}$	49,699
Kesisme açisi	Σ	90°
Karsit dis sayisi	z_2	54
Karsit disli Res. No.		AAXYZ0054

N7 Semente edildikten sonra taslanacak
Dis çekildikten sonra semente edilecek
Semente kalinligi 0,5 mm
Yüzey sertligi 525 HB

18 0,2 Köseler 0,2x45° kirilacak

Şekil. 1.27, Konik dişli teknik resmi

Burada konik dişli resmi için genel bir örnek verilmiştir. Ölçülecek diş sayısı ve değerleri, silindirik dişli formülleriyle hesaplanır. Özel hallerde en doğru çalışma şekli, imalatçı ile, yani malı üretenle, konuşup onun isteklerini teknik resme aktarmaktır.

Böylece karşılıklı konuşulup anlaşılarak en olumlu sonuç kazanılır.

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

Ayna 7
Aynanın diş sayısı “ z_2 ” 11

D

Dış çap " d_D " 7
Diş genişliği“b” 7
Dış taksimat dairesi çapı " d_d " 7
Diş üstü açısı " δ_a " 7
Diş üstü yüksekliği “ h_a ” 7
Dişli konisi tepe yarım açısı " δ_d " 7
Düz dişli konik dişliler 5

E

Eksenler veya kesişme açısı "Σ" 7

F

Form faktörleri 28

G

Gerekli diş dibi kırılma emniyet faktörü “S_{FGER}” 28

H

Helis dişli konik dişliler 6
Helis eşdeğer dişlide toplam profil kavrama oranı “$\varepsilon_{es\gamma}$” 22
Helis kavrama oranı “$\varepsilon_{es\beta}$” 22
Hesaplanan diş dibi kırılma emniyet faktörü “S_{Fhe}” 28
Hesaplanan diş dibi kırılma gerilimi “σ_{Fhe}” 28

I

İç çap " d_i " 7

K

Kavrama açısı“α_n” 7
Kavrama doğrusu uzunluğu “ $g_{es\alpha}$” 22
Konik dişli eksenel kuvvetleri 25
Konik dişli radyal kuvvetleri 25
Konik dişli yatak kuvvetleri 26
Konik dişlide çaplar “d” 13
Konik dişlide çevirme oranı 8
Konik dişlide dinamik faktör “ K_V “ 29
Konik dişlide diş boyutları “h” 17
Konik dişlide diş genişliği “b” 16
Konik dişlide diş sayısı “z” 11
Konik dişlide en küçük diş sayısı “z_{kmin}” 21
Konik dişlide eşdeğer değerler 18
Konik dişlide geometrik kontrol 23
Konik dişlide işletme faktörü “$K_{İŞ}$ “ 29
Konik dişlide kavrama “$g_{es\alpha}$” 22
Konik dişlide kavrama açısı “α veya α_n ” 13
Konik dişlide koni tepe yarım açıları “δ” 17
Konik dişlide koni uzunlukları “R” 16
Konik dişlide kuvvetler 24
Konik dişlide modül “m” 11
Konik dişlide profil kavrama oranı “ε_{es}” 22
Konik dişlide profil kaydırması “x_k” 21
Konik dişliler 5
Konik dişlilerde Çentik faktörü “ Y_{Sa} “ 30
Konik dişlilerde Form faktörü “ Y_{Fa} “ 30
Konik dişlilerde Helis açısı faktörü “Y_β ” 31
Konik dişlilerde mukavemet hesabı 28
Konik dişlilerde tanımlama 7
Konik dişlilerde yük dağılma faktörleri 29
Konik dişlilerde yük payı faktörü “ Yε “ 30
Konik dişlinin eşdeğer geometrik ölçüleri 18
Koninin dış uzunluğu "R_d" 7
Koninin iç uzunluğu "R_i" 7
Koninin ortalama uzunluğu "R_{or}" 7
Kuvvet faktörleri 28

M

Malzemenin diş dibi kırılma mukavemeti “σ_{FSK}” 28
Modül seçimi 12

O

Orta taksimat dairesi " d_{or} " 7

P

Pinyonda teğetsel kuvvet 24
Profil açısı “α_P” 9
Profil kavrama oranı “ ε_α “ 22

R

Referans plan dişlisi 8

S

Spiral dişli konik dişliler 6

T

Taban açısı " δ_t " 7

Taban derinliği“h_t”	7	***Y***	
Taban konisi tepe yarım açısı " δ_i "	7	Yerel diş dibi kırılma gerilimi “σ_{FYe}”	28
Taksimat konisi tepe yarım açısı " δ "	7		