

ŞEKİL BAĞLI GÜÇ İLETİM

MEKANİZMALARI

Alın Dişli Çark Mekanizmaları,
Konik Dişli Çark Mekanizmaları,
Spiral Dişli Çark Mekanizmaları,
Sonsuz Vida Mekanizmaları

Prof. Dr. Aybars ÇAKIR
Dr. -Müh. Serdar TÜMKOR

DÜZ ALIN DIŞLİ ÇARK MEKANİZMALARI

Temel Boyutlar :

Dişli Çark mekanizmalarının hesabında, birçok büyüklük ve husus yer alır.

Maksimum moment, taksimat dairesi üzerindeki çevresel kuvvet $F_t = M_d / r$ ile,

$$M_{d1} = f_B \frac{P}{\omega_1} \quad (1)$$

P : Anma gücü,

$$\omega_1 = 2\pi n_1$$

f_B : tahrik eden ve edilen makinalara bağlı ortaya çıkan darbeleri ve çalışma sıklığını karakterize eden bir faktördür. Tablo1 de tavsiye değerleri verilmiştir.

Maksimum çevrim oranları, tek kademe için $i \leq 8$, iki kademe için $i \leq 45$ ve üç kademe için $i \leq 200$ 'dür. İki kademelide çevrim oranı, $i = i_{II}$ 'dir ve birinci kademede daha büyük çevrim oranı tavsiye edilir: $i_1 \approx 0,8 \sqrt[3]{i^2}$ veya $i_1 \approx 1,25 \sqrt{i}$ Fonksiyon bakımından mutlaka gerekli değilse çevrim oranlarının tam sayı olarak seçilmemesi gerekir. Bu çarkın diş sayısının, pinyonun diş sayısının tam katları olarak seçilmemesi demektir. Bunun sebebi, pinyon üzerindeki dişlerin, çarktaki belirli dişler ile sürekli eş çalışmamasının ve her dişin aynı oranda kullanılmasının sağlanmasıdır. Ayrıca bu durumun yüksek devir sayılarında titreşim ve gürültüyü azaltıcı etkisi vardır. Takım tezgahlarında norm sayılarla kademelendirilmiş devir sayıları (DIN 804) ve ilerlemeler (DIN 803) istenir. Bu durumda Tablo ve Devir Sayıları Diyagramları ile bulunan dişli çiftleri ile çalışılır. Ayrıca piyasada mevcut dişli kutularının, çevrim oranları da norm sayılara göre kademelendirilmiştir.

Minimum pinyon taksimat çapı d , genel olarak gerekli mil çapı d_m 'e bağlı olarak belirlenir.

Mile geçirilmiş pinyon : $d_1 \approx 2d_{m1}$

Mile açılmış pinyon : $d_1 \approx 1,2d_{m1}$

Tablo1- f_B İşletme Katsayısı için değerler

Grup	Makina	Günlük Çalışma Süresi (saat)	Tahrik		
			Elektrik Motoru	Türbin, Çok Silindirli Motor	Tek Silindirli, Pistonlu Motor
I	Darbesiz; Jeneratör, Kayışlı Konveyör, Bandlı Konveyör, Vidalı Konveyör, Hafif Yüklü Asansörler, Vinçler, Takım	0,5	0,5	0,8	1
		3	0,8	1	1,25
	Tezgahlarının İlerleme Mekanizmaları, Fanlar, Turbo	8	1	1,25	1,5
	Kompresörler, Homojen Yoğunluklar için Mikserler	24	1,25	1,5	1,75
II	Az Darbeli; Takım Tezgahlarının Ana Tahrik Mekanizmaları, Ağır Yüklü Asansörler, Krenlerin Yürütme ve Döndürme Mekanizmaları,	0,5	0,5	1	1,25
		3	0,8	1,25	1,5
	Homojen Olmayan Yoğunluklar için Mikserler, Çok Silindirli Pompalar	8	1	1,5	1,75
		24	1,25	1,75	2
III	Çok Darbeli; Dövme ve Kesme Makinaları, Plastik Yapıştırma Presleri,	0,5	1,25	1,5	1,75
		3	1,5	1,75	2
	Haddeleme ve Demir Çelik Tesisleri, Kepçeli Yükleyiciler, Yüksek Güçlü Santrifüjler ve Tevzi Pompaları,	8	1,75	2	2,25
	Sondaj Makinaları, Briket Presleri, Kırıcılar	24	2	2,25	2,5

Modül ve diş sayısı arasındaki ifade $d_1=mz_1$ olarak tespit edilmiştir. Modülün mümkün olduğu kadar küçük ve diş sayısı $z_1 \geq 20$ olmalıdır, düşük devir ve motor tahriğinde $z_1 = 12$, el tahriğinde $z_1 = 7$ 'ye kadar azaltılabilir. $z_1 \leq 14$ 'de tashih gereklidir. $z_1 > 14$ 'de $x_1 \approx 0,5$ ve $x_1 + x_2 \approx 1$ tavsiye edilir.

Diş genişliği, malzeme ve herşeyden önce gövdedeki yataklama tipine bağlıdır. Rijid gövde ve iki yandan yataklamada büyük deformasyonlar mevcut değildir. Dolayısı ile dişler bütün genişlik boyunca homojen olarak yük taşırlar. Alışılmış tavsiye değerleri pinyon taksimat çapı (d_1) veya modüle (m) bağlı olarak verilir. Tecrübi olarak bulunmuş (b/d_1) ve (b/m) değerleri tablo halinde verilmiştir.(Tablo 2).

Tablo 2 Tavsiye Edilen b/d_1 ve b/m değerleri:

	b/d_1 Değerleri:
Diş yüzeyi sertleştirilmiş dişli çarklar	$(0,1...0,3...0,5)+i/20$
Islah edilmiş, sertleştirilmemiş dişli çarklar	$(0,2...0,5...0,8)+i/10$
Mil tek taraflı yataklanmış	$\leq 0,7$
Mil iki taraftan yataklanmış	$\leq 1,2$

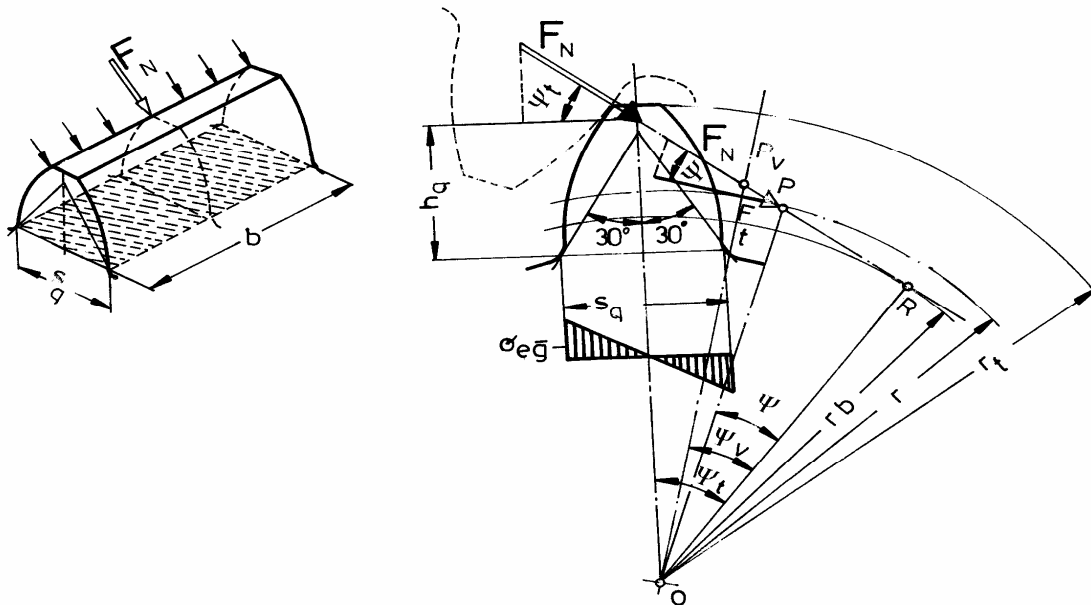
	b/m Değerleri:
İtinalı döküm dişler işlenmemiş	6...10
Dişler işlenmiş, çelik konstrüksiyonda yataklanmış veya tek taraflı yataklanmış	10...15
Dişler itinalı işlenmiş, dişli kutusu içinde yataklanmış	15...25
Dişler çok hassas işlenmiş, dişli kutusu içinde hassas yataklanmış ve yağlanmış $n_1 \leq 3000$ d/d	25...45
Aynı şekilde $n_1 \geq 3000$ d/d	45...1000
Dişler sertleştirilmiş ve taşlanmış	5...15

Mukavemet Hesapları :

Pratik olarak en çok meydana gelen hasar durumları gözönüne alınarak, dişdibi mukavemetine (diş kırılması) ve yüzey mukavemetine (Pitting) göre hesaplama yapılır. Genel olarak diş dibi kırılması yüzeyi sertleştirilmiş (semente edilmiş) dişlilerde, Pitting tehlikesi ise ıslah edilmiş, sertleştirilmemiş dişlilerde hasıl olur. Bu sebeple semente edilmiş dişlilerde diş dibi mukavemeti esas alınıp yüzey mukavemetine göre kontrol yapılmalı, ıslah edilmiş ve yüzeyi sertleştirilmemiş dişlilerde ise tam tersine yüzey mukavemetine göre hesap edilip, eğilme gerilmelerine göre kontrol edilmelidir.

a) Diş Dibi Mukavemeti : Özellikle hassas işlenmiş dişlilerde ve düşük yüklerde kavrama durumundaki dişlilere gelen basınç homojen olarak dağılmaz. Hesaplama kolaylığı için en kötü şartlar gözönüne alınır. Yükün sadece bir diş çifti tarafından taşındığı ve kuvvetin diş başına geldiği düşünülür.

Optik gerilme analiz sonuçları, en yüksek eğilme gerilmelerinin dışdibinde ve iyi bir yaklaşımla dış dibindeki 30° 'lik teğetlerin temas noktalarında, hasıl olduğunu gösterir. Hesapta kullanılacak alan Şekil 1'de taranmış dikdörtgen alandır, ($b.s_q$). F_N diş profiline dik gelen dişli normal kuvvetidir. ψ_t diş başındaki kavrama açısıdır. $F_N \cos \psi_t$ ise yükün, h_q moment koluna isabet eden bileşenidir.



Şekil 1 Dişdibinde ortaya çıkan eğilme gerilmesi

Eğilme gerilmesi için aşağıdaki ifade yazılır:

$$\sigma_{e\check{g}} = \frac{M_{e\check{g}}}{W_{e\check{g}}} = \frac{F_N \cdot \cos \psi_t h_q}{b \cdot s_q^2 / 6}$$

$$F_N = \frac{F_t}{\cos \psi} \quad \text{ile} \quad \sigma_{e\check{g}} = \frac{F_t \cdot \cos \psi_t \frac{h_q}{m} 6m}{\cos \psi \cdot b \frac{s_q^2}{m^2} m^2} \quad \text{veya}$$

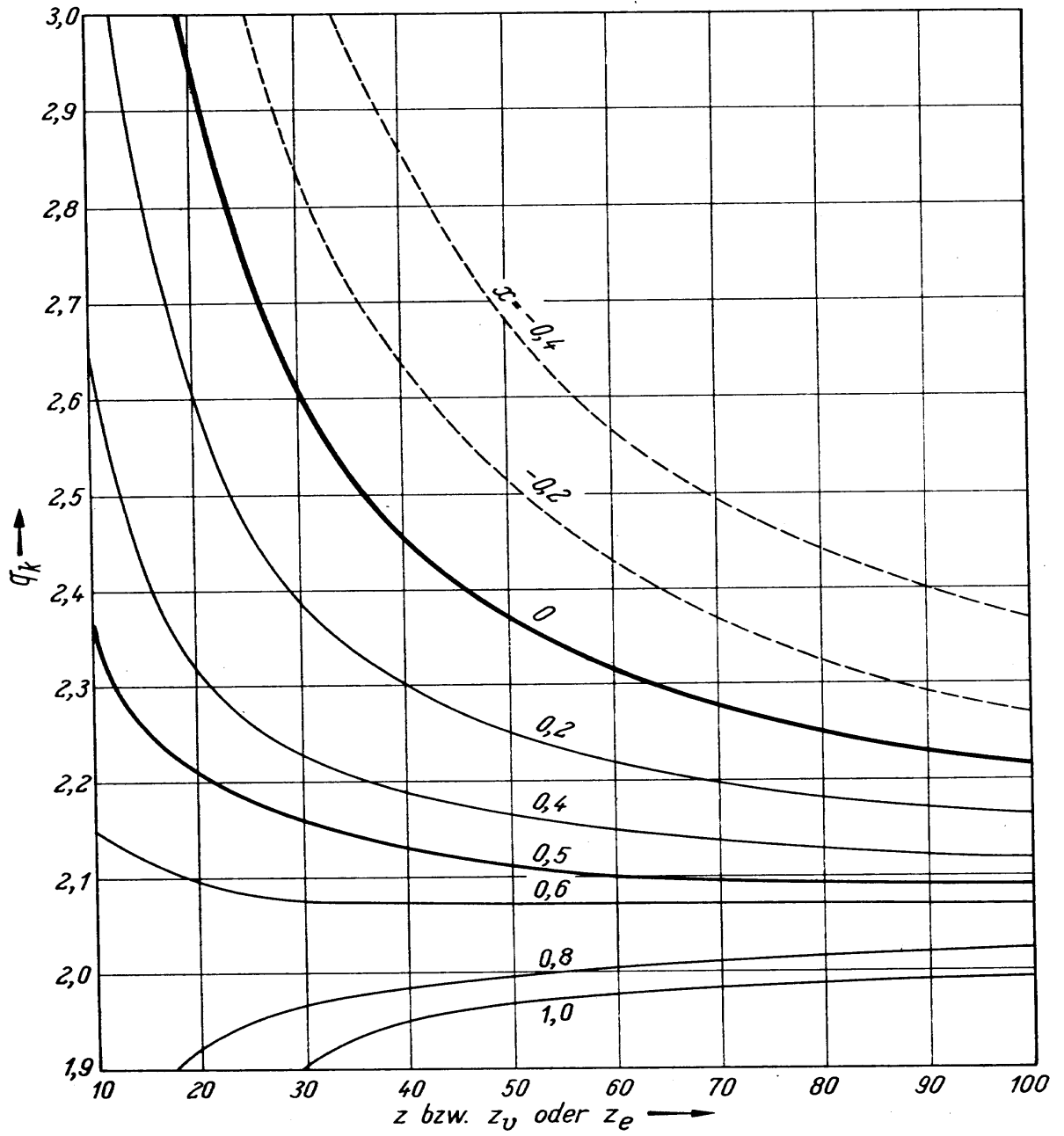
$$\sigma_{e\check{g}} = \frac{F_t}{bm} \frac{6 \frac{h_q}{m} \cos \psi_t}{(s_q / m)^2 \cos \psi} = \frac{F_t}{bm} q_k \quad (2)$$

ifadenin ikinci kısmı q_k kısaltması ile belirtilmiştir. Bu Diş form faktörüdür. Boyutsuz ve diş sayısı z ve tashih faktörü x 'e bağlıdır. ψ_t , h_q ve s_q bilindiği takdirde (değerler en iyi çizimle bulunur.) ; q_k hesaplanabilir.

Sonuçlar diyagramda gösterilmiştir (Şekil 2). Bu değerler DIN 867 'ye göre olan referans profil içindir. Burada dişbaşı yüksekliği azaltılmamıştır. Bunun form faktörüne etkisi ihmal edilebilecek kadar az olmaktadır. Açıkça görülür ki q_k (ve bununla birlikte $\sigma_{e\check{g}}$); artan diş sayısı ve pozitif profil kaydırma ile birlikte azalır. ($x=0,63$ de $q_k = 2,06 = \text{st.}$, z 'den bağımsız). Negatif Profil kaydırma durumunda bilhassa küçük diş sayılarında çok yüksek q_k değerleri çıkar ki bu durumlardan kaçınılmalıdır.

Geometrik bilgileri verilmiş pinyon ve çark için (2) numaralı ifadeden kolaylıkla gerilme kontrolü yapılabilir.

$$\sigma_{e\check{g}1} = \frac{F_t}{b_1 m} q_{k1} \leq \sigma_{egem1} \quad \text{ve} \quad \sigma_{e\check{g}2} = \frac{F_t}{b_2 m} q_{k2} \leq \sigma_{egem2}.$$



Şekil 2 Diş Form Faktörü

Eğilme emniyet gerilmesi değerleri alışılmış malzemeler için Tablo 3'den alınabilir. Yaklaşık iki kat bir emniyet alınarak dişli çarklardaki sürekli mukavemet bölgesindeki değerler elde edilir.

Tablo 3 Eğilme Emniyet Değerleri σ_{edem} ve Hertz Basınçları P_{em}

Malzeme		$\sigma_{e\delta em}$ daN /mm ²	P_{em} daN/mm ²
Dökme Demir	GG-20	4,5	22
	GG-25	5.5	27
Dökme Çelik	GS-52	9	31
	GS-60	10	39
Yapı Çeliği	St 50	11	34
	St 60	12.5	38
	St 70	14	44
İslah Çeliği	C 45	13.5	45
	C60	15	50
	34 Cr 4	18	60
	37 MnSi 5	19	55
	42 CrMo 4	20	63
	35 NiCr 18	20	90
Sementasyonla Sertleştirilmiş Çelik	C 15	12	150
	16 MnCr 5	20	150
	20 MnCr 5	22	150
	15 CrNi 6	21	150
	18 CrNi 8	22	150
Alev veya İndüksiyonla Sertleştirilmiş Çelik	Ck 45	18	135
	37 MnSi 5	20	125
	53 MnSi 4	20	140
	41 Cr 4	20	130
	42 CrMo 4	21	150
Siyanür Banyosunda Sertleştirilmiş	37 MnSi 5	20	125
	35 NiCr 18	22	135
Banyoda Nitrürasyon	C 45	16	75
	16 MnCr 5	17	72
	42 CrMo 4	29	85
Gaz Nitrürasyonu	16 MnCr 5	21	88

Dişlinin geometrik bilgilerinin bulunmasında (2) eşitliği m' e göre $\sigma_{e\delta} \leq \sigma_{e\delta em1}$ şartı

ve $F_t = \frac{M_{d1}}{r_1} = \frac{2M_{d1}}{d_1}$, $d_1 = mZ_1$ eşitlikleri kullanılarak çözülür.

$$\sigma_{e\delta 1} = \frac{2M_{d1}}{bmd_1} q_{k1} = \frac{2M_{d1}q_{k1}}{(b / d_1) md_1^2} = \frac{2M_{d1}q_{k1}}{(b / d_1) m^3 Z_1^2} \leq \sigma_{e\delta em1}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{q_{k1}}{Z_1^2}} \sqrt[3]{\frac{2M_{d1}}{b}} \sigma_{e\delta em1} \quad (2a)$$

Uygun bir modül ve eksenler arası mesafe tespiti için farklı z_1 değerleri alınır. $\frac{b}{d_1}$

değerleri Tablo 2'ye göre seçilir.

b) Yüzey Mukavemeti : Hesabı için temas eden iki silindirdeki Hertz basıncı dikkate alınır.

$$p = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \frac{m^2}{(m^2 - 1)} E \frac{F_N}{b} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)}$$

Burada :

m : Poisson sayısı

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} \text{ Malzemeye bağlı ortalama Elastisite Modülü}$$

F_N : Normal kuvvet (Kavrama doğrultusundaki dişliye gelen basma kuvveti)

b : Temas eden silindirlerin uzunluğu (Diş genişliği)

ρ_1, ρ_2 : Silindir yarıçapı (Temas noktalarında diş profilinin eğrilik yarıçapı)

$$m=10/3 \text{ olduğu takdirde: } p = \sqrt{0,175 E \frac{F_N}{b} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)} \text{ çıkar.}$$

Kavrama doğrusu üzerine keyfi bir Y noktası için :

$$\rho_1 = \overline{R_1 Y} \text{ ve } \rho_2 = \overline{R_2 Y} ; \quad \rho_1 + \rho_2 = \overline{R_1 R_2} = a \sin \alpha_b$$

$$\sqrt{\overline{R_1 R_2} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)} \text{ boyutsuz büyüklüğünün } R_1 \rightarrow R_2 \text{ ye göre değişimi şekilde verilmiştir.}$$

Minimum noktası ortadadır, R_1 ve R_2 noktalarının yakınında ise p çok büyük olur.

Kavrama kıtası $\overline{LF}$ 'nin çok uzun olması durumunda (Büyük çevrim oranı yani

pinyon diş sayısının az olması durumu) , pinyondaki P_v kavrama

noktasındaki Hertz basıncı p_v değerlendirmede rol oynar.

$Z_1 \geq 20$ olması durumunda genel olarak yuvarlanma noktası P 'deki Hertz basıncı p_c hesaplanır.

Bu durumda $\rho_{1c} = r_{e1} \sin \psi_v$; $\rho_{2c} = r_{e2} \sin \psi_v$ geçerlidir.

$$\text{yani : } \frac{1}{\rho_{1c}} + \frac{1}{\rho_{2c}} = \frac{1}{\sin \psi_v} \left(\frac{1}{r_{e1}} + \frac{1}{r_{e2}} \right) = \frac{1}{r_{e1} \sin \psi_v} \left(1 + \frac{1}{i} \right)$$

$$\text{veya } r_{e1} = r_1 \frac{\cos \psi}{\cos \psi_v}, \quad \frac{1}{\rho_{1c}} + \frac{1}{\rho_{2c}} = \frac{\cos \psi_v}{r_1 \cos \psi \sin \psi_v} \frac{i+1}{i}.$$

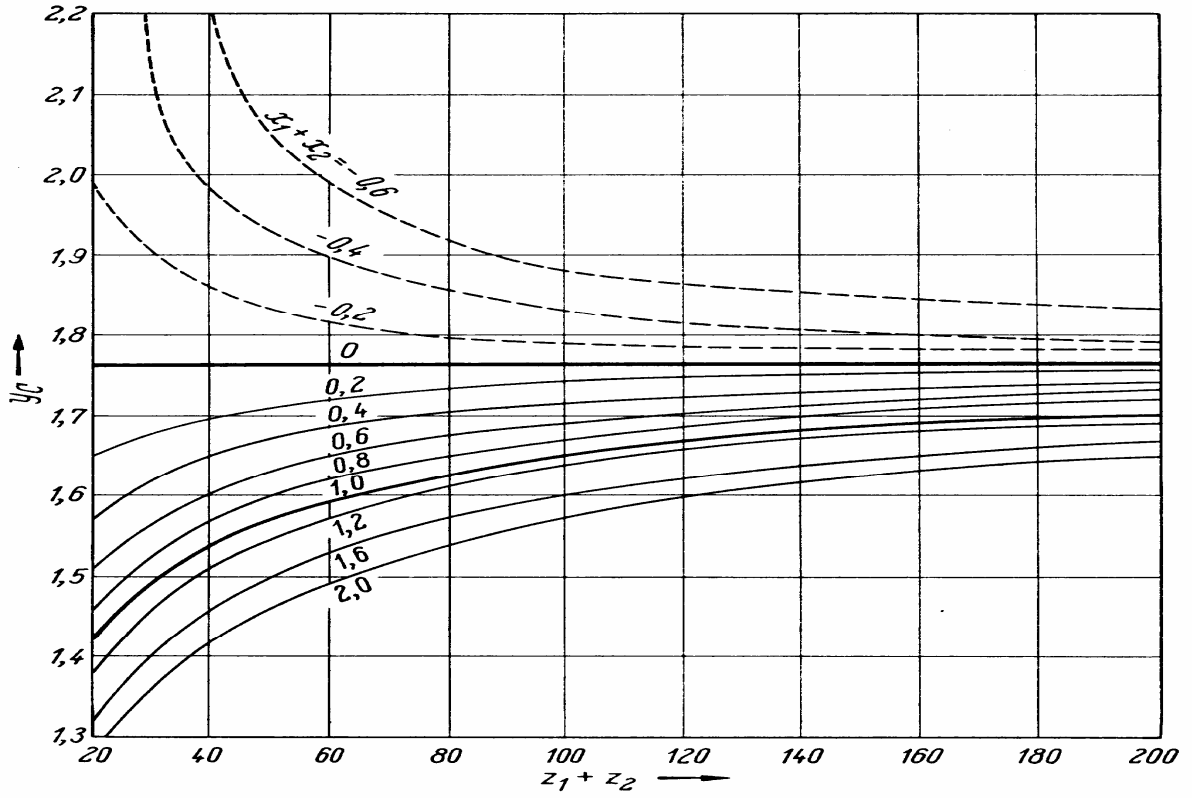
Yukarıdaki ifadeler ve $F_N = \frac{F_t}{\cos \psi}$ eşitliği vasıtasıyla p_c şu şekilde bulunur.

$$p_c = \sqrt{0,175E \frac{F_t}{b \cos \psi} \frac{\cos \psi_v}{r_1 \cos \psi \sin \psi_v} \frac{i+1}{i}}$$

$$p_c = \sqrt{0,35E} \sqrt{\frac{F_t}{bd_1} \frac{i+1}{1}} \sqrt{\frac{\cos \psi_v}{\sin \psi_v \cos^2 \psi}}$$

$$p_c = \sqrt{0,35E} \sqrt{\frac{F_t}{bd_1} \frac{i+1}{i}} y_c \quad (3)$$

İfadedeki sonuncu köke (y_c) yuvarlanma noktası faktörü adı verilir. y_c değerleri Şekil 3'de diş sayısı toplamı ve profil kaydırma faktörlerine (tashih faktörleri) bağlı olarak verilmiştir. V-mekanizmalarındaki Hertz gerilmelerinin az olmasını, diyagramdaki (x_1+x_2) değerlerinin artması ile y_c değerlerinin azalışı göstermektedir. Negatif (x_1+x_2) değerleri, bilhassa küçük diş sayılarında, büyük y_c değerleri vermektedir.



Şekil 3 Yuvarlanma Noktası Faktörü

(3) eşitliğinde verilen yuvarlanma noktasındaki Hertz basıncı pinyon ve çark için eşittir. Bulunan değer, malzemeye, ısıl işleme, imal usulüne, istenen ömür ve emniyete bağlı bir “Hertz Emniyet Basıncı “ ndan küçük veya eşit olmalıdır. Yorulma deneylerinden (Wöhler-Eğrileri) belirli tekrar sayısında ($N \geq 10^8$ yük değişim sayısı) taşınabilen basınç P_D bulunabilir.

Bu takdirde genel olarak :

$$p_{em} = \frac{P_D}{S} \text{ olur.}$$

Pitting hadisesinde hasar ani olarak meydana gelip mekanizmayı durdurmayacağı için, diş dibi mukavemetine nazaran daha düşük emniyet değerleri ($S \approx 1,2 \dots 1,3$, nitrürasyon işlemine tabi çarklarda 1,8) yeterlidir.

Tablo 3'de kullanılan malzemeler için P_{em} değerleri verilmiştir. Zaman mukavemetinin (DUDLEY ve WINTER 'e göre) hesaplanmasında aşağıdaki faktörler kullanılabilir.

$N=10^6 \dots 10^7$ yük tekrarında $S=1,1$

$N=10^5 \dots 10^6$ yük tekrarında $S=1,25$

$N < 10^5$ yük tekrarında $S=1,4$

Yük tekrar sayısı N_1 tam yükte ömür L_h [saat], devir sayısı n [devir/dak.] ve bir çarktaki diş temas sayısı Z 'ye bağlı olarak şu şekilde hesaplanır:

$$N = 60nZL_h$$

Yuvarlanma noktasında hasıl olan Hertz basıncının hesaplanmasında (3) eşitliği kullanılır. Dişlinin geometrik bilgilerinin bilinmemesi halinde bu ifade m 'e göre çözülür. $F_t = M_{d1} / r_1 = 2M_{d1} / d_1$ ve $d_1 = mZ_1$ ifadeleri kullanıldığında $p_c \leq p_{em}$ şartının sağlanması gerekir.

$$p_c^2 = 0,35E \frac{2M_{d1}}{d_1 b d_1} \frac{i+1}{i} y_c^2 = \frac{0,7EM_{d1}}{\left(\frac{b}{d_1}\right)m^3 Z_1^3} \frac{i+1}{i} y_c^2 \leq p_{em}^2$$

$$m \geq \frac{1}{Z_1^3} \sqrt[3]{\frac{0,7EM_{d1}}{\left(\frac{b}{d_1}\right)p_{em}^2} \frac{i+1}{i} y_c^2} \quad (3a)$$

Bu ifade sadece kabaca bir hesap yapmaya yarar; genel olarak z_1 , a ve b 'nin değiştirilmesi gereklidir.

Metal olmayan malzemelerden, dişli çark imalinde Vulkanize fiber (Dynopas) ve preslenmiş suni reçine (Lignofol, Ferrozell, Resitex, Novotext vb.), ayrıca Polyamid (mesela Ultramid A ,B ve S) Acetal reçineler (Polyoxymetylen, Delrin) kullanılır. Bu malzemeler düşük mukavemet özellikleri sebebiyle yüksek güçlerde kullanılamazlar; fakat bazı özellikleri sebebiyle, belirli durumlarda kullanılırlar. Üstün özelliklerine misal olarak düşük özgül ağırlık ($1,2 - 1,4 \text{ gr / cm}^3$), mükemmel sönümlene kabiliyeti (sessiz çalışma), korozyona ve aşınmaya karşı mukavemet, uygun sürtünme davranışı (yağsız ve az yağlı çalışabilme) ve talaşsız imalat imkanı (presleme ve enjeksiyon) söylenebilir. Bu tip malzemelerden imal edilmiş çarklar çelik veya dökme demirden dişlilerle çalışabilir; bu durumda metal çark diğetine nisbetle geniş yapılmalıdır. Polyamid dişlilerde ısının etkisine dikkat edilmelidir. (Diş sıcaklığı, yanaklardaki sıcaklık). Vulkanize fiber ve preslenmiş tahtadan imal edilen dişliler ise neme karşı hassastır.

İmalatçılar tarafından verilen hesap metodları, diş dibi mukavemeti, aşınma ve ısının tesiri göz önüne alınarak bulunan tecrübi değerlere dayanmaktadır. Çevresel hıza bağlı c malzeme faktörü ve diş sayısı faktörü y 'ye bağlı olarak Çevresel kuvvet : $F_t = cbm\pi y$ olarak verilmiştir.

Tavsiye değeri olarak diş genişliği (b/m)≈ 10 kullanılır.

c- değerleri (Malzeme faktörü)

ν	0,5	1	2	3	4	5	6	8	10	12	15	m/s
	0,35	0,30	0,23	0,20	0,18	0,17	0,16	0,145	0,13	0,125	0,125	kg / mm ²
	0,26	0,24	0,22	0,20	0,18	0,16	0,15	0,13	0,115	0,105	0,10	kg / mm ²

y- değerleri (Diş sayısı faktörü)

z =	12	14	16	20	30	40	50	70	100	150	200
Dynopas	0,64	0,75	0,85	1,00	1,25	1,40	1,50	1,63	1,73	1,81	1,86
Ferrozel	0,70	0,80	0,88	0,95	1,05	1,10	1,15	1,28	1,35	1,40	

Polyamid çarklar için çok geniş deney sonuçları mevcuttur; bunların yardımıyla dişli sıcaklığının diş dibi mukavemetine, diş şekil değiştirmesine, diş yüzey mukavemeti ve aşınmasına göre hesapların yapılması mümkündür.

YATAK YÜKLERİ , EĞİLME MOMENTLERİ

Yatak yüklerinin bulunması ve buna bağlı olarak istenen ömürde, mukavim yatakların seçimi ve millerin mukavemet kontrol hesaplarının yapılması ancak geometrik ölçülerin ortaya konmasıyla gerçekleştirilebilir. Yatak yüklerinin, yön ve büyüklükleri yatak yuvalarının yerlerine ve bazı durumlarda millerin dönme yönüne bağlıdır. Eğilme momentlerinin en aza indirilmesi için kuvvet temas noktalarının yataklara mümkün olduğu kadar yaklaştırılması gerekir. Pinyon veya çarkın bir ucundan yataklanması bazı durumlarda konstrüktif olarak bir avantaj sağlar, fakat çok yüksek yatak kuvvetleri hasil olur.

Yatak yüklerinin tespitinde aşağıdakilere dikkat etmek gerekir :

F_t teğetsel kuvvet, çevre hızı doğrultusunda tahrik edilen çarka intikal eder. Bu kuvvet tahrik eden çarkda da aynı büyüklükde, fakat zıt yönde tepki kuvveti olarak mevcuttur. Sadece iki kademeli dişli kutularında, pinyon eksenlerinin aynı düzlemde alınması halinde yatak kuvvetlerinin mutlak değerleri dönme yönü ile değişir; fakat genellikle yönler dikkat edilmesi tavsiye edilir. Radyal kuvvetler her zaman için dönme eksenine doğru yönelirken çevresel kuvvetler dönme yönünün değişmesiyle yönlerini değiştirirler.

$$F_t = \frac{M_d}{r} \quad (1)$$

$$F_R = F_t \tan \psi \quad (2)$$

$$F_N = \frac{F_t}{\cos \psi} \quad (3)$$

Yataklardaki tepkiler , her iki düzlemdeki denge durumundan (Momentlerin ve kuvvetlerin toplamının sıfıra eşit olması) bulunur. Böylelikle düzlemlerdeki eğilme momentleri belirlenebilir. ($M_{e\delta x}$, yz düzleminde, $M_{e\delta y}$, xz düzleminde). Bileşke

eğilme momenti ise her noktada şuna eşittir :

$$M_{e\delta} = \sqrt{M_{e\delta x}^2 + M_{e\delta y}^2}$$

DÜZ İÇ ALIN DIŞLİLER

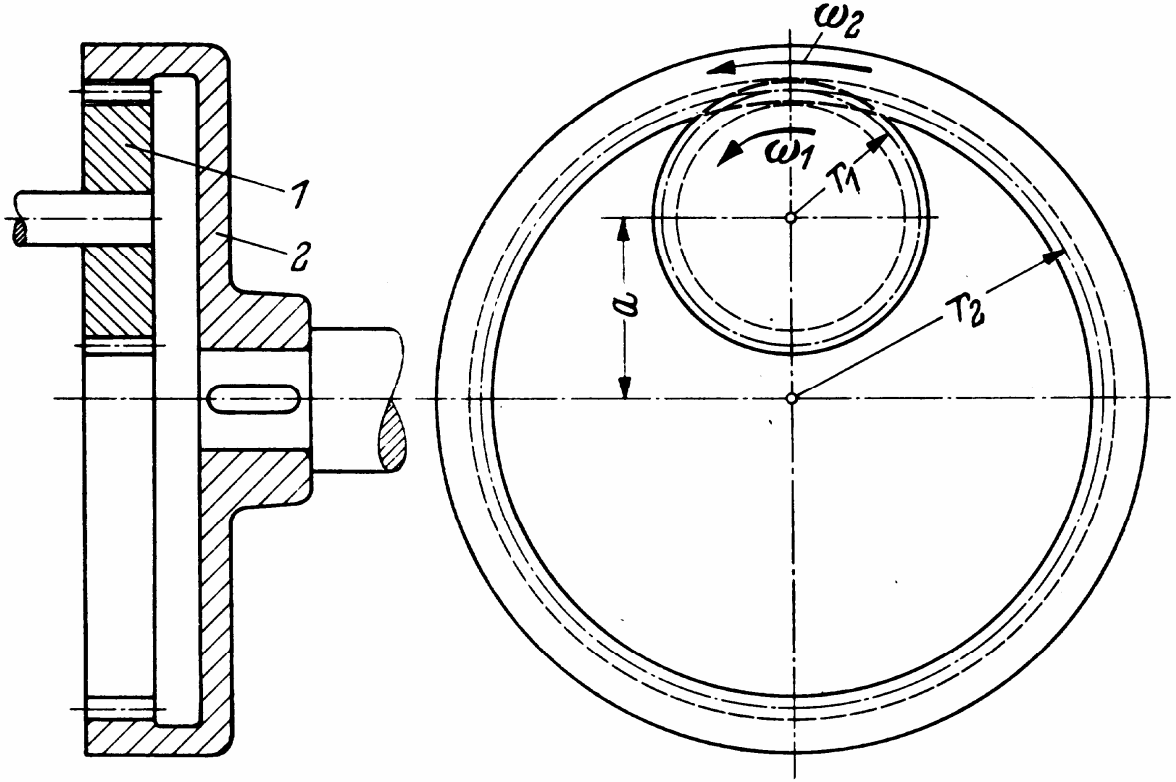
Pinyon, iç dişli çark ile eş çalışır ve her ikisinin dönme yönü aynıdır. Şekil 4 'de görülen bu tip mekanizmaların aşağıdaki avantajları mevcuttur.

Hacimden Tasarruf : İç dişlinin dış yüzeyi kasnak, fren kasnağı, dişli veya sonsuz vida çarkı olarak vazife görebilir.

Kavrama ve Yük Taşıma Kabiliyeti Bakımından Uygunluk : İç dişlinin yanakları konkav ve pinyonun yanakları ise konveksdir. (İyi yağlama, düşük Hertz gerilmeleri)

Yüksek Verim :

Çok Maksatlı Hizmet : Özellikle planet mekanizmaları ve güç dallanmasında , yani gücün birçok planet ve ara dişlileri arasında bölünmesi.



Şekil 4 İç Alın Dişliler

Dezavantajları :

Yataklama ve İmalat Güçlükleri : İç dişliler sadece bıçak dişli ile yuvarlanma metodu ile işlenebilir, taşlama sadece form metodu ile mümkündür.

Kavrama Hatalarına Dikkat Edilmesi Gereklidir. Bu durum kesme takımı ile imalat sırasında olabileceği gibi pinyonla eş çalışma esnasında da meydana gelebilir. İç dişli çarkın diş başı yarı çapının büyütülmesi (aktif profilin azalması) veya profil tashihi gerekli olur. İç dişli çarkta profil kaydırma pozitif olduğunda diş boşluğu artar. Temel ifadelerde, V- dişlilerin eş çalışması durumunda diş sayıları toplamı yerine farkı $Z_2 - Z_1$ ve tashih faktörleri toplamı yerine de $x_2 - x_1$ konur :

$$\text{Çevrim oranı : } i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_{e2}}{r_{e1}} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

$$\text{Eksenler arası : } a = r_{e2} - r_{e1}$$

$$\text{Yuvarlanma yarıçapları : } r_{e1} = \frac{a}{i-1}; \quad r_{e2} = \frac{a i}{i-1}$$

a, Z_1 ve Z_2 verildiğinde

Eş çalışma kavrama açısı : $\cos \psi_v = \frac{a}{a_v} \cos \psi$

$$a = r_2 - r_1 = \frac{m}{2} (Z_2 - Z_1)$$

Profil kaydırma faktörleri :

$$x_2 - x_1 = \frac{(Z_2 - Z_1)(\operatorname{ev}\psi_v - \operatorname{ev}\psi)}{2 \tan \psi}$$

veya

x_1, x_2, z_1 ve z_2 verildiğinde

Eş çalışma kavrama açısı : $\operatorname{ev}\psi_v = 2 \frac{x_2 - x_1}{Z_2 - Z_1} \tan \psi + \operatorname{ev}\psi$

Eksenler arası : $a_v = a \frac{\cos \psi}{\cos \psi_v} = \frac{m}{2} (Z_2 - Z_1) \frac{\cos \psi}{\cos \psi_v}$

Kavrama oranı $\varepsilon = g / t_b, \quad g = \overline{AE} = \overline{T_1E} - \overline{T_1A}$
 $g = \overline{T_1E} - \overline{T_2A} + \overline{T_1T_2}$

$$\overline{T_1E} = \sqrt{r_{t1}^2 - r_{b1}^2}; \quad \overline{T_2A} = \sqrt{r_{t2}^2 - r_{b2}^2}; \quad \overline{T_1T_2} = \sqrt{a^2 - (r_{b2} - r_{b1})^2}$$

Kavrama oranları, bilhassa kavrama hataları en kolay ve doğru olarak çizerek araştırılır. Genel olarak kesme takımı, eş çalışan pinyondan daha az diş sayısına sahiptir. Bu sebeple montaj imkanları, radyal veya eksenel montaj kontrol edilmelidir.

Profil kaydırma faktörlerinin seçimine bağlı olarak, sıfır $x_1 = 0, x_2 = 0$; V-Sıfır $x_2 - x_1 = 0 \Rightarrow x_1 = x_2$ (genel olarak ikisi de pozitif) ve genel V- Mekanizmalar $x_2 - x_1 \neq 0$ (genel olarak $x_2 - x_1 > 0$), sıfır dişliler, pinyonun (bilhassa küçük diş sayılarında) diş formunun uygun olmaması ve iç dişlinin diş başı yüksekliğinin kısaltılması gerektiğinden tavsiye edilmez. En çok V-sıfır dişlileri ($x_1 = x_2 \cong 0.5$; $Z_2 - Z_1 \geq 7$) kullanılır. Diş sayılarındaki fark çok az olduğunda ($z_2 - z_1$ 'e kadar) ve eksen mesafesinin tamsayı olmasının sağlanmasında V-Mekanizmaları uygundur.

Dişdibi mukavemetine göre hesapta dış dişli (pinyon) gözönüne alınır ve (2), (2a) ifadeleri geçerlidir.

Diş yüzey mukavemetine göre hesapta Hertz basınç p_c negatif alınır (dolu bir silindir ile halkanın teması). Böylelikle yuvarlanma noktası P 'de Sıfır ve V-Sıfır Mekanizmaları için

$$p_c = \sqrt{0,175E \frac{F_N}{b} \left(\frac{1}{\rho_{1c}} - \frac{1}{\rho_{2c}} \right)}$$

veya

$$p_c = \sqrt{0,35E} \sqrt{\frac{F_t}{bd_1} \frac{i-1}{i}} y_c$$

burada $\psi = 20^\circ$ için

$$y_c = \sqrt{\frac{1}{\sin \psi \cos \psi}} = 1,764$$

$$p_c \leq P_{em} \text{ ve } F_t = M_{d1} / d_1 \text{ ve } d_1 = mZ_1$$

ifadeleri kullanılarak ilk hesaplar için ;

$$m \geq \frac{1}{Z_1} \sqrt[3]{\frac{0,7EM_{d1}}{(b/d_1)p_{em}^2} \frac{i-1}{i}} y_c^2 = \frac{1}{Z_1} \sqrt[3]{\frac{2,18EM_{d1}}{(b/d_1)p_{em}^2} \frac{i-1}{i}}$$

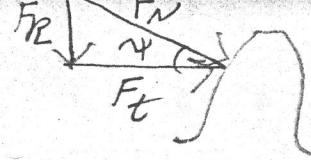
bulunur.

Yatan kuvvetleri, Eşitlik mantığı.

$$F_t = \frac{M_t}{r} \quad \text{tejessel kuvvet} \\ \text{çerç kuvveti}$$

$$F_R = F_t \tan \gamma \quad \text{Radyal kuvvet}$$

$$F_N = \frac{F_t}{\cos \gamma} \quad \text{Normal kuvvet}$$



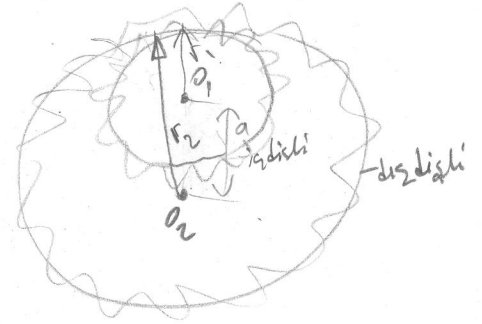
İç dışlı Alet çarkları :

Çevrim oranı: $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{v_{es2}}{v_{es1}}$

Eksenler arası: $a = r_2 - r_1 = \frac{m}{2} [z_2 - z_1]$

$$\cos \gamma_u = \frac{a}{a_u} \cos \gamma$$

$$a_u = v_{es2} - v_{es1}$$



Profil kaydırma
faktörleri :

$$x_2 - x_1 = \frac{(z_2 - z_1) (\varphi_u - \varphi)}{2 \tan \gamma}$$

eskalama
kavraması

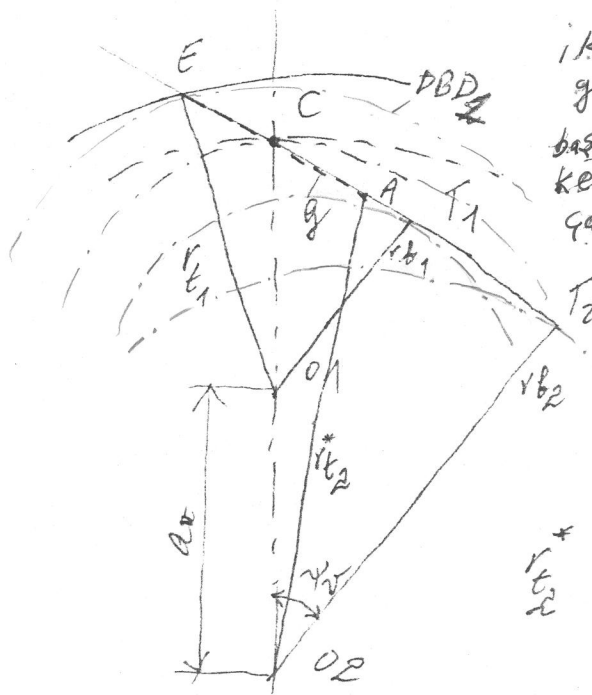
$$\varphi_u = 2 \frac{x_2 - x_1}{z_2 - z_1} \tan \gamma + \varphi$$

Kavraması:

$$\epsilon = \frac{g}{t_b} ; g = \overline{AE} = \overline{T_1E} - \overline{T_1A} \\ = \overline{T_1E} - [\overline{T_1A} - \overline{T_1T_2}] \\ = \overline{T_1E} - \overline{T_1A} + \overline{T_1T_2}$$

$$\overline{T_1E} = \sqrt{r_{e1}^2 - r_{b1}^2} ; \overline{T_1A} = \sqrt{r_{e2}^2 - r_{b2}^2}$$

$$\overline{T_1T_2} = \sqrt{a^2 - [r_{b2} - r_{b1}]^2}$$



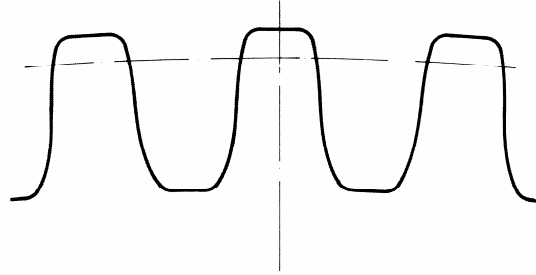
İki dış başının
girişimi:
baş dairelerinin
kesişme noktasına
çark dışı pinyon
dışından evvel
erişmelidir

$$z_2 - z_1 \geq 12$$

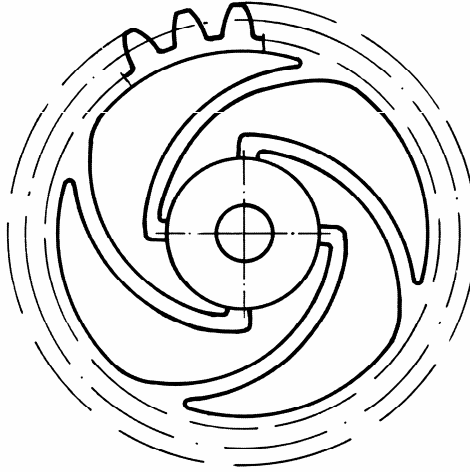
r_{e2}^* tahılma
öçlenmiş
dış baş
yarıçapı

Çalışma esnasında gürültüyü azaltmak için bazı konstrüktif tedbirler aşağıda verilmiştir.

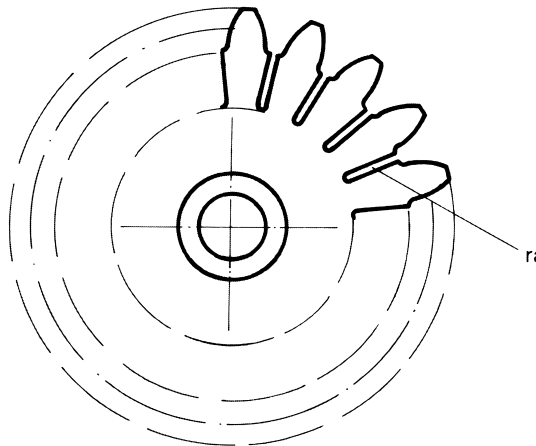
- a) Uzun ve ince dişler kullanılır. Özel kesici takım gerektirir. (Şekil *)
- b) Dişli çember gövdeye yay elemanlarla bağlanır. Bu esnek bağlantı sayesinde dişler yan boşluksuz olarak çalışır. (Şekil *)
- c) Diş boşluğunda radyal doğrultuda yivler açılır. (Şekil *)



Şekil * Uzun ve ince dişler kullanılması



Şekil * Dişli çemberin gövdeye esnek bağlantısı



Şekil * Radyal doğrultuda yiv açılması