



TÜRKİYE TAŞKÖMÜRÜ KURUMU GENEL MÜDÜRLÜĞÜ

APK DAİRE BAŞKANLIĞI
“Sürdürülebilir Bilgi Paylaşımı VII”

SİLİNDİRİK SONSUZ VİDA - ÇARK MEKANİZMALARI

Tuncer ÖZKAN - Kadir ÇELİK

ŞUBAT 2009

1	Proje konusu;.....	6
2	Konveyörün özellikleri;.....	6
3	Verilen değerler;.....	6
4	Silindirik sonsuz vida – çark mekanizmaları ile ilgili genel bilgiler :.....	7
4.1	Tanımlama ;.....	7
4.2	Sonsuz vida dış profil tipleri ve imalat şekilleri;.....	9
4.3	Geometrik bağlantılar(Eksenler arası açı $\Sigma=90^\circ$ için);.....	10
4.4	Kuvvetler;.....	37
4.4.1	Nominal çevre kuvvetleri ($K_A=1$ için) F_t ;.....	38
4.4.2	Dış normal kuvveti F_n ;.....	40
4.4.3	Eksenel kuvvetler F_x ;.....	40
4.4.4	Radyal kuvvetler F_r ;.....	41
4.5	Toplam kayıp güç (Toplam güç kaybı) P_V ;.....	41
4.6	Toplam verim η_G , η'_G ;.....	43
4.7	Sıcaklık emniyeti S_T nin kontrolü (sabit yük ve devir sayısında);.....	44
4.8	Pitting emniyeti (yüzey emniyeti) S_H nin kontrolü;.....	48
4.8.1	Ortaya çıkan yüzey basıncı σ_H ;.....	49
4.8.2	Müsaade edilen yüzey basıncı (yüzey emniyet basıncı) σ_{HP} ;.....	50
4.9	Aşınma emniyeti S_W' nin kontrolü;.....	51
4.10	Dış kırılma emniyeti S_F' nin kontrolü;.....	57
4.11	Yatak kuvvetleri;.....	58
4.12	Sonsuz vida milinin eğilme emniyeti S_δ nin kontrolü;.....	62
4.13	Yağlama;.....	64
4.13.1	Yağlama şekli ve seçimi;.....	64
4.13.2	Yağ miktarı;.....	65
4.13.3	Yağ seçimi;.....	65
4.14	Yan boşluk;.....	71
4.15	Kalite ve toleranslar;.....	72
4.16	Malzeme;.....	75
4.16.1	Sonsuz vida;.....	75
4.16.2	Sonsuz vida çarkı, çark çemberi;.....	75
4.17	Sementasyon sertlik derinliği;.....	76
4.18	İmalatın yapılması;.....	78

4.19	İmalatın teknik resmi;	78
4.20	Çark çemberinin göbeğe tespiti;	78
4.21	Mekanizma kutusu;.....	88
4.22	Konstrüksiyon örnekleri;	92
5	Hesaplama ve şekillendirme.....	98
5.1	Geometrik büyüklükler;	98
5.1.1	Sonsuz vidanın dış sayısı (ağız sayısı) Z_1 ;.....	98
5.1.2	Çarkın dış sayısı Z_2 ;.....	99
5.1.3	Eksenler arası mesafe α ;.....	99
5.1.4	Sonsuz vida mekanizmasının modülü m ;.....	101
5.1.5	Çarkın taksimat dairesi çapı d_2 ;.....	102
5.1.6	Sonsuz vidanın ortalama dairesi çapı dm_1 ;.....	102
5.1.7	Helis açısı γ_m ;.....	103
5.1.8	Normal modül m_n ;	103
5.1.9	Sonsuz vidanın dış başı dairesi çapı d_{a1} ;.....	103
5.1.10	Çarkın dış başı dairesi çapı d_{a2} ;	103
5.1.11	Sonsuz vidanın taban dairesi çapı d_{f1} ;	103
5.1.12	Çarkın taban dairesi çapı d_{f2} ;	105
5.1.13	Çarkta maksimum dış çap d_{e2} ;	105
5.1.14	Sosuz vidanın uzunluğu b_1 ;.....	105
5.1.15	Çarkın genişliği b_2 ;	105
5.2	Dış sürtünme katsayısı μ_z ve sürtünme açısı ρ_z	106
5.2.1	Ortalama çevre hızları $\mathcal{G}_{m1}, \mathcal{G}_{m2}$;	106
5.2.2	Ortalama kayma hızı \mathcal{G}_{gm} ;	106
5.2.3	Asgari dış sürtünme katsayısı μ_{zo} ;.....	106
5.2.4	Malzeme çifti faktörü Y_w ,	106
5.2.5	$\mathcal{G}_{gm}/\mathcal{G}_\Sigma$ oranı;.....	107
5.2.6	Sonsuz vida yüzeyindeki ortalama pürüz derinliği R_z ;	107
5.2.7	Mukayese pürüz derinliği R_{zo} ;.....	107
5.3	Mekanizmanın verimi η_z ;	108
5.4	Dış kuvvetinin bileşenleri(dış normal kuvveti ve bileşenleri;.....	109
5.4.1	Nominal çevre kuvvetleri ($K_A=1$ için) F_t ;.....	109

5.4.2	Dış normal kuvveti F_n ;	110
5.4.3	Eksenel kuvvetler F_x ;	110
5.4.4	Radyal kuvvetler F_r ;	110
5.5	Toplam güç kaybı P_V ;	111
5.5.1	Dış sürtünme kaybı P_{Vz} ;	111
5.5.2	Boşta çalışma kaybı P_{VD} ;	111
5.5.3	Yatak kaybı P_{VLP} ;	112
5.6	Toplam verim η_G ;	112
5.7	Sıcaklık emniyeti S_T 'nin kontrolü;	113
5.7.1	Mekanizma kutusunun müsaade edilen dış cidar sıcaklığı $\mathcal{G}_{u\infty em}$;	113
5.7.2	Mekanizma kutusunun etkili soğutma yüzeyi A_{ca} ;	113
5.7.3	Isı geçiş katsayısı k_{ca} ;	113
5.7.4	Mekanizma kutusunun soğutma gücü Q'_{ab} ;	113
5.7.5	Sıcaklık emniyeti S_T ;	114
5.8	Pitting emniyeti S_H 'nin kontrolü;	115
5.8.1	Pitting sürekli mukavemeti $\sigma_{H\lim}$;	115
5.8.2	Ömür faktörü Z_h ;	115
5.8.3	Değişken yük faktörü Z_n ;	115
5.8.4	Elastisite faktörü Z_E ;	115
5.8.5	Temas faktörü Z_p ;	116
5.8.6	Çarkın dödürme momenti T_2 ;	116
5.9	Aşınma emniyeti S_W 'nin kontrolü;	116
5.9.1	Aşınma mukavemeti $\sigma_{W\lim}$;	116
5.9.2	Aşınma çifti faktörü W_p ;	118
5.9.3	Aşınma pürüz faktörü W_R ;	118
5.9.4	Aşınma hız faktörü W_V ;	118
5.10	Dış kırılma emniyeti S_F 'nin kontrolü;	119
5.10.1	Dış taban gerilmesi (zorlanması) sınır değeri U_{\lim} ;	119
5.10.2	Çarkın nominal çevre kuvveti F_{tm2} ;	119
5.11	Sonsuz vida milinin eğilme emniyeti S_δ 'nin kontrolü;	119
5.11.1	Bileşke sehim (çökme) δ_m ;	119
5.11.2	Sehim (çökme) sınır değeri δ_{\lim} ;	120

5.11.3	Eğilme emniyeti S_{δ} ;.....	120
5.12	Yatak kuvvetleri (Şekil 25);.....	121
5.12.1	A-yatağı.....	122
5.12.2	B-yatağı;.....	124
5.12.3	C-yatağı;.....	124
5.12.4	D-yatağı;	126
5.13	Normal yan boşluk j_n ;	126
5.14	Kalite ve toleranslar;	127
5.15	Sementasyon sertlik derinliği;.....	128
5.16	Kısa süreli kesintili çalışma;.....	128
6	Literatür	131

SİLİNDİRİK SONSUZ VİDA – ÇARK MEKANİZMALARI

1 Proje konusu;

Maden makinaları fabrikasında (MAZ) imal edilmesi düşünölen ve Türkiye Taş Kömürü Kurumunda (TTK) olduğu gibi Türkiye'nin çeşitli maden işletmelerinde de kullanılacak tek zincirli konveyörün silindirik sonsuz vida – çarklı hız düşürücü mekanizması, şematik olarak aşağıda gösterilmiştir.

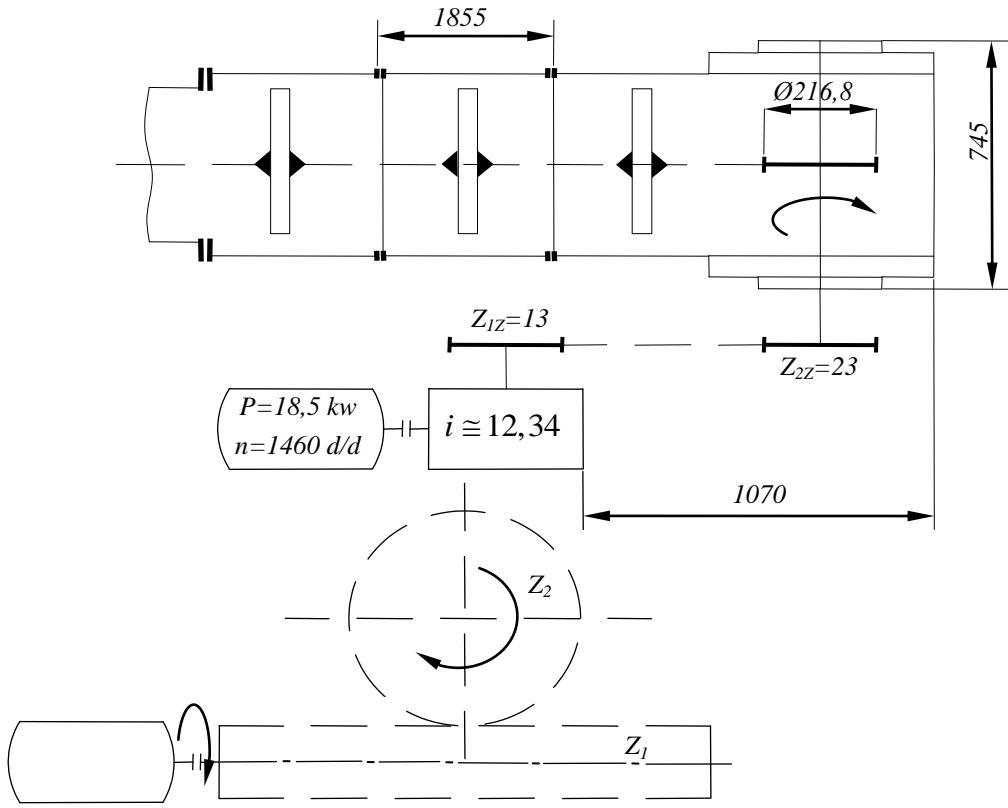
Mekanizmayı projelendirerek yük taşıma kabiliyetini hesaplayınız ve sonsuz vida ile çarkın imalata esas teknik resimlerini çiziniz.

2 Konveyörün özellikleri;

- Kapasite : 60 ton/saat
- Zincir hızı : 0,76 m/s
- Max. uzunluk : 60 m.

3 Verilen değerler;

- İletilen (Nominal) güç : 18,5 kw
- Giriş devir sayısı : 1460 d/d
- Mekanizmanın çevrim oranı : ~12,34
- Mekanizmadaki zincir dişlinin diş sayısı : 13 (Yuvarlanma dairesi çapı: Ø 159,65mm)
- Baş oluktaki zincir dişlinin diş sayısı : 23 (Yuvarlanma dairesi çapı: Ø 280,1 mm).



Şekil 1. Tek zincirli konveyör ve sonsuz vida-çark mekanizmasının şematik gösterilmesi.

4 Silindirik sonsuz vida – çark mekanizmaları ile ilgili genel bilgiler :

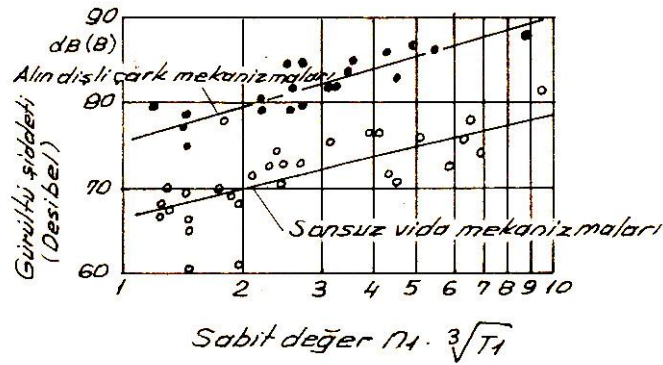
4.1 Tanımlama ;

Sonsuz vida mekanizması (Şekil 2), birbiri ile kesişmeyen ve paralel olmayan iki mil arasında güç ve hareket ileten özel bir spiral dişli mekanizmasıdır. Aslında mekanizmayı oluşturan her iki dişli birer helisel dişlidir. Ancak küçük dişlinin genişliği çapa göre çok büyük olduğundan dişler helis yani vida şeklini almışlardır. Şöyle ki, küçük dişlinin diş sayısı Z_1 , esas vidanın ağız sayısı olmaktadır. Bu nedenle küçük dişliye “sonsuz vida” denilmektedir. Sonsuz vidanın şekline göre sonsuz vidanın silindirik (Şekil 2a) olduğu “**silindirik sonsuz vida mekanizması**” ve sonsuz vidanın çark üzerine sarıldığı (Şekil 2b) “**Globoid mekanizma**” olmak üzere iki şekli vardır.



Şekil 2. Sonsuz vida çark mekanizmaları
a- Silindirik
b- Globoid

Diş yüzeylerindeki kayma hareketi bir taraftan, gürültüsüz bir çalışmayı (en sessiz çalışan mekanizmalar) mümkün kılar (Şekil 3),



Şekil 3. Sonsuz vida mekanizmalarında gürültü ölçüleri (G. Niemann / H. Winter)
 T_1 - Sonsuz vida döndürme momenti.

fakat diğer bir taraftan kayıp gücü ve aşınmayı küçültmek için diş yüzeyi çiftinin düz, kaymaya uygun ve kolay alışabilir olması ve yağlama şartlarına dikkat edilmesi gibi özel önlemler gerektirir. Bundan dolayı sonsuz vida mekanizmalarının verimi, silindirik ve konik dişli mekanizmalarını veriminden daha küçüktür.

$$\begin{aligned} \eta_{\text{silindirik dişli}} &= 0,96 \dots 0,98 \\ \eta_{\text{Konik dişli}} &= 0,95 \dots 0,97 \\ \eta_{\text{sonsuz vida}} &= 0,60 \dots 0,80. (\text{Oto blokaj kilitlemeli} - 0,25 \dots 0,40) \end{aligned}$$

Buna karşılık çevrim oranı alanı daha büyüktür, alın ve konik

$$\begin{aligned} i_{\text{hız düşürücü}} &= 1 \dots 100 \\ i_{\text{hız artırıcı}} &= 1 \dots 15 \end{aligned}$$

dişli çarklara göre daha küçük ve hafif yapılabilirler.

Niemann' a göre;

- Sonsuz vidanın devir sayısı; 40000 d/dak' ya kadar.
- Sonsuz vidanın çevre hızı; 69 m/s' ye kadar
- Çarkın döndürme momenti; 700000 Nm' ye kadar.
- Çarkın çapı; 2 m'nin üstünde
- İletilen güç; 1400 BG' ne kadar.

ulaşılan değerlerdir.

4.2 Sonsuz vida diş profil tipleri ve imalat şekilleri;

DIN 3975'e göre profil tipleri Şekil 4, imalat şekilleri de şekil 5'te gösterilmiştir.

Profilin tipi	Şekil	Düşünceler
a) A profili A sonsuz vidası		Eksenel A-A kesitinde trapez; enine kesitte ise Archimedes Spirali şeklindedir.
b) N profili N sonsuz vidası		Normal kesitte profiller trapez; aksel kesitte hafif kavislidir.
c) K profili K sonsuz vidası		Profil, normal kesitte dış bükey aksel kesitte iç bükeydir.
d) E profili E sonsuz vidası		Profil, N-N normal kesitinde dış bükey, aksel kesitte hiperbole benzer tarzda ve alın kesitte evolventtir.

Şekil 4. Sonsuz vida diş profil tipleri

Sonsuz vidamız N- profilli yani, ucu trapez şeklinde olan ve sonsuz vida eksenine eğik olarak uygulanan (Şekil 5-b) torna kalemı (D), parmak freze (FF) veya disk freze (SF) ile açılır. Normal kesitte profiller trapez eksenel kesitte hafif kavislidir.

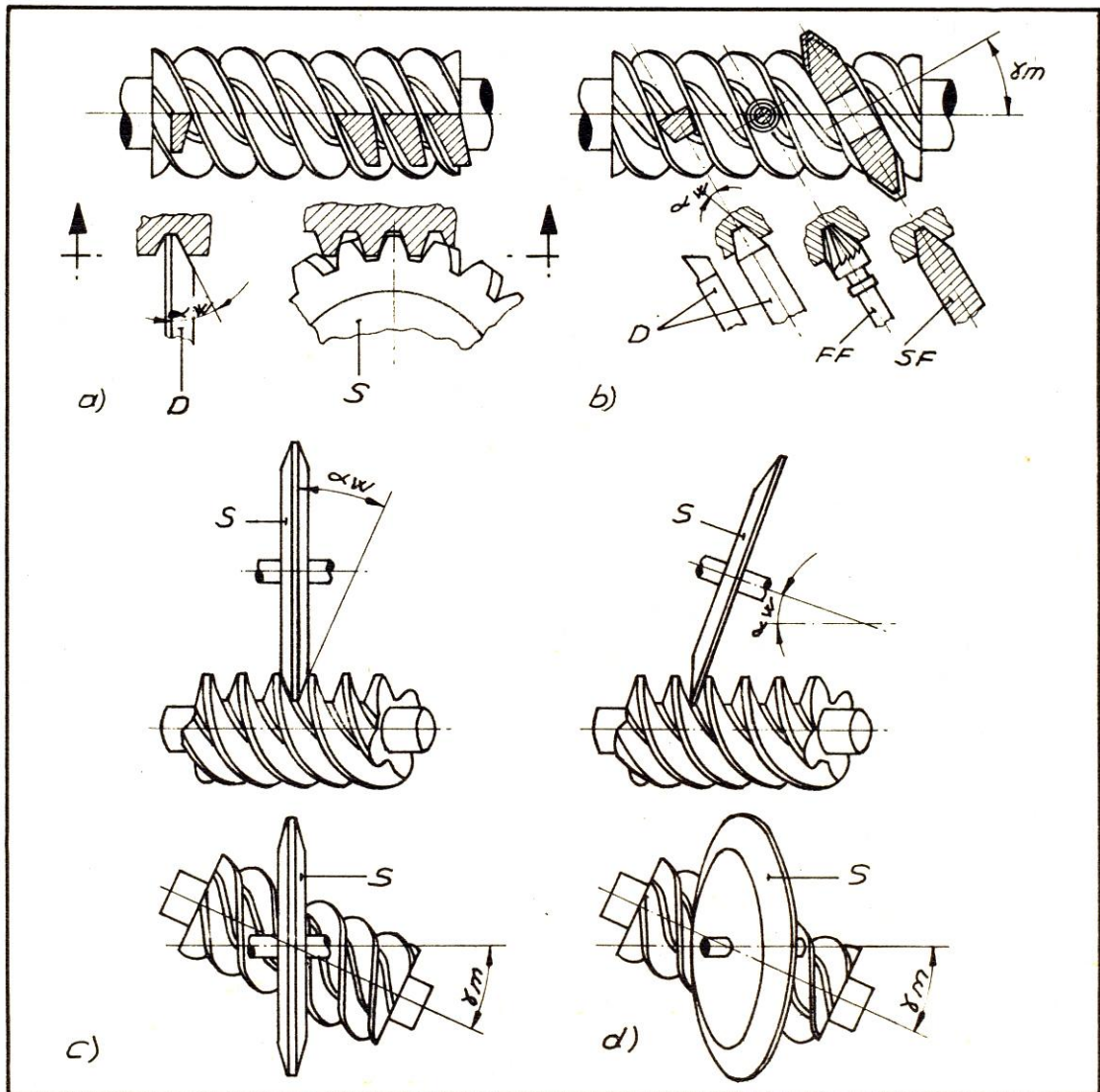
4.3 Geometrik bağlantılar(Eksenler arası açı $\Sigma=90^\circ$ için);

Geometrik büyüklükler şekil 6 da gösterilmiştir.

Sonsuz vidanın taban dairesi çapı df_1 ;

Eksenler arası mesafe,

$$a = 100 \dots 400 \text{ mm}$$



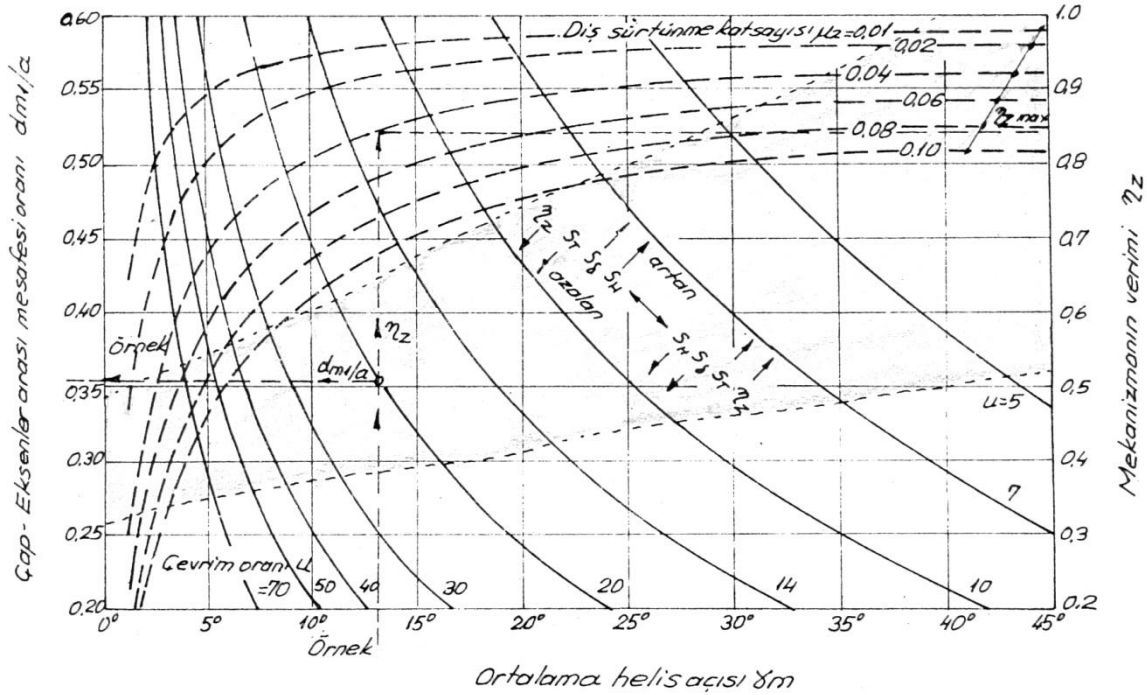
Şekil 5. Sonsuz vida imalat şekilleri
a) A- sonsuz vidası; D- Torna kalemı, S- Kesici çark
b) N- sonsuz vidası; FF- Parmak freze, SF- Disk freze

$$\underline{dm_1 \cong \psi_\alpha \cdot a} \quad \frac{dm_1}{mm} \Big| \frac{a}{mm} \quad (3)$$

Ψ_a – Eksenler arası mesafe faktörü

$$\underline{\psi_\alpha \cong 0,5 \dots 0,3} \quad (4)$$

Çap – eksenler arası mesafe oranı (dm_1/a) değerleri, Şekil 7 de ayrıntılı olarak incelenmiştir.



Şekil 7. Çap eksenler arası mesafe oranı d_{m1}/a (Çarkın profil kaydırma faktörü $x=x_2=0$) ve S_δ , S_H , S_T emniyet faktörleri ile mekanizmanın verimi η_z (Döndüren sonsuz vida) için tavsiye edilen (önerilen) değerler.
 S_δ - Eğilme emniyeti
 S_H - Yüzey emniyeti
 S_T - Sıcaklık emniyeti

Eksenler arası mesafe a ;

Sonsuz vida mekanizmalarında, eksenler arası mesafe tam olarak geometrik değere eşit olmalı ve hesap, 0,01 mm mertebesine kadar doğru hesaplanmalıdır.

Roloff / Matek eksenler arası mesafe için,

$$\underline{a = 750 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{\sigma_{H \lim}}} \cong 16 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2 \cdot \sigma_{H \lim}}}} \quad (5)$$

$$\frac{a}{mm} \left| \frac{T_2}{N \cdot m} \right| \left| \frac{\sigma_{H \lim}}{N/mm^2} \right| \left| \frac{P_2}{kw} \right| \left| \frac{n_2}{d/d} \right|$$

formülünü vermiştir.

T_2 – Sonsuz vida çarkının döndürme momenti

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2} \quad \frac{T_2}{N \cdot m} \left| \frac{P_2}{kw} \right| \left| \frac{n_2}{d/d} \right| \quad (6)$$

P_2 – Sonsuz vida çarkının gücü

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{top.} \quad (7)$$

P_1 – Nominal (giriş) gücü

$\eta_{top.}$ – Toplam verim

$\sigma_{H \lim}$ - Çark malzemesi, yüzey mukavemeti veya, yüzey basıncı için sürekli mukavemet değeri veya pitting sürekli mukavemeti (Cetvel 1).

Yüzey mukavemeti $\sigma_{H \lim}$; deney mekanizmasında standart işletme şartlarında % 50 pitting yüzeyine kadar ve 25000 saat ömür için hesaplanmıştır.

n_2 – Çarkın devir sayısı ($n_2 = n_1/i$)

Niemann ise, yüzey mukavemeti kriterinden hareket edilerek ve işletme saati olarak ömür 25000 saat alınarak, yaklaşık bir hesapla eksenler arası mesafesini

$$a = C_{HE} \cdot \sqrt{Z_p^2 \cdot T_2 \cdot K_A \cdot S_{H \lim} \cdot [(n_2/8) + 1]^{1/4}} \quad (8)$$

$$\frac{a}{mm} \left| \frac{T_2}{Nm} \right| \left| \frac{n_2}{d/d} \right|$$

eşitliği ile vermiştir.

C_{HE} – Malzeme sabiti (Cetvel 1)

Z_p – Temas faktörü

Z_p temas faktörü Şekil 8 den alınabilir veya “Winter,H-Hösel,T_h-Huber, G” tarafından verilen;

I ve ~ A,N,K sonsuz vidaların kullanılan, $-1 \leq x \leq 0,5$ profil kaydırma aralığında geçerli.

$$Z_p = 1,27 \cdot \frac{(a) + 50 \cdot (u + 1)/u}{12,1 + 25 \cdot (dm_1/a)} \quad (9)$$

formülünden hesaplanabilir.

Cetvel 1. Sonsuz vida mekanizmalarında, malzeme çiftlerinin mukavemet özellikleri.

* 0,2 – Uzama sınırı ($= \sigma_{0,2}$)

** Çekme mukavemeti ($= \sigma_B$)

* **

DIN Norm	Sonsuz Vida Çarkı Malzemesi	$Rp_{0,2}$ min N/mm ²	R_m N/mm ²	HB	δ_5 %	E-modül N/mm ²	Z_E^C (N/mm ²) ^{1/2}	σ_{Hlim}^a N/mm ²	U_{lim}^b N/mm ²	C_{HE}^h (mm ² /N) ^{1/3}	Y_w^a -
1704	G-CuSn 12	140	260	80	12	88300	147	265	115	6,8	1,3
	Gz-Cu-Sn 12	150	280	95	5	88300	147	425	190	4,9	1
	G-Cu-Sn 12 Ni	160	280	90	14	98100	152,2	310	140	6,2	1,2
	Gz-Cu-Sn 12 Ni	180	300	100	8	98100	152,2	520	225	4,4	0,95
	G-Cu-Sn 10 Zn	130	260	75	15	98100	152,2	350	165	5,7	1,3
	Gz-Cu-Sn 10 Zn	150	270	85	7	98100	152,2	430	190	5,0	1
-	Gz-Cu-Sn 14	200	300	115	4	92700	150	370	180	5,5	1
1709	G-Cu Zn 25AL5	450	750	180	8	107900	157,4	500	565	4,6	1,4
	Gz-Cu Zn 25AL5	480	750	190	5	107900	157,4	550	605	4,3	1,1
1714	G-CuAL11Ni ^{d,e}	320	680	170	5	122600	163,9	250	402	7,5	1,4
	GzCuAL11Ni ^{d,e}	400	750	185	5	122600	163,9	265	502	7,3	1,1
	Gz-CuAL11Ni	300	700	160	13	122600	164	660	377	4,0	1,19
1691	GG-25 ^{e,f}	120	300	250		98100	152,2	350	150	5,7	1,4
1693	GGG-70 ^{e,f}	500	790	260	5.5	175000	182	490	628	5,2	1,3

Cetvel 2.

Cetvel 1. Devamı

- a) a_1 – Değerler, sonsuz vida sementasyonla sertleştirilmiş ve taşlanmış HRC 60 ± 2 için geçerlidir.
 a_2 – Sonsuz vida ıslah edilmiş (Taşlanmamış):

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_{H \text{ lim.}} \text{ değerleri } 0,75 \\ Y_w \text{ değerleri } 1,2 \end{array} \right\} \text{ile çarpılır}$$

- a_3 – Sonsuz vida dökme demir (Taşlanmamış):

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_{H \text{ lim.}} \text{ değerleri } 0,50 \\ Y_w \text{ değerleri } 1,1 \end{array} \right\} \text{ile çarpılır}$$

- b) Değerler $\alpha_n = 20^\circ$ için geçerlidir. Değerler:

$$\alpha_n = 25^\circ \text{ için } 1,2,$$

Değişken zorlamalarda (Gerilmelerde) 0,7,

Darbeli yüklerde ve kısa süreli (15 saniyeye kadar uygun) çalışmalarda 2,5 ile çarpılır.

- c) Değerler, sonsuz vida çelik için geçerlidir. GG-sonsuz vida için $Z_E = \left\{ E_1 \cdot E_2 / [2,86 \cdot (E_1 + E_2)] \right\}^{1/2}$ eşitliği kullanılır.

- d) Yalnız madeni yağlı işletmelerde (Düzenli çalışmayı korumak)

- e) Küçük kayma hızları için (El işletmesi)

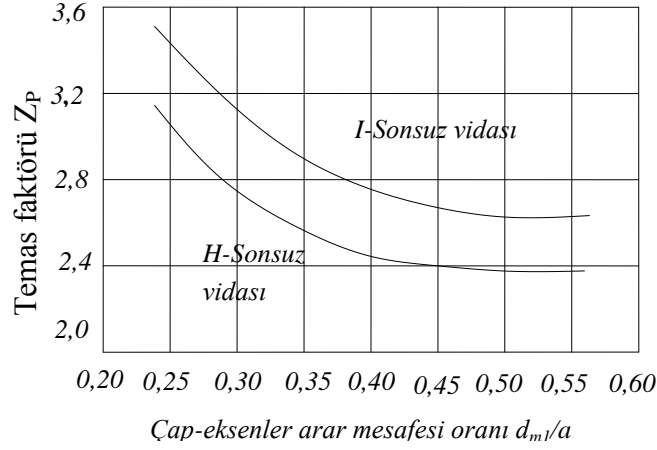
- f) Perlitik yapı

- g) Aşırı yüklerde Y_w ' nin artacağı sanılır

- h) $Z_h = 1$ için $C_{HE} = 10 \cdot (Z_E / \sigma_{H \text{ lim}})^{2/3} Z_h$ - Ömür faktörü.

u – Diş sayıları oranı

$$u = Z_2/Z_1 = n_1/n_2 \text{ (Döndüren sonsuz vida = i)} \quad (10)$$



Şekil 8. Temas faktörü Z_P

- I (veya E) ve ~ A, N, K sonsuz vidalarında;
 $\alpha_0 = 20^\circ$, $x \cong 0$. (α_0 - İmalat veya takım kavrama açısı)
- H- sonsuz vidasında;
 $\alpha_0 = 25^\circ$, $x \cong 0,5$.

K_A – İşletme faktörü (Cetvel 2)

S_{Hmin} – Minimum emniyet faktörü (Pitting zararlarına karşı)

$$\underline{\underline{S_{Hmin} = 1...1,3}} \quad (11)$$

Tam yük ömrü L_h , 25000 saatten farklı ise, (8) denkleminde hesaplanan a , $\sqrt[3]{L_h/25000}$ ile çarpılır.

Cetvel 3. İşletme faktörü K_A .

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

Hesaplanan eksenler arası mesafesi (a), DIN 3976 da verilen seriden en yakın üst değer alınarak seçilir veya standart sayılar (Cetvel 3) kullanılır.

Sonsuz vida mekanizmaları için eksenler arası mesafe serisi;

DIN 3976: 50,63,80,100,125,(140),160,(180),200,(225),250,(280),315,(360),400,(450),500,..

Örnek:

Çevrim oranı $i=20,5$, devir sayısı $n_2= 73$ d/d, döndürme momenti $T_2=430$ Nm, işletme faktörü $K_A= 1$, yüzey emniyeti $S_H= 1$, I-sonsuz vidası sementasyonla sertleştirilmiş ve taşlanmış, çark çemberi GZ- Cu Sn 12. Sürekli işletme ve $L_h= 25000$ saat ömür için eksenler arası mesafesinin hesabı istenmektedir.(Nieman/Winter)

$L_h= 25000$ saat ömür için eksenler arası mesafe;

$$a = C_{HE} \cdot \sqrt[3]{Z_p^2 \cdot T_2 \cdot K_A \cdot S_{H \lim} \cdot [(n_2/8) + 1]^{1/4}} \quad (\text{Eşitlik 8})$$

Malzeme sabiti:

$Z_h= 1$ için;

$$C_{HE} = 10 \cdot (Z_E / \sigma_{H \lim})^{2/3} \quad (\text{Cetvel1})$$

veya;

$$\underline{\underline{C_{HE} = 4,9 (mm^2/N)^{1/3}}} \quad (\text{Cetvel1})$$

Temas faktörü:

$$\frac{dm_1}{a} = 0,35 \text{ ortalama değeri alınarak}$$

$$\underline{\underline{Z_p = 2,9}} \quad (\text{Şekil 8})$$

Minimum emniyet faktörü

$$\underline{S_{H \min}} = 1,1 \text{ kabul} \quad (\text{Eşitlik 11})$$

$$a = 4,9 \cdot \sqrt[3]{(2,9)^2 \cdot 430 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot [(73/8) + 1]^{1/4}}$$

$$a \cong 94,16 \text{ mm}$$

DIN 3976 ya göre

$$\underline{a = 100 \text{ mm}}$$

seçilir.

Roloff – Matek' e göre;

$$a \cong 750 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{\sigma_{H \lim}^2}} = 750 \cdot \sqrt[3]{\frac{430}{(425)^2}}$$

$$a = 100,14 \text{ mm}$$

$$\underline{a = 100 \text{ mm}}$$

Sonsuz vidanın diş sayısı (ağız sayısı) Z_1 ;

Z_1 aşağıdaki formülden hesaplanır,

$$\underline{Z_1 \cong (7 + 2,4 \cdot \sqrt{a}) / u} \quad (12)$$

veya Cetvel 4 ten seçilir.

$$Z_1 \cong (7 + 2,4 \cdot \sqrt{100}) / 20,25$$

$$Z_1 = 1,51$$

$$\underline{Z_1 = 2}$$

(Cetvel 4)

$$\underline{Z_2 = 41}$$

Sonsuz vida çarkının diş sayısı Z_2 ;

$$Z_2 = u \cdot Z_1 \quad (\text{Eşitlik 10})$$

ile hesaplanır.

Not: Z_2 / Z_1 oranının tam sayı olmaması, taksimat hatasının çalışmaya olan zararlı etkisini azaltır. Z_2 / Z_1 oranının tam sayı ve çarkın taksimat hatalı olması halinde ise, bütün diş yüzeylerinin taşıma yapacak kadar alışması gerekecek. Bu ise diş yüzeyinin ve diş tabanının yük taşıma kabiliyetini azaltır.

Cetvel 4. Standart sayılar {DIN323}. (Diğer standart sayılar, yukarıdaki değerleri 10,100 veya 1000 ile çarpılarak elde edilir. Makine imalatında R10 ve R20 dizileri tercih edilir).

<i>Temel seriler</i>				
<i>R5</i>	<i>R10</i>	<i>R20</i>	<i>R40</i>	
<i>1,00</i>	<i>1,00</i>	<i>1,00</i>	<i>1,00</i>	
			<i>1,06</i>	
		<i>1,12</i>	<i>1,12</i>	
	<i>1,25</i>		<i>1,18</i>	<i>1,18</i>
			<i>1,25</i>	<i>1,25</i>
			<i>1,32</i>	<i>1,32</i>
<i>1,60</i>	<i>1,60</i>	<i>1,40</i>	<i>1,40</i>	
			<i>1,50</i>	
		<i>1,60</i>	<i>1,60</i>	
	<i>2,00</i>		<i>1,60</i>	<i>1,60</i>
			<i>1,70</i>	<i>1,70</i>
		<i>1,80</i>	<i>1,80</i>	
<i>2,50</i>	<i>2,50</i>	<i>2,00</i>	<i>2,00</i>	
			<i>2,12</i>	
		<i>2,24</i>	<i>2,24</i>	
	<i>3,15</i>		<i>2,36</i>	<i>2,36</i>
			<i>2,50</i>	<i>2,50</i>
		<i>2,80</i>	<i>2,80</i>	
<i>4,00</i>	<i>4,00</i>	<i>3,15</i>	<i>3,15</i>	
			<i>3,35</i>	
		<i>3,55</i>	<i>3,55</i>	
	<i>5,00</i>		<i>3,75</i>	<i>3,75</i>
			<i>4,00</i>	<i>4,00</i>
		<i>4,50</i>	<i>4,50</i>	
<i>6,30</i>	<i>6,30</i>	<i>4,75</i>	<i>4,75</i>	
			<i>5,00</i>	
		<i>5,00</i>	<i>5,00</i>	
	<i>8,00</i>		<i>5,30</i>	<i>5,30</i>
			<i>5,60</i>	<i>5,60</i>
		<i>5,60</i>	<i>5,60</i>	
<i>10,00</i>	<i>6,30</i>	<i>6,00</i>	<i>6,00</i>	
			<i>6,30</i>	
		<i>6,30</i>	<i>6,30</i>	
	<i>8,00</i>		<i>6,70</i>	<i>6,70</i>
			<i>7,10</i>	<i>7,10</i>
		<i>7,10</i>	<i>7,10</i>	
<i>10,00</i>	<i>8,00</i>	<i>7,50</i>	<i>7,50</i>	
			<i>8,00</i>	
		<i>8,00</i>	<i>8,00</i>	
<i>10,00</i>		<i>8,50</i>	<i>8,50</i>	
		<i>9,00</i>	<i>9,00</i>	
	<i>9,00</i>	<i>9,00</i>		
<i>10,00</i>	<i>10,00</i>	<i>10,00</i>	<i>10,00</i>	

Cetvel 5. Diş sayısı seçimi için yardımcı cetvel (Roloff-Matek).

Çevrim oranı $i(=u) = \frac{Z_2}{Z_1}$	≥ 30	15...29	10...14	5...9
Diş sayısı Z_1	1	2	3	4
Toplam verim η_{top} (Otoblokajsız mekanizmalar)	0,70	0,80	0,85	0,90

Helis açısı γ_m ;

$$\underline{\underline{tg \gamma_m = \frac{m \cdot Z_1}{dm_1} = \frac{Z_1}{q} = \frac{d_2}{(u \cdot dm_1)}}} \quad (13)$$

$$\underline{\underline{tg \gamma_m = [(2a/dm_1) - 1] \cdot Z_1 / (Z_2 + 2 \cdot x)}} \quad (14)$$

Çarkın profil kaydırma faktörü, $x=x_2=0$ için;

$$\underline{\underline{tg \gamma_m = [(2a/dm_1) - 1] \cdot \frac{Z_1}{Z_2}}} \quad (15)$$

olur.

q – Form sayısı (faktörü).

d_2 – Çarkın taksimat dairesi çapı.

Helis açısı ile ilgili sınır değerler, Cetvel 5 ve 6 da verilmiştir.

Bu açının sınır değerler arasına düşmesi tavsiye edilir.

Form sayısı (faktörü) q;

$$\underline{\underline{q = \frac{dm_1}{m} = \frac{Z_1}{tg \gamma_m}}} \quad (Eşitlik 13)$$

Cetvel 6. Otoblokajsız sonsuz vida mekanizmalarında helis açısı sınır değerleri (Lütfullah ULUKAN)

$u = \frac{Z_2}{Z_1}$	30	20	15	10
$Z1$	1	2	3	4
$\gamma_m \left\{ \begin{array}{l} \operatorname{tg} \gamma_m = \frac{Z_1}{q} \\ q = 7 \dots 18 \end{array} \right\}$	3,18° 8,13°	6,34° 15,95°	9,46° 23,20°	12,53° 29,74°
$\gamma_m \left\{ \begin{array}{l} \text{Otoblokajsız sonsuz} \\ \text{vida mekanizmalarında} \\ \text{tavsiye edilen değerler} \end{array} \right\}$	5°...6°	10°...13°	15°...17°	19°...25°

Cetvel 7. Tavsiye edilen helis açısı sınır değerleri (Darle W.DUDLEY)

<i>DIŞ SAYISI Z_1</i>	<i>HELİS AÇISI γ_m°</i>
1	6 dan küçük
1-2	12 ye kadar
3-4	10-24
5-6	15-36
7 veya daha fazla	20 ve daha büyük

Otoblokaj mekanizmalarda;

$$\underline{\underline{q = 15 \dots 17}}$$

(16)

alınır.

Sonsuz vida mekanizmalarında modül ($\Sigma=90^\circ$) m;

- Sonsuz vidada aksenal modül m_x ,
- Çarkta alın modülü m_t ,

$$\underline{\underline{m(= m_x = m_t) = \frac{dm_1}{q}}} \quad (\text{Eşitlik 13})$$

Normal olarak m, standart modül DIN 780'e (Cetvel 7) göre seçilir, fakat bu seçim şart değildir çünkü her spiral dişli nasıl olsa imalat için özel bir kesici takım gerektirmektedir. Bu konuda Roloff-matek Cetvel 8 deki modül değerlerini önermiştir.

Cetvel 8. Standart modül serisi (DIN 780)

0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,25	1,50	1,75	2,0	2,25
2,50	2,75	3,0	3,25	3,50	3,75	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0
8	9	10	11	12	13	14	15	16	18	20	22	24
27	30	33	36	39	42	45	50	55	60	65	70	75

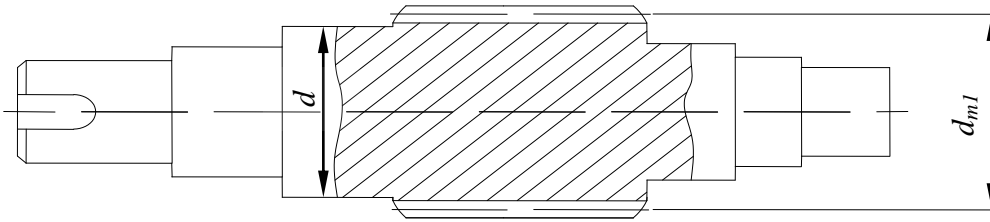
Cetvel 9. Silindirik sonsuz vida mekanizmaları için aksenal modül değerleri (Roloff/Matek)

<i>m (mm)</i>	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16	20
---------------	---	------	-----	---	-----	------	---	---	-----	---	----	------	----	----

Sonsuz vida mil çapı d ;

Şekillendirme için öneriler:

- Sonsuz vida, mil ile tek parça ise (Şekil 9);

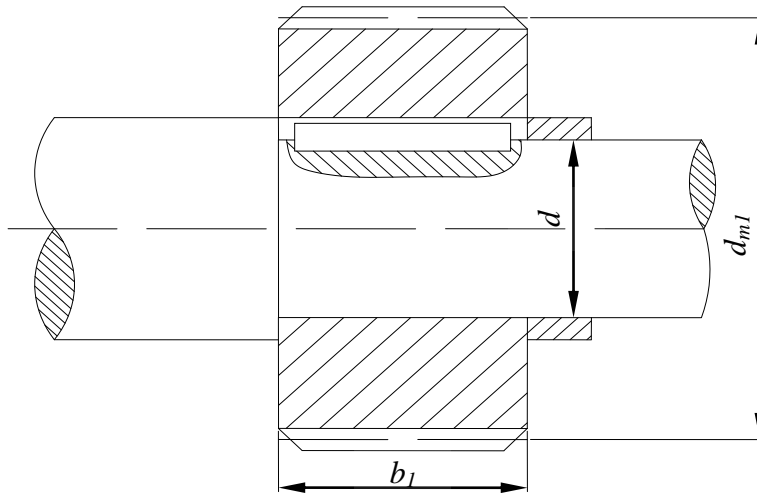


Şekil 9. Sonsuz vida, mil ile tek parça.

$$\underline{\underline{d_{m1} \cong 1,4 \cdot d + 2,5 \cdot m}}$$

(17)

- Sonsuz vida milden ayrı ise (Şekil 10);



Şekil 10. Sonsuz vida milden ayrı (b_1 - Sonsuz vidanın uzunluğu)

$$\underline{\underline{dm_1 \geq 1,8 \cdot d + 2,5 \cdot m}} \quad (18)$$

Mil çapı d, basit mukavemet formülleri ile de örneğin;

$$\underline{\underline{d = C \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}}} \quad \frac{d}{cm} \left| \frac{P_1}{kw, BG} \right| \frac{n_1}{d/d} \quad (19)$$

eşitliğinden hesaplanabilir.

C – Katsayı (Cetvel 9).

P₁ – Nominal giriş gücü.

n₁ – Giriş veya sonsuz vida milinin devir sayısı.

Ancak, sonsuz vida milinin deformasyon kontrolü (eğilmeye karşı emniyet) mutlaka yapılmalıdır.

Cetvel 10. C değerleri

$\tau_{bem} [daN/cm^2]$	100	120	150	210	300	400	500
C $\frac{P[kw]}{P[BG]}$	16,9	16,0	14,8	13,2	11,8	10,7	9,9
	15,3	14,4	13,4	12,0	10,6	9,7	9,0

DIN - Alman standartları enstitüsü

- Çeliğin kısa işareti

St42-2 En az 37 kgf/mm² çekme gerilmesi olan çelik.

- 2 – En çok S ve P % 0,005 olan çelikler
- 3 – En çok S ve P % 0,045 değerini aşamaz

- Karbon çelikleri

C 22 Ortalama C miktarı %0,22 olan genel amaçlı karbon çeliği

Ck __ Düşük P ve S li genel amaçlı karbon çelikleri

- Düşük alaşımlı çelikler

Cr, Mn, Ni, W : 4
Mo, V : 10
C : 100 } Alaşım çarpanları

34Cr4 % 0,34 C, $\frac{4}{4} \rightarrow$ % 1Cr

16MnCr5 % 0,16 C, $\frac{5}{4} \rightarrow$ % 1,25 Mn, $\frac{5}{4} \rightarrow$ % 1,25 Cr

- Yüksek alaşımlı çelikler

X20Cr13 → % 0,20 C, %13Cr

X5CrNi19 9 → % 0,05 C, %19 Cr, %9 Ni

τ_{bem} - Burulma emniyet gerilmesi (Cetvel 10)

Cetvel 11. τ_{bem} değerleri

Malzeme			τ_{bem}
DIN 17100	DIN 17200	DIN 17210	$[kg/mm^2]$
St 42-2			1,25
St 50-2			1,50
St 60-2	C 22, C 35		1,80
St 70-2	C 45, 25CrMo4	15Cr3	2,12
	C60, 34CrMo4		2,50
	30Mn5	16MnCr5	3,00
	37MnSi5		3,55
	34CrNiMo6	18CrNi5	4,25

Normal modül m_n ;

$$\underline{m_n = m \cdot \cos \gamma_m} \quad (20)$$

Çarkın ortalama dairesi çapı dm_2 ;

$$\underline{dm_2 = 2 \cdot a - dm_1 = 2 \cdot a - q \cdot m} \quad (21)$$

Çarkın taksimat dairesi çapı d_2 ;

$$\underline{d_2 = Z_2 \cdot m = dm_2 - 2 \cdot x \cdot m} \quad (\text{Taksimat dairesi - Yuvarlanma dairesi}) \quad (22)$$

Sonsuz vidanın diş başı dairesi çapı da_1 ;

$$\underline{da_1 = dm_1 + 2 \cdot m} \quad (23)$$

Çarkın dış başı dairesi çapı da_2 ;

$$\underline{\underline{da_2 = dm_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x)}} \quad (24)$$

Sonsuz vidanın taban dairesi çapı df_1 ;

$$\underline{\underline{df_1 = dm_1 - 2 \cdot (m + c_1)}} \quad (25)$$

Çarkın taban dairesi çapı df_2 ;

$$\underline{\underline{df_2 = dm_2 - 2 \cdot (m + c_2)}} \quad (26)$$

c_1, c_2 – Dış başı boşluğu.

$$\underline{\underline{c_1 = c_2 \cong 0,2 \cdot m}} \quad (27)$$

$$df_1 = dm_1 - 2,4 \cdot m$$

yazılırsa,

$$df_1 \cong 0,6 \cdot a^{0,85} \quad (\text{Eşitlik 1})$$

$$dm_1 = 2 \cdot a - dm_2 \quad (\text{Eşitlik 21})$$

ile,

$$0,6 \cdot a^{0,85} = 2 \cdot a - dm_2 - 2,4 \cdot m$$

olur. Çark, profil kaydırmaz yani $x=0$ olsun.

$$d_2 = m \cdot Z_2 = dm_2 \quad (\text{Eşitlik 22})$$

yerine konursa,

$$0,6 \cdot a^{0,85} = 2 \cdot a - m \cdot Z_2 - 2,4 \cdot m$$

$$\underline{\underline{m(=m_x) = \frac{2 \cdot a - 0,6 \cdot a^{0,85}}{Z_2 + 2,4} \quad \frac{m}{mm} \Big| \frac{a}{mm}}} \quad (28)$$

elde edilir veya,

$$d_{m1} = \frac{a^{0,875}}{1,47} \quad (\text{Eşitlik 2})$$

kullanılırsa,

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 2a - \frac{a^{0,875}}{1,47}$$

$$\underline{\underline{m(= m_x) = \frac{2,94 \cdot a - a^{0,875}}{1,47 \cdot Z_2}}} \quad (29)$$

Şeklinde olur.

Çarkta, maksimum dış çap de_2 ;

$$\underline{\underline{de_2 = da_2 + m}} \quad (30)$$

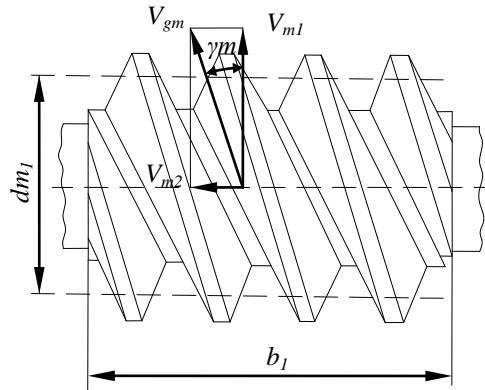
Sonsuz vidanın uzunluğu b_1 ;

$$\underline{\underline{b_1 \cong 2,5 \cdot m \cdot \sqrt{Z_2 + 1}}} \quad (31)$$

Çarkın genişliği b_2 ;

$$\underline{\underline{b_2 \cong 2 \cdot m \cdot (0,5 + \sqrt{q + 1})}} \quad (32)$$

Ortalama çevre hızları v_{m1} , v_{m2} ;



Şekil 11. Ortalama çevre ve kayma hızları.

- Sonsuz vida için,

$$\underline{\underline{g_{m1} = \frac{\pi \cdot dm_1 \cdot 10^{-3} \cdot n_1}{60}}} \quad \frac{g_{m1}}{m/s} \left| \frac{dm_1}{mm} \right| \frac{n_1}{d/d} \quad (33)$$

- Çark için,

$$\underline{\underline{g_{m2} = \frac{\pi \cdot dm_2 \cdot 10^{-3} \cdot n_2}{60}}} \quad \frac{g_{m2}}{m/s} \left| \frac{dm_2}{mm} \right| \frac{n_2}{d/d} \quad (34)$$

Ortalama kayma hızı v_{gm} ;

$$\underline{\underline{g_{gm} = \frac{g_{m1}}{\cos \gamma_m} = \frac{\pi \cdot dm_1 \cdot 10^{-3} \cdot n_1}{60 \cdot \cos \gamma_m}}} \quad \frac{g_{gm}}{m/s} \left| \frac{g_{m1}}{m/s} \right. \quad (35)$$

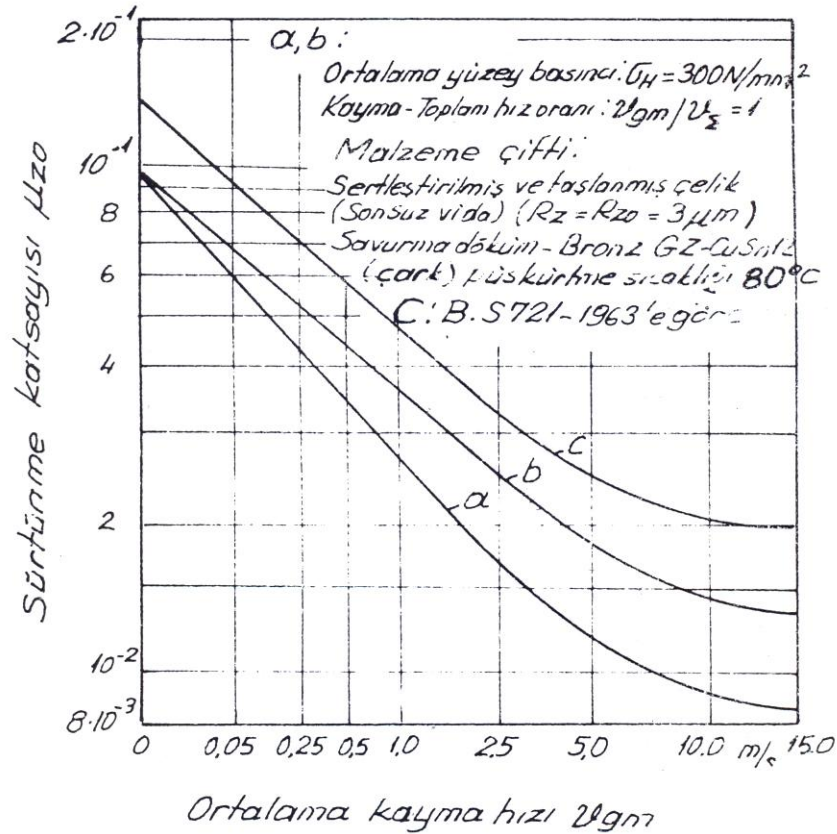
Diş sürtünme katsayısı μ_z ;

μ_z ; malzeme çiftine, yüzey pürüzlülüğüne, yağın özelliğine, yükleme şekline ve sonsuz vidanın diş formuna bağlıdır. μ_z , sonsuz vida mekanizmalarında aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir:

$$\underline{\underline{\mu_z = \mu_{z0} \cdot Y_W \cdot \sqrt{g_{gm}/g_{\Sigma}} \cdot \sqrt[4]{R_z/R_{z0}}} \quad (36)$$

μ_{z0} - Asgari diş sürtünme katsayısı.

μ_{z0} ; herhangi malzeme / yağlama maddesi çifti ve R_{z0} , σ_H , g_{gm}/g_{Σ} standart değerlerinde deney sonuçlarından elde edilir ki, iki yağlayıcı madde için μ_{z0} değeri Şekil 12 de verilmiştir.



Şekil 12. Asgari dış sürtünme katsayısı μ_{z0} için deneysel değerler.

a) Sentetik yağ (Polyglycol) $\nu_{50} = 95 \text{ mm}^2/\text{s}$

b) Madeni yağ $\nu_{50} = 110 \text{ mm}^2/\text{s}$

c) British Standart 721-1963 (Madeni yağ için geçerli)

Y_w – Malzeme çifti faktörü (Cetvel 1).

\mathcal{G}_Σ – Toplam hız

Toplam hız \mathcal{G}_Σ ; temas noktasında kavrama teğeti doğrultusundaki hız bileşenlerinin toplamıdır.

$$\underline{\underline{\mathcal{G}_\Sigma = W_a + W_b}} \quad (37)$$

$x \cong 0$ olan I, A, N, K tipi sonsuz vidalar için;

$$\underline{\underline{\mathcal{G}_{gm}/\mathcal{G}_\Sigma = 2,7}} \quad (38)$$

ortalama değeri alınır.

R_z – Sonsuz vida yüzeyindeki ortalama pürüz derinliği

- Taşlanmış yüzeyde;

$$m \leq 8 \text{ için}, R_z \leq 3...4 \mu m \quad (39)$$

$$m > 8 \text{ için}, R_z \leq 8 \mu m \quad (40)$$

- Frezelenmiş yüzeyde;

$$m \leq 8 \text{ için}, R_z \leq 12,5 \mu m \quad (41)$$

$$m > 8 \text{ için}, R_z \leq 25 \mu m \quad (42)$$

alınır.

R_{z0} – Mukayese pürüz derinliği

$$\underline{\underline{R_{z0} \cong 3 \mu m}} \quad (43)$$

kabul edilebilir.

Sürtünme açısı ρ_z ;

ρ_z – sürtünme açısı ile dış sürtünme katsayısı μ_z arasında,

$$\underline{\underline{\mu_z = \text{tg } \rho_z}} \quad (44)$$

bağıntısı vardır.

Önerilen bazı değerler:

- Roloff / Matek;

Çelik / D.Demir veya Çelik / Bronz alaşımı malzeme çiftleri ve iyi yağlanmış mekanizmalar için, kayma hızına bağlı olarak μ_z ve ρ_z değerleri (Cetvel 11);

Cetvel 12. μ_z ve ρ_z değerleri

$\mathcal{G}_{gm} [m/s]$	<0.5	0,5	1	2	4	6	10	>10
$\mu_z \sim$	0,06	0,05	0,04	0,035	0,025	0,02	0,018	0,015
$\rho_z \sim$	3,5°	3°	2,3°	2°	1,4°	1,1°	1°	

Ayrıca, elik / D.Demir ifti ve gresle yağlanmış mekanizmalarda $\mathcal{G}_{gm} \leq 3m/s$ için;
 $\mu_z \cong 0,1$, $\rho_z \cong 6^\circ$ alınabilir.

- Tochtermann / Bodenstern;

Malzeme ifti ve yağlama durumuna bağlı olarak ρ_z değerleri (Cetvel 12)

Cetvel 13. ρ_z, μ_z ve verim değerleri

Sonsuz vida	ark	Yağlama	ρ_z (μ_z)	Verim (eşitli γ_m ler için)			
				5°	10°	20°	30°
Islah edilmiş elik	Bronz	Sıvı yağ ile yağlanmış	$\rho_z \cong 4^\circ$ ($\mu_z \cong 0,07$)	0,55	0,71	0,82	0,86
Sertleştirilmiş ve taşlanmış elik	Bronz	İyi yağlanmış	$\rho_z \cong 3^\circ$ ($\mu_z \cong 0,05$)	0,62	0,76	0,86	0,89
Sertleştirilmiş taşlanmış ve parlatılmış elik	Bronz	çok iyi yağlanmış	$\rho_z \cong 1^\circ$ ($\mu_z \cong 0,02$)	0,83	0,91	0,95	0,96

- Karl – Heinz Decker;

İmalat şekli göz önüne alınarak ρ_z değerleri, kayma hızına bağlı olarak (Cetvel 13);

Cetvel 14. Deneysel ρ_z değerleri

$\mathcal{G}_{gm} [m/s]$	0,5	1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
Sonsuz vida frezede veya tornada imal edilmiş (işlah işlemi yapılmış)	6	5,5	4,4	4	3,7	3,5	3,3	3,2	3,1
Sonsuz vida sertleştirilmiş yüzeyleri taşlanmış	3	2,5	1,9	1,7	1,5	1,4	1,3	1,3	1,3

Mekanizmanın verimi η_z ;

- Döndüren sonsuz vida

$$\eta_z = \frac{tg \gamma_m}{tg(\gamma_m + \rho_z)} \quad (45)$$

- Döndüren çark;

$$\eta'_z = \frac{tg(\gamma_m - \rho_z)}{tg \gamma_m} \quad (46)$$

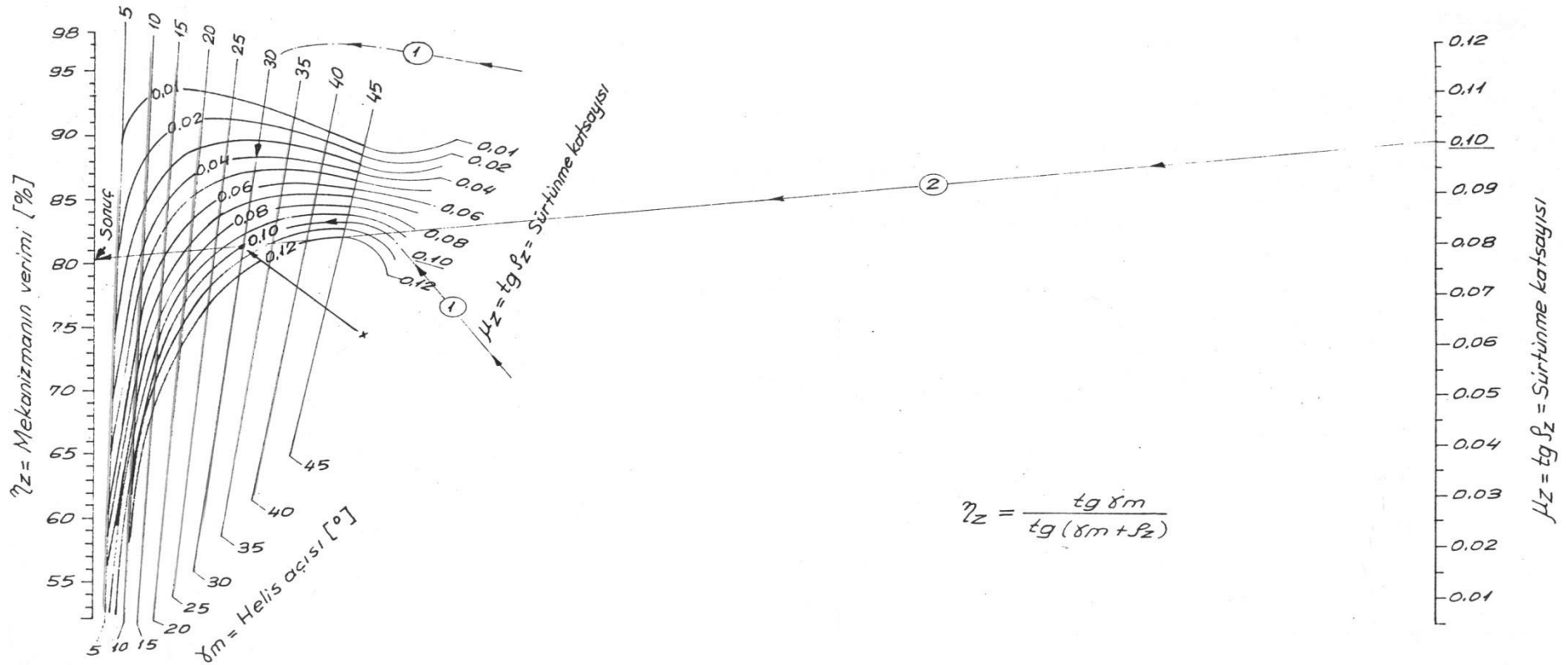
Sertleştirilmiş ve taşlanmış sonsuz vida ile frezede açılmış çarkın iyi bir şekilde yağlanması halinde η_z mekanizma verimi, $5^\circ < \gamma_m < 45^\circ$ ve $0,05 < tg \gamma_z < 0,12$ olmak üzere “ZANKER, A” tarafından Şekil 13 ve Şekil 14 de diyagramlar halinde verilmiştir.

İnceleme;

a) $\gamma_m = \rho_z$ hali için,

- $\eta'_z = 0$ olmaktadır. Yani enerji iletimi çarktan sonsuz vidaya imkansızdır.

$$\eta_z = \frac{tg \gamma_m}{tg(\gamma_m + \gamma_m)} = \frac{tg \gamma_m}{tg 2\gamma_m}$$



Şekil 13. Sonsuz vida mekanizmalarında, mekanizma veriminin hesaplanması için diyagram (döndüren, sonsuz vida)

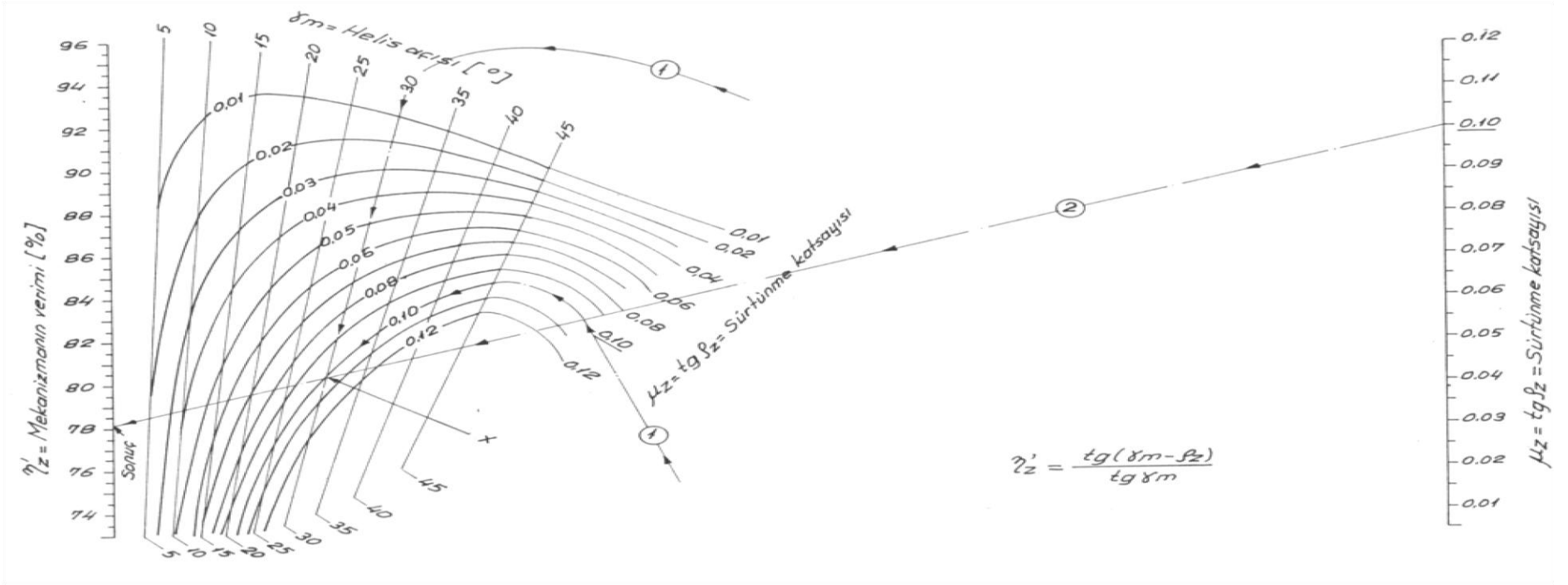
Örnek: $\gamma_m = 30^\circ$ ve $\mu_z = \operatorname{tg} \rho_z = 0,10$ olarak verilsin

$\eta_z = \%80,3$ (diyagramdan)

veya hesapla:

$\operatorname{tg} \rho_z = 0,10 \rightarrow \rho_z = 5,71^\circ$

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \gamma_z}{\operatorname{tg} (\gamma_m + \rho_z)} = \frac{\operatorname{tg} 30^\circ}{\operatorname{tg} (30 + 5,71)} = \%80,3$$



Şekil 14. Sonsuz vida mekanizmalarında, mekanizma veriminin hesaplanması için diyagram (döndüren, çark)

Örnek: $\gamma_m = 30^\circ$ ve $\mu_z = \text{tg } \rho_z = 0,10$ olarak verilsin

$\eta'_z = \%78,2$ (diyagramdan)

veya hesapla:

$\text{tg } \rho_z = 0,10 \rightarrow \rho_z = 5,71^\circ$

$$\eta'_z = z \frac{\text{tg}(\gamma_m - \rho_z)}{\text{tg } \gamma_m} = \frac{\text{tg}(30 + 5,71)}{\text{tg } 30^\circ} = \%78,2$$

$$\eta_z = \frac{tg\gamma_m}{2tg\gamma_m} = \frac{1-tg^2\gamma_m}{2}$$

$$\eta_z = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cdot tg^2\gamma_m$$

Bu eşitlikten,

$$\eta_z < 0,5$$

yani, enerji iletim yönündeki verimin,

$$\eta_z < \%50$$

olduğu ortaya çıkar.

b) $\gamma_m < \rho_z$ hali için,

$\eta'_z < 0$ olmakta, yine çarptan sonsuz vidaya enerji iletimi imkansızdır.

Enerji iletiminin imkansız oluşu bir anlamda mekanizmanın kilitlenmiş olmasıdır. Bu tip mekanizmalara “otoblokajlı” mekanizmalar denir.

Özetlersek, otoblokaj için:

$$\bullet \quad \underline{\underline{\gamma_m \leq \rho_z}} \quad (47)$$

veya,

$$tg\gamma_m \leq \rho_z$$

$$\bullet \quad \underline{\underline{tg\gamma_m \leq \mu_z}} \quad (48)$$

olmalıdır. Çünkü her iki halde de $\eta'_z \leq 0$ dır.

Mekanizmanın max. verimi η_{zmax} ;

Mekanizmanın max. verimi, $d\eta_z/d\gamma_m = 0$ şartını gerçekleştiren γ_m değeri içindir.

$$\eta_z = \frac{tg\gamma_m}{tg(\gamma_m + \rho_z)} \quad (Eşitlik 45)$$

$$\frac{d\eta_z}{d\gamma_m} = \frac{(1 + \operatorname{tg}^2 \gamma_m) \cdot \operatorname{tg}(\gamma_m + \rho_z) - \operatorname{tg} \gamma_m [1 + \operatorname{tg}^2(\gamma_m + \rho_z)]}{\operatorname{tg}^2(\gamma_m + \rho_z)} = 0$$

$$\frac{1}{\cos^2 \gamma_m} \cdot \frac{\sin(\gamma_m + \rho_z)}{\cos(\gamma_m + \rho_z)} - \frac{\sin \gamma_m}{\cos \gamma_m} \cdot \frac{1}{\cos^2(\gamma_m + \rho_z)} = 0$$

$$\cos \gamma_m \cdot \cos(\gamma_m + \rho_z)$$

ile çarpılırsa,

$$\frac{\sin(\gamma_m + \rho_z)}{\cos \gamma_m} - \frac{\sin \gamma_m}{\cos(\gamma_m + \rho_z)} = 0$$

$$\sin(\gamma_m + \rho_z) \cdot \cos(\gamma_m + \rho_z) - \sin \gamma_m \cdot \cos \gamma_m = 0$$

$$\sin 2\alpha = 2 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha$$

bağıntısı bilindiğine göre,

$$\frac{1}{2} \cdot \sin 2(\gamma_m + \rho_z) - \frac{1}{2} \sin 2\gamma_m = 0$$

$$\sin 2(\gamma_m + \rho_z) = \sin 2\gamma_m$$

$$\sin(180 - \alpha) = \sin \alpha \text{ bağıntısı kullanılarak}$$

$$180^\circ - 2(\gamma_m + \rho_z) = 2\gamma_m$$

$$180^\circ - 2\rho_z = 4\gamma_m$$

$$\underline{\underline{\gamma_m = 45^\circ - \frac{\rho_z}{2}}}$$

(49)

$$\eta_{Z \max.} = \frac{\operatorname{tg} \gamma_m}{\operatorname{tg}(\gamma_m + \rho_z)} = \frac{\operatorname{tg}\left(45^\circ - \frac{\rho_z}{2}\right)}{\operatorname{tg}\left(45^\circ - \frac{\rho_z}{2} + \rho_z\right)}$$

$$\eta_{Z \max.} = \frac{\operatorname{tg}\left(45^\circ - \frac{\rho_z}{2}\right)}{\operatorname{tg}\left(45^\circ + \frac{\rho_z}{2}\right)}$$

$$\eta_{Z \max.} = \frac{\left(\operatorname{tg} 45^\circ - \operatorname{tg} \frac{\rho_z}{2} \right) / \left(1 + \operatorname{tg} 45^\circ \cdot \operatorname{tg} \frac{\rho_z}{2} \right)}{\left(\operatorname{tg} 45^\circ + \operatorname{tg} \frac{\rho_z}{2} \right) / \left(1 - \operatorname{tg} 45^\circ \cdot \operatorname{tg} \frac{\rho_z}{2} \right)}$$

$$\eta_{Z \max.} = \frac{\left(1 - \operatorname{tg} \frac{\rho_z}{2} \right) / \left(1 + \operatorname{tg} \frac{\rho_z}{2} \right)}{\left(1 + \operatorname{tg} \frac{\rho_z}{2} \right) / \left(1 - \operatorname{tg} \frac{\rho_z}{2} \right)} = \left(\frac{1 - \operatorname{tg} \frac{\rho_z}{2}}{1 + \operatorname{tg} \frac{\rho_z}{2}} \right)^2$$

$$\operatorname{tg} \left(\frac{\rho_z}{2} + \frac{\rho_z}{2} \right) = \operatorname{tg} \delta_z = \frac{\operatorname{tg} \frac{\rho_z}{2} + \operatorname{tg} \frac{\rho_z}{2}}{1 - \operatorname{tg} \frac{\rho_z}{2} \cdot \operatorname{tg} \frac{\rho_z}{2}} = \frac{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\rho_z}{2}}{1 - \operatorname{tg}^2 \frac{\rho_z}{2}}$$

$$\operatorname{tg} \rho_z = \mu_z$$

(Eşitlik 44)

olduğuna göre,

$$\mu_z = \frac{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\rho_z}{2}}{1 - \operatorname{tg}^2 \frac{\rho_z}{2}}$$

$$\operatorname{tg} \frac{\rho_z}{2} = u \text{ dönüşümü ile,}$$

$$\mu_z = \frac{2 \cdot u}{1 - u^2} \rightarrow 1 - u^2 = \frac{2 \cdot u}{\mu_z}$$

$$u^2 + \frac{2}{\mu_z} \cdot u - 1 = 0$$

$$u_{1,2} = \frac{-\frac{2}{\mu_z} \pm \sqrt{\frac{4}{\mu_z^2} + 4}}{2}$$

$$u = \frac{-\frac{2}{\mu_z} + \frac{2}{\mu_z} \sqrt{1 + \mu_z^2}}{2}$$

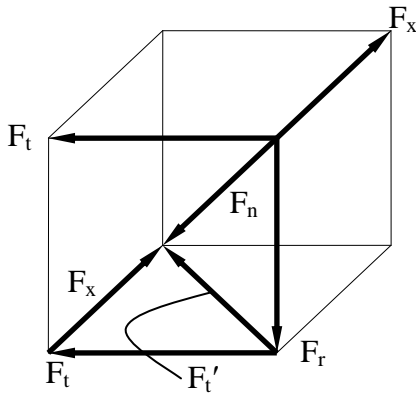
(Diğer kök alınırsa $\eta_{Z \max.} > 1$ olur)

$$u = \frac{-1 + \sqrt{1 + \mu_z^2}}{\mu_z}$$

$$\begin{aligned}
1-u &= 1 - \frac{-1 + \sqrt{1 + \mu_z^2}}{\mu_z} = \frac{\mu_z + 1 - \sqrt{1 + \mu_z^2}}{\mu_z} \\
1+u &= 1 + \frac{-1 + \sqrt{1 + \mu_z^2}}{\mu_z} = \frac{\mu_z - 1 + \sqrt{1 + \mu_z^2}}{\mu_z} \\
\frac{1-u}{1+u} &= \frac{(\mu_z + 1) - \sqrt{1 + \mu_z^2}}{(\mu_z - 1) + \sqrt{1 + \mu_z^2}} = \frac{[(\mu_z + 1) - \sqrt{1 + \mu_z^2}] \cdot [(\mu_z - 1) - \sqrt{1 + \mu_z^2}]}{[(\mu_z - 1) + \sqrt{1 + \mu_z^2}] \cdot [(\mu_z - 1) - \sqrt{1 + \mu_z^2}]} \\
\frac{1-u}{1+u} &= \frac{(\mu_z + 1) \cdot (\mu_z - 1) - (\mu_z + 1) \cdot \sqrt{1 + \mu_z^2} - \sqrt{1 + \mu_z^2} \cdot (\mu_z - 1) + (1 + \mu_z^2)}{(\mu_z - 1)^2 - (1 + \mu_z^2)} \\
\frac{1-u}{1+u} &= \frac{2 \cdot \mu_z^2 - 2 \cdot \mu_z \sqrt{1 + \mu_z^2}}{-2 \cdot \mu_z} = -\mu_z + \sqrt{1 + \mu_z^2} \\
\left(\frac{1-u}{1+u}\right)^2 &= \mu_z^2 - 2 \cdot \mu_z \sqrt{1 + \mu_z^2} + 1 + \mu_z^2 \\
\left(\frac{1-u}{1+u}\right)^2 &= 1 + 2 \cdot \mu_z \left[\mu_z - \sqrt{1 + \mu_z^2} \right] \\
\eta_{Z \max.} &= 1 + 2 \cdot \mu_z \left[\mu_z - \sqrt{1 + \mu_z^2} \right] \quad (50)
\end{aligned}$$

bulunur.

4.4 Kuvvetler;



F_n normal dış kuvveti

- F_r radyal kuvvet (düşey kuvvet)
- F_t' yatay kuvvet

F_t' Yatay kuvvet

- F_t teğetsel kuvvet
- F_x Eksenel kuvvet

F_n → F_r, F_t, F_x bileşenlerine ayrılır.

Dış kuvvetinin bileşenleri (Normal dış kuvveti ve bileşenleri) Şekil 15 te gösterilmiştir.

4.4.1 Nominal çevre kuvvetleri ($K_A=1$ için) F_t :

- Döndüren sonsuz vida,

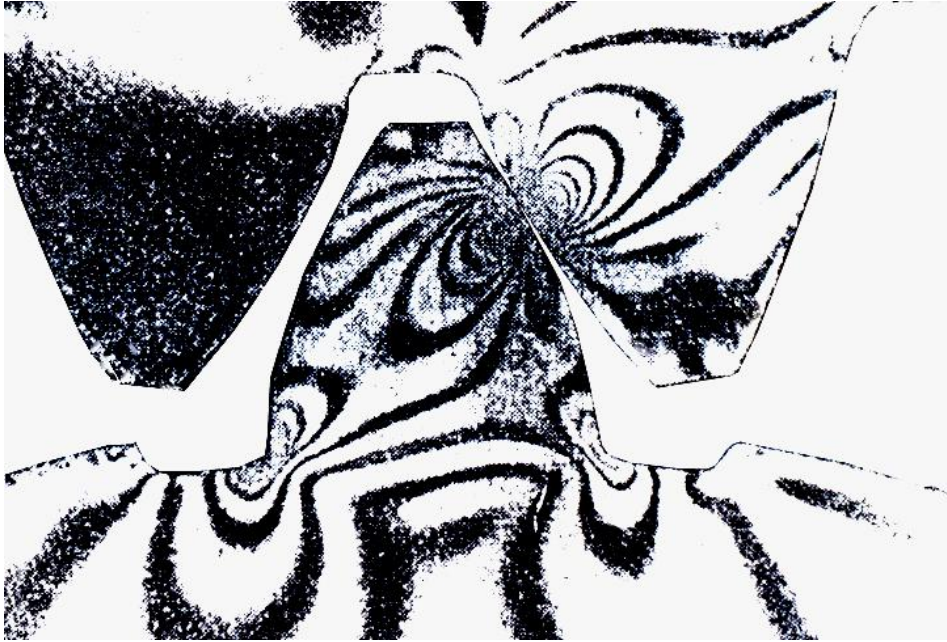
$$\underline{F_{m1}} = 2000 \cdot T_1 / dm_1 = 2000 \cdot T_2 / (dm_1 \cdot \eta_z \cdot u) \quad (51)$$

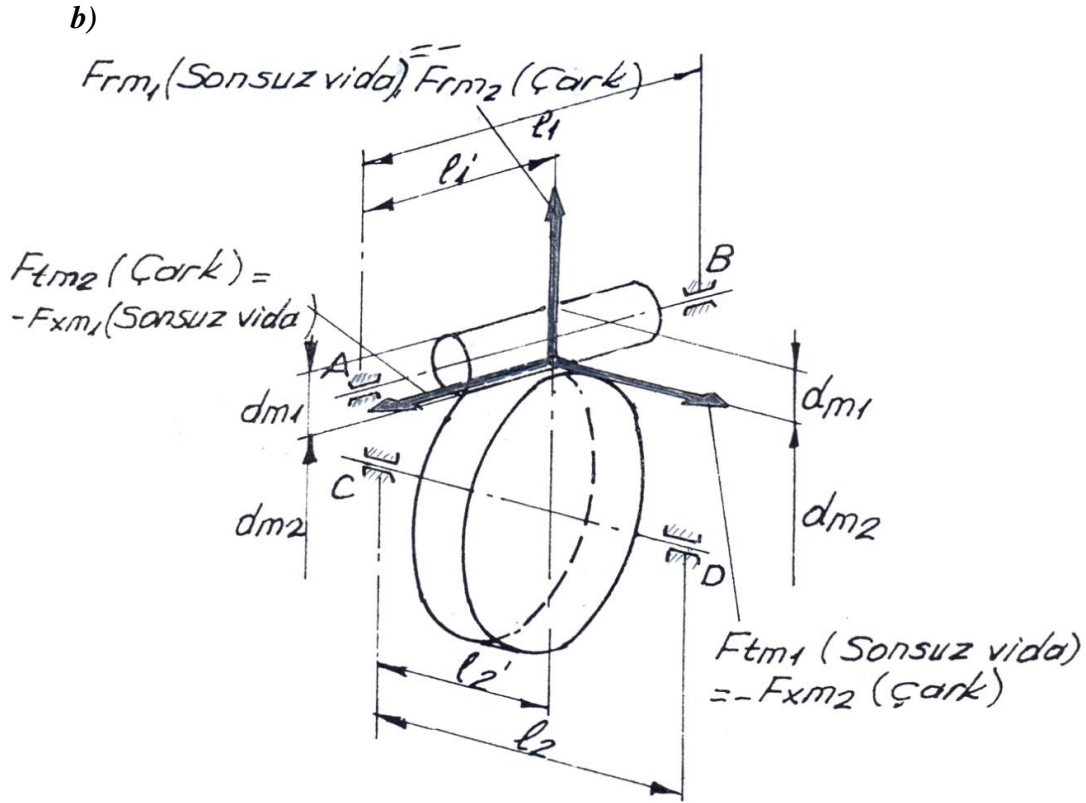
$$T_2 = T_1 \cdot \eta_z \cdot u$$

$$\underline{F_{m2}} = 2000 \cdot T_2 / dm_2 = 2000 \cdot T_1 \cdot \eta_z \cdot u / dm_2 \quad (52)$$

$$\frac{F_{m1}, F_{m2}}{N} \left| \frac{T_1, T_2}{Nm} \right| \frac{dm_1, dm_2}{mm}$$

a)





Şekil 15. a) Kavrama doğrusu boyunca etkiyen dış normal kuvveti F_n ' in oluşturduğu zorlama şekli.
b) Diş kuvvetinin bileşenleri ve yatak açıklıkları.

T_1 – Sonsuz vidanın nominal döndürme momenti

$$\underline{T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1}} \quad \frac{T_1}{Nm} \Big| \frac{P_1}{kW} \Big| \frac{n_1}{d/d} \quad (53)$$

T_2 – Çarkın nominal döndürme momenti (Eşitlik 6)

Mekanizmanın verimini yukarıda yerine koyalım.

$$\eta_z = \frac{tg \gamma_m}{tg(\gamma_m + \gamma_m)} \quad (\text{Eşitlik 45})$$

$$F_{m1} = 2000 \cdot T_2 \cdot tg \cdot (\gamma_m + \rho_z) / (dm_1 \cdot tg \gamma_m u)$$

$$tg \gamma_m = \frac{m \cdot z_1}{dm_1} = \frac{z_1}{q} \quad (\text{Eşitlik 13})$$

$$F_{m1} = 2000 \cdot T_2 \cdot tg \cdot (\gamma_m + \rho_z) / \left(dm_1 \cdot \frac{m \cdot Z_1}{dm_1} \cdot \frac{Z_2}{Z_1} \right)$$

$$F_{m1} = 2000 \cdot T_2 \cdot tg \cdot (\gamma_m + \rho_z) / (m \cdot Z_2)$$

$$F_{m1} = 2000 \cdot T_2 \cdot tg \cdot (\gamma_m + \rho_z) / dm_2$$

$$\underline{\underline{F_{m1} = F_{m2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma_m + \rho_z) = -F_{xm2}}} \quad (54)$$

$$\underline{\underline{F_{m2} = -F_{xm1}}} \quad (55)$$

- Döndüren çark;

$$\underline{\underline{F_{m1} = 2000 \cdot T_1 / dm_1 = 2000 \cdot T_2 \cdot \eta'_z / (u \cdot dm_1)}} \quad (56)$$

$$\underline{\underline{F_{m1} = F_{m2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma_m - \rho_z) = -F_{xm2}}} \quad (57)$$

$$\underline{\underline{F_{m2} = 2000 \cdot T_2 / dm_2 = 2000 \cdot T_1 \cdot u / (\eta'_z \cdot dm_2) = -F_{xm1}}} \quad (58)$$

4.4.2 Diş normal kuvveti F_n ,

- Döndüren sonsuz vida;

$$\underline{\underline{F_n = F_{nm1} = F_{nm2} = F_{m1} / [\cos \alpha_n (\sin \gamma_m + \mu_z \cdot \cos \gamma_m)]}} \quad (59)$$

- Döndüren çark;

$$\underline{\underline{F_n = F_{nm1} = F_{nm2} = F_{m1} / [\cos \alpha_n (\sin \gamma_m - \mu_z \cdot \cos \gamma_m)]}} \quad (60)$$

4.4.3 Eksenel kuvvetler F_x ;

- Döndüren sonsuz vida;

$$\underline{\underline{F_{xm1} = -F_{xm2} = -F_{m1} / \operatorname{tg}(\gamma_m + \rho_z)}} \quad (61)$$

$$\underline{\underline{F_{xm2} = -F_{xm1} = -F_{m2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma_m + \rho_z)}} \quad (62)$$

- Döndüren çark;

$$\underline{\underline{F_{xm1} = -F_{xm2} = -F_{m1} / \operatorname{tg}(\gamma_m - \delta z)}} \quad (63)$$

$$\underline{\underline{F_{xm2} = -F_{xm1} = -F_{m2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma_m - \rho_z)}} \quad (64)$$

4.4.4 Radyal kuvvetler F_r ;

Döndüren sonsuz vida veya çark;

$$\underline{\underline{F_{r1} = F_{r2} = F_n \cdot \sin \alpha_n = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n / \sin(\gamma_m + \rho_z)}} \quad (65)$$

$$\underline{\underline{F_{r1} = F_{r2} = F_n \cdot \sin \alpha_n = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n / \cos(\gamma_m - \rho_z)}} \quad (66)$$

4.5 Toplam kayıp güç (Toplam güç kaybı) P_V ;

Mekanizmalarda, meydana gelen güç kaybı ısıya dönüşerek sistemde bir sıcaklık artışı meydana getirir ki bu sıcaklık, yağlayıcı maddenin viskozitesi ve ömrü için çok önemlidir. Dolayısıyla, ortaya çıkan bu ısının dışarıya (ortama) atılması çarelerinin (mesela, özel bir yağ soğutma düzeni gibi) aranması gerekir.

Toplam güç kaybı genel olarak,

$$\underline{\underline{P_V = P_{Vz} + P_{VLP} + P_{VO}}} \quad (67)$$

şeklinde yazılabilir.

P_{Vz} – Diş sürtünme kaybı

Normal diş kuvvetlerinin iletilmesi esnasında dişlerin temas yüzeyleri arasındaki kayma-yuvarlanma hareketlerinden dolayı meydana gelen güç kaybıdır.

$$\underline{\underline{P_{Vz} = F_n \cdot \mu_z \cdot \mathcal{G}_{gm} \cdot 10^{-3}}} \quad \frac{P_{Vz}}{kw} \left| \frac{\mathcal{G}_{gm}}{m/s} \right| \frac{F_n}{N} \quad (68)$$

$$(N \cdot m/s = \text{watt} \rightarrow N \cdot m/s \cdot 10^{-3} = \text{watt} \cdot 10^{-3} = kw)$$

veya,

- Döndüren sonsuz vida;

$$\eta_z = \frac{P_1 - P_{Vz}}{P_1} = 1 - \frac{P_{Vz}}{P_1}$$

$$\underline{\underline{P_{Vz} = P_1 \cdot (1 - \eta_z) = P_2 \cdot (1 - \eta_z) / \eta_z}} \quad (69)$$

- Döndüren çark;

$$\underline{\underline{P_{Vz} = P_2 \cdot (1 - \eta'_z) = P_1 \cdot (1 - \eta'_z) / \eta'_z}} \quad (70)$$

P_1 giriş P_2 çıkış gücüdür.

P_{VO} – Boşta çalışma kaybı.

Bu kayıp güç;

- Dalma yağlama da, yağ sıçratma kaybı (Dişlilerin yağa çarpması ile meydana gelen güç kaybı),
- Püskürtme yağlamada, sıkıştırma kaybı (Yağın diş boşluklarından dışarı atılması),
- Disk sürtmesi (ventilasyon kaybı),

olarak ifade edilebilir.

Mekanizma rulmanlı yataklarla yataklanmış, sonsuz vida altta ve yatay. Dalma yağlama. Deneylere göre (Huber, G) boşta çalışma kayıp gücü;

$$\underline{\underline{P_{VO} = 10^{-7} \cdot a \cdot (n_1/60)^{4/3} \cdot (v_{50} + 90)}} \quad (71)$$

$$\frac{P_{VD}}{kW} \left| \frac{a}{mm} \right| \frac{n_1}{d/d} \left| \frac{v_{50}}{mm^2/s} \right|$$

V_{50} - 50°C de yağın kinetik viskozitesi (Şekil 31)

P_{VLP} – Yatak kaybı

Yatak yükünden meydana gelen kayıp güç P_{VLP} , yaklaşık olarak;

$$\underline{\underline{P_{VLP} = P_1 \cdot (0,005...0,01)}} \quad 4 \text{ rulmanlı yatak için} \quad (72)$$

$$\underline{\underline{P_{VLP} = P_1 \cdot (0,02...0,03)}} \quad 4 \text{ kaymalı yatak için} \quad (73)$$

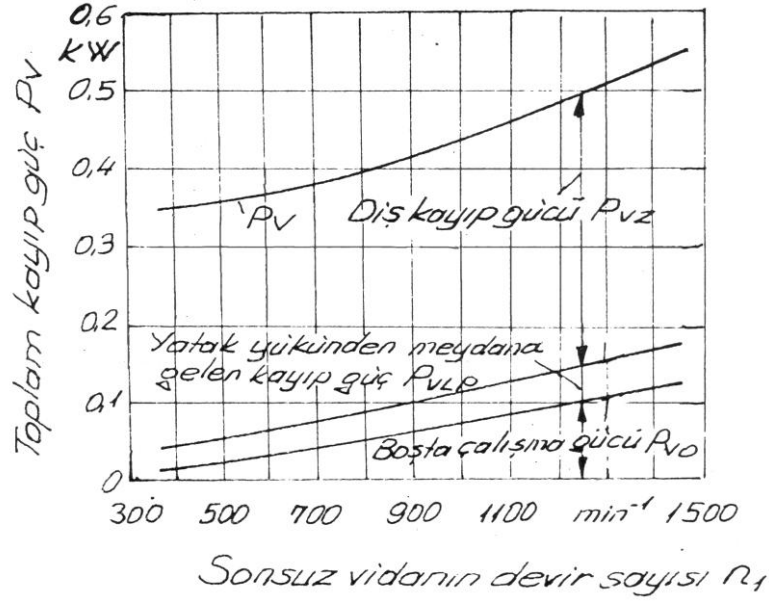
Konik makaralı yataklarla yataklanmış ve tek kademeli sonsuz vida mekanizmalarında yaklaşık olarak;

$$\underline{\underline{P_{VLP} = 0,23 \cdot P_2 \cdot (a/100)^{0,44} \cdot u/dm_2}} \quad (74)$$

$$\frac{P_{VLP}}{kW} \left| \frac{a}{mm} \right| \frac{P_2}{kW} \left| \frac{dm_2}{mm} \right|$$

Daha hassas hesaplar rulmanlı yatak imalatçıları tarafından verilmiştir.

Toplam kayıp güç ve bileşenleri ilgili bir örnek Şekil 16 da gösterilmiştir.



Şekil 16. Toplam kayıp güç bileşenlerine bir örnek. Silindirik sonsuz vida mekanizması:
 $a=100\text{mm}$, $i=19$, $d_{m1}=48\text{mm}$, $m=4\text{mm}$, $\gamma_m=9^\circ 28'$, ortalama çark momenti $T_2=300\text{Nm}$ ve mekanizma gövdesi cidar sıcaklığı $\vartheta_u = 50^\circ\text{C}$.

4.6 Toplam verim η_G , η'_G ;

- Döndüren sonsuz vida;

$$\eta_G = \frac{P_2}{(P_2 + P_V)} = \frac{(P_1 - P_V)}{P_1} \quad (75)$$

- Döndüren çark;

$$\eta'_G = \frac{P_1}{(P_1 + P_V)} = \frac{(P_2 - P_V)}{P_2} \quad (76)$$

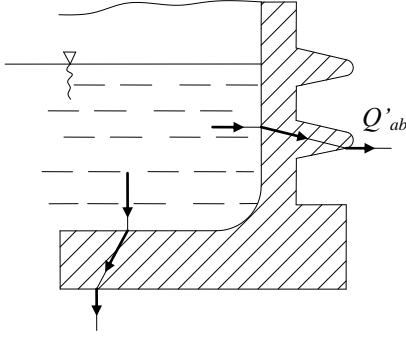
Toplam verim ile ilgili bazı değerler Cetvel 4 ve Cetvel 14 te verilmiştir.

Cetvel 15. Silindirik sonsuz vida mekanizmalarında ortalama η_G değerleri
 (Döndüren sonsuz vida, yataklar rulmanlı ve madeni yağ kullanılmıştır)
 Çift parantez: Otoblokaj
 Tek parantez: Hareketsizlik (Tehlikeli otoblokaj)

Sonsuz vidanın devir sayısı [d/d]	Çevrim oranı				
	5	10	20	40	70
15	79...90	69...81	59...71	(48...60)	((36...47))
150	85...93	79...89	72...82	60...70	(47...58)
1500	91...96	88...95	82...91	75...84	64...75

4.7 Sıcaklık emniyeti S_T nin kontrolü (sabit yük ve devir sayısında);

Mekanizma kutusunda, güç kaybı P_V den dolayı ortaya çıkan ısı ki bu ısıya üretilen ısı diyebiliriz sistemde bir sıcaklık artışı meydana getirir. Bu sıcaklık artışı, güç kaybı ve sistemden dışarı çıkan ısı miktarı arasında denge oluşuncaya kadar devam eder.



Üretilen bu ısı miktarı başlıca;

- Mekanizma kutusunun dış yüzeyinden çevre ortama taşınım (doğal veya zorlanmış) ve ışıınım yolu ile (Genel olarak iletim halini ihmal etmek mümkündür. 0°C de havanın ısı iletim katsayısı $0,0000244 \text{ kw/m}^\circ\text{C}$)
- Dışarıdan yağla beslenen sistemlerde (Pompaı yağlama. Örneğın püskürtme yağlama ve devri daim yağlama gibi), boru şebekeleri ve soğutucularda dolaşan yağ tarafından dışarı atılan ısı ile,
- Tabana iletim yolu ile,
- Milden çevre ortama taşınım yolu ile

sistemden dışarı çıkmaktadır.

Mekanizma kutusundan çıkan ısı miktarı veya mekanizma kutusunun dış yüzeyinden dışarı çıkan ısı miktarı (mekanizma kutusunun soğutma gücü);

$$\underline{\underline{Q'_{ab} = g_{u\infty} \cdot A_{ca} \cdot k_{ca}}} \quad \frac{Q'_{ab}}{kw} \Big| \frac{g_{u\infty}}{^\circ\text{C}} \Big| \frac{A_{ca}}{m^2} \Big| \frac{k_{ca}}{kw/(m^2^\circ\text{C})} \quad (77)$$

formülünden hesaplanabilir.

$g_{u\infty}$ - Mekanizma kutusunun dış cidarındaki sürekli sıcaklık değeri (Dış cidar sıcaklığı)

$$\underline{\underline{g_{u\infty em} = \left[(g_{Lsınır} - g_{ai}) / (1,03 + 0,1 \cdot \sqrt{n_1/1000}) \right] - 1,5}} \quad (78)$$

$$\frac{g_{u\infty em}}{^\circ\text{C}} \Big| \frac{g_{Lsınır}}{^\circ\text{C}} \Big| \frac{g_{ai}}{^\circ\text{C}} \Big| \frac{n_1}{d/d}$$

$g_{u\infty em}$ - Mekanizma kutusunun dış cidarındaki sürekli sıcaklığın müsaade edilen değeri (Dış cidar sıcaklığı emniyet değeri veya max.dış cidar sıcaklığı)

$g_{Lsınır}$ - Karterdeki yağ sıcaklığının sınır değeri (Max.yağ sıcaklığı)

$$\underline{\underline{g_L \cong g_{u\infty} + (15...20^\circ\text{C} \rightarrow (K))}} \quad \frac{g_L}{^\circ\text{C}} \Big| \frac{g_{u\infty}}{^\circ\text{C} \rightarrow (K)} \quad (79)$$

$$g_L < g_{Lsınır}$$

olmalıdır.

$$\underline{\underline{\mathcal{G}_{Lsmir} = 70...80^{\circ}C; \mathcal{G}_{Lem.AGMA} = 100^{\circ}C}} \quad (80)$$

Bu değer (AGMA ya göre de müsaade edilen), yaklaşık olarak 100°C olabilir. Üzerinde, yağlayıcı maddenin ömrü çok hızlı bir şekilde azalır ve radyal sızdırmazlık elemanın (keçenin) malzemesi hasar görür. Katkı maddeleri ile ~130°C ye çıkmak mümkündür.

\mathcal{G}_{ai} - Dış hava sıcaklığı (ortam veya çevre sıcaklığı)

A_{ca} - Mekanizma kutusunun dış yüzeyi (etkili soğutma yüzeyi)

Soğutma yüzey alanı Şekil 17 deki gibi soğutma kanatçıklı (kaburgalı) olan stasyonier (sabit) sonsuz vida mekanizmalarında;

- İyi soğutma kanatlı mekanizma kutuları için,

$$\underline{\underline{A_{ca} \cong 9 \cdot 10^{-5} \cdot a^{1,85}}} \quad \left. \frac{A_{ca}}{m^2} \right| \frac{a}{mm} \quad (81)$$

- Daha az iyi soğutma kanatlı mekanizma kutuları için,

$$\underline{\underline{A_{ca} \cong 9 \cdot 10^{-5} \cdot a^{1,80}}} \quad \left. \frac{A_{ca}}{m^2} \right| \frac{a}{mm} \quad (82)$$

İyi soğutma kanatlı mekanizma kutularında istenilen özellikler:

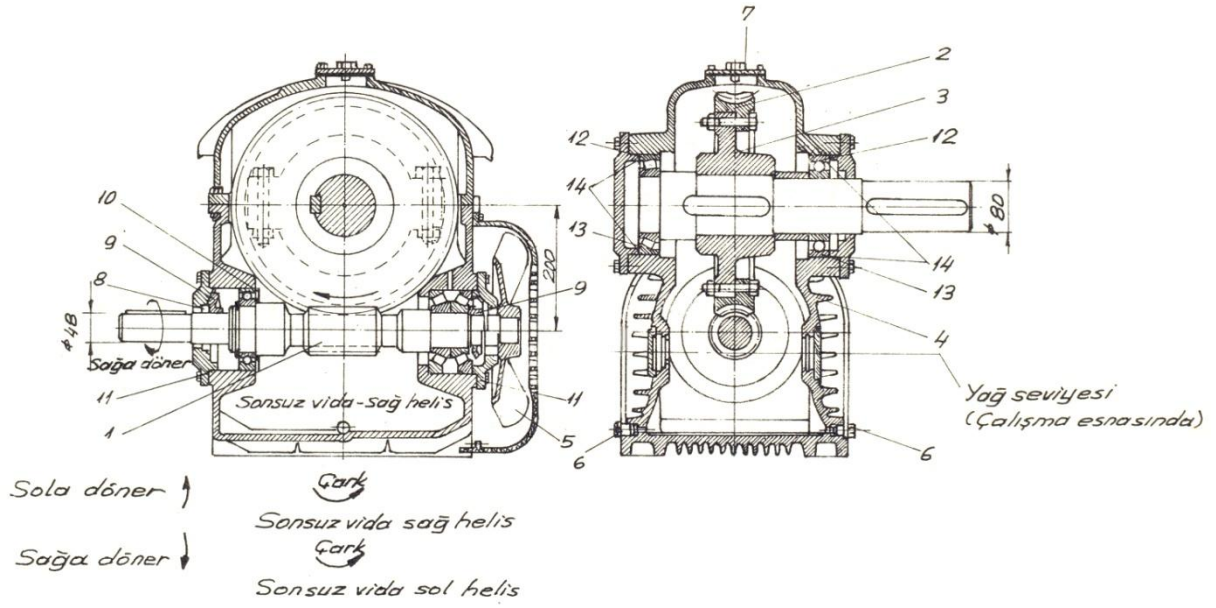
- Kanatlar hava akışı yönünde olmalı,
- Büyük soğutma yüzeyi oluşturulmalı,
- Montaja bağlı olarak konveksiyon (taşınım) engellenmemeli

Soğutma yüzeyi, Şekil 18 veya projemizdeki gibi soğutma kanatçıklı olan sonsuz vida mekanizmalarında, “Dudley/Winter” tarafından mekanizma kutusunun tabanı ve flanşlar ihmal edilerek;

$$\underline{\underline{A_{ca} = 115 \cdot a^{1,7}}} \quad \left. \frac{A_{ca}}{m^2} \right| \frac{a}{mm} \quad (83)$$

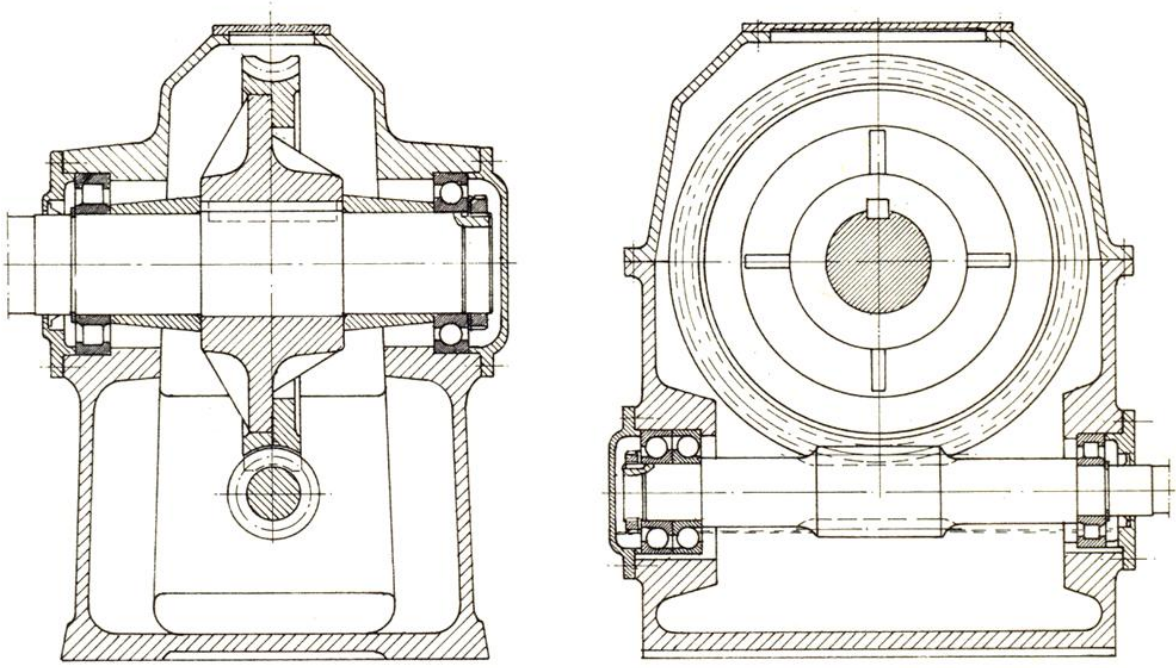
formülü verilmiştir.

Gerekirse, mekanizma kutusunun dış yüzeyi soğutma kanatlarının ilavesi ile büyütülebilir. Burada, kanatlar ince ve yüksek olmamalı, kanatların imalatında üçgen profil tavsiye edilmeli çünkü bu profil, ısıyı en iyi şekilde verebilir ayrıca ısı geçişinde sıcaklık düşüşü de daha uygundur (Şekil 19).

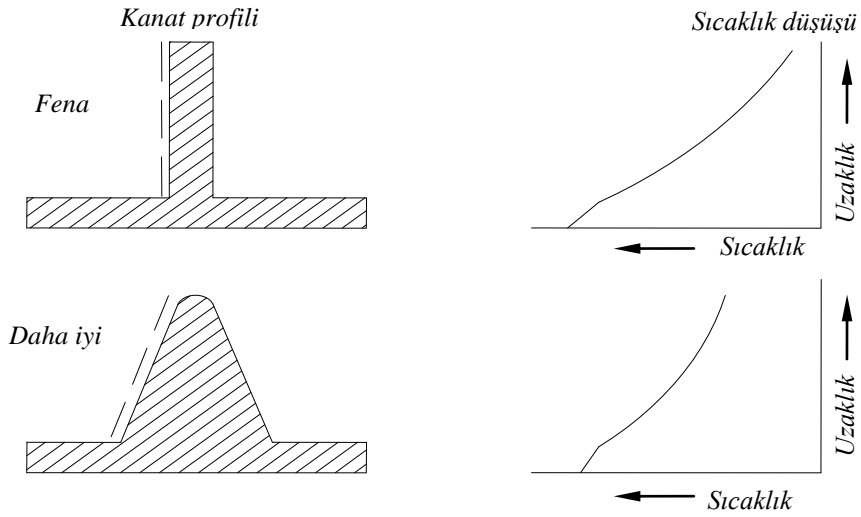


Şekil 17. Sonsuz vida mekanizması (Flender, Bocholt). Nominal güç 24,5 kw,
 $n_1 = 1500 d/d$, $u = 20,5$.

- 1- H- sonsuz vidası: 16MnCr5 semantasyonla sertleştirilmiş ve taşlanmış.
- 2- Çark çemberi: Gz-CuSn12
- 3- Çark göbeği: St37
- 4- Mekanizma kutusu: GG20, yatık soğutma kanatlı
- 5- Vantilatör
- 6- Yağ boşaltma deliği
- 7- Havalandırma ve gözetleme deliği
- 8- Radyal keçe (içeriye sızdırmaz)
- 9- İleve sızdırmazlık halkası
- 10- Yağ sıçratma diski
- 11- Yağ geri dönüşü
- 12- Bilyalı yatak (hafif işletmeler için)
- 13- Konik makaralı yatak (ağır işletmeler için)
- 14- Çarkın aksenal ayarı için alıştırma pulları (şimler).



Şekil 18. Soğutma kanatlıksız sonsuz vida mekanizması (FAG).



Şekil 19. Dikdörtgen ve üçgen kesitli boyuna kanatlarda sıcaklık düşüşü (Leimann, D.O)

k_{ca} – Isı geçiş katsayısı (Hava içindeki ısı geçişinde)

- Sonsuz vida altta ve yatay, vantilatörlü mekanizmalarda;

$$k_{ca} \cong 6,6 \cdot 10^{-3} \left[1 + 0,4 \cdot (n_1/60)^{0,75} \right] \frac{k_{ca}}{kw/m^2 \cdot ^\circ C} \left| \frac{n_1}{d/d} \right. \quad (84)$$

↓
(°K)

- Sonsuz vida altta ve yatay, vantilatörsüz mekanizmalarda;

$$\underline{\underline{k_{ca} \cong 6,6 \cdot 10^{-3} \left[1 + 0,23 \cdot (n_1/60)^{0,75} \right] \frac{k_{ca}}{kw/m^2 \cdot ^\circ C} \left| \frac{n_1}{d/d} \right.}} \quad \downarrow \quad (85)$$

($^\circ K$)

Sonsuz vida üstte ve yatay ise k_{ca} , yukarıdaki değerlere göre yaklaşık %20 kadar azalır.

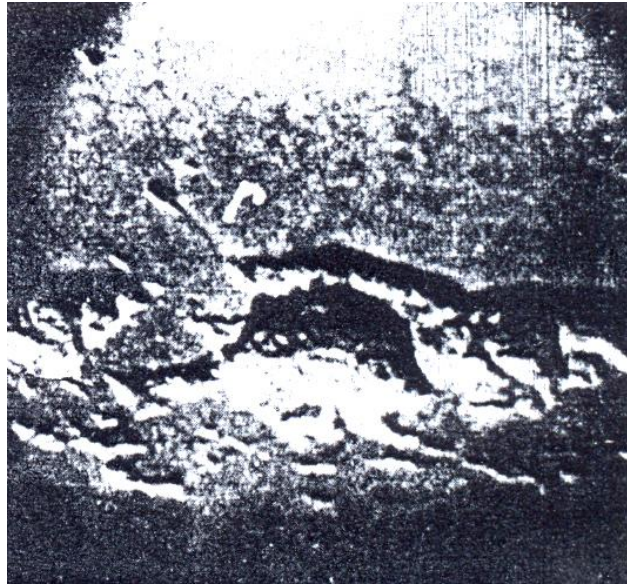
Sıcaklık emniyeti;

$$\underline{\underline{S_T = Q'_{ab} / P_V \geq 1}} \quad (86)$$

olmalıdır (P_V ; eşitlik 67 den, toplam verim belli ise eşitlik 75 veya 76 dan hesaplanabilir).

4.8 Pitting emniyeti (yüzey emniyeti) S_H nin kontrolü;

Diş yüzeylerinin yük taşıma kabiliyeti, müsaade edilen diş yüzey basıncı ile belirlenir. Taşınabilecek basıncın aşılması halinde, özellikle sertleştirilmemiş yüzeylerde malzeme parçacıklarının kopması sonucu ufak çukurcuklar şeklinde hasar (kepeklenme-pitting) meydana gelir (Şekil 20).



Şekil 20. Islah çeliğinden yapılmış bir uçak dişlisinin yan yüzeylerinde pitting oluşu. “r” harfi ile gösterilen az sayıdaki çatlaklardır. (M.ten Bosch)

4.8.1 Ortaya çıkan yüzey basıncı σ_H :

Taşıma kabiliyeti hesabında; kavrama noktasında, dış normal kuvveti dolayısı ile dış yüzeylerinde ortaya çıkan basınç esas alınır. Gerilme hali, bir normal kuvvetle birbirine bastırılan bombeli iki elastik cisim durumuna uyduğundan, Hertz denklemleri ile hesap yapılabilir.

Ortalama yüzey basıncı;

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_P \sqrt{1000 \cdot T_2 \cdot K_A / a^3} \quad (87)$$

$$\frac{\sigma_H}{N/mm^2} \left| \frac{Z_E}{(N/mm^2)^{1/2}} \right| \left| \frac{T_2}{Nm} \right| \left| \frac{a}{mm} \right|$$

Z_E - Elastisite faktörü (Cetvel 1).

veya,

$$Z_E = \left\{ \pi \cdot \left[\frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1} \right] + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2} \right\}^{-\frac{1}{2}} \quad (88)$$

formülünden hesaplanır.

ν - Poisson sayısı

Çelik, dökme demir ve hafif metaller için $\nu = 0,3$ alınırsa,

$$Z_E = \left[\pi \cdot \left(\frac{1 - 0,3^2}{E_1} + \frac{1 - 0,3^2}{E_2} \right) \right]^{\frac{1}{2}} = \left[2,86 \cdot \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$Z_E = \left[2,86 \cdot \left(\frac{E_1 + E_2}{E_1 \cdot E_2} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$Z_E = \left\{ E_1 \cdot E_2 / [2,86(E_1 + E_2)] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (89)$$

Cetvel 1c deki eşitlik elde edilir.

E_1, E_2 - Malzemelerin elastiklik modülleri (Cetvel 1)

Z_P - Temas faktörü (Şekil 8)

T_2 - Sonsuz vida çarkının döndürme momenti (Eşitlik 6)

K_A - Çalışma veya işletme faktörü (Cetvel 2)

Ortaya çıkan max.dış yükü olarak:

$N_{\min} al \cdot K_A$

alınır.

Taşıma kabiliyeti için daima esas alınan döndürme momenti de:

$$T_{\max.} = T_{\text{nom.}} \cdot K_A$$

değerini alır.

4.8.2 Müsaade edilen yüzey basıncı (yüzey emniyet basıncı) σ_{HP} ;

Basınçla zorlanan diş yüzeylerindeki hasarları önlemek veya müsaade edilebilecek sınırlar içinde tutmak için, max.etkili basıncın malzemeye, kullanma amacına ve işletme şartlarına bağlı değerinin belirli bir sınırı asla aşmaması gerekir.

Yüzey emniyet basıncı σ_{HP} ;

$$\underline{\underline{\sigma_{HP} = \sigma_{H \text{ lim}} \cdot Z_h \cdot Z_n / S_{H \text{ min}}}} \quad \left| \frac{\sigma_{HP}}{N/mm^2} \right| \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{N/mm^2} \quad (90)$$

denkleminde hesaplanabilir.

$\sigma_{H \text{ lim}}$ - Pitting sürekli mukavemeti (Cetvel 1)

Z_h - Ömür faktörü

$$\underline{\underline{Z_h = (25000/L_h)^{1/6} \leq 1,6}} \quad (91)$$

L_h - Tam yükte işletme saati olarak ömür (tam yük ömrü)

kısa süreli çalışmalarda, örneğin işletme yüzdesi (ED)%40 olan mekanizmalarda, $L_h = 0,4 \cdot L_{\text{toplam}}$ alınır.(Sürekli işletme halinde $ED = \%100$ dür.)

$Z_h > 1$ olması halinde sıcaklık emniyeti kontrolünün önemi artar. Yine kısa süreli çalışmalarda (armatürler, klapeler gibi) $Z_h > 1,6$ olabilir.

Z_n - Yük değişme faktörü (değişken yük faktörü)

Değişmeyen devir sayılarında

$$Z_n = \left[1 / \left(\frac{n_2}{8} + 1 \right) \right]^{1/8} \quad (92)$$

n_2 - Çarkın devir sayısı

$S_{H \min}$ - Minimum pitting emniyeti (pitting oluşumuna karşı emniyet katsayısının en küçük değeri)

$$S_{H \min} = 1 \dots 1,3 \quad (\text{Eşitlik 11})$$

alınır.

Pitting emniyeti;

$$\underline{\underline{\sigma_H \leq \sigma_{HP}}} \quad (93)$$

veya

$$\begin{aligned} Z_E \cdot Z_P \sqrt{1000 \cdot T_2 \cdot K_A / a^3} &\leq \sigma_{H \lim} \cdot Z_h \cdot Z_n / S_{H \min} \\ \frac{\sigma_{H \lim} \cdot Z_h \cdot Z_n}{Z_E \cdot Z_P \sqrt{1000 \cdot T_2 \cdot K_A / a^3}} &\geq S_{H \min} \\ \underline{\underline{S_H = \sigma_{H \lim} \cdot Z_h \cdot Z_n / (Z_E \cdot Z_P \sqrt{1000 \cdot T_2 \cdot K_A / a^3})}} &\geq S_{H \min} \end{aligned} \quad (94)$$

olmalıdır.

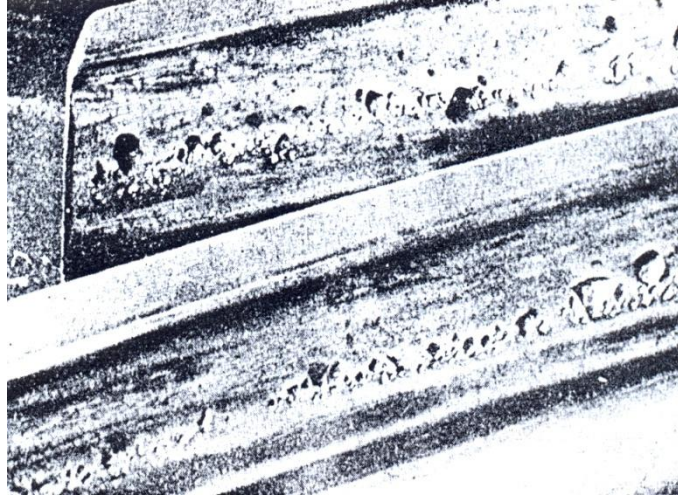
4.9 Aşınma emniyeti S_W' nin kontrolü;

Diş zorlanmalarından başka “zımparalama” (abrazyon) etkisi veya “yenme” sonucu diş yüzeylerinde “aşınma” meydana gelir. Kuru sürtünme ve yarı-sıvı sürtünme bölgesinde, özellikle ilk harekette ve yavaş dönen mekanizmalarda ortaya çıkan mekanik aşınma (abrazyon) “kayma aşınması” olarak isimlendirilir. Yetersiz yağlama ve hatalı diş geometrisi halinde düzgün olmayan bir şekilde ortaya çıkan kayma aşınması, mekanizmanın zamanından önce kullanılmaz hale gelmesi sonucunu doğurur (Şekil 21)

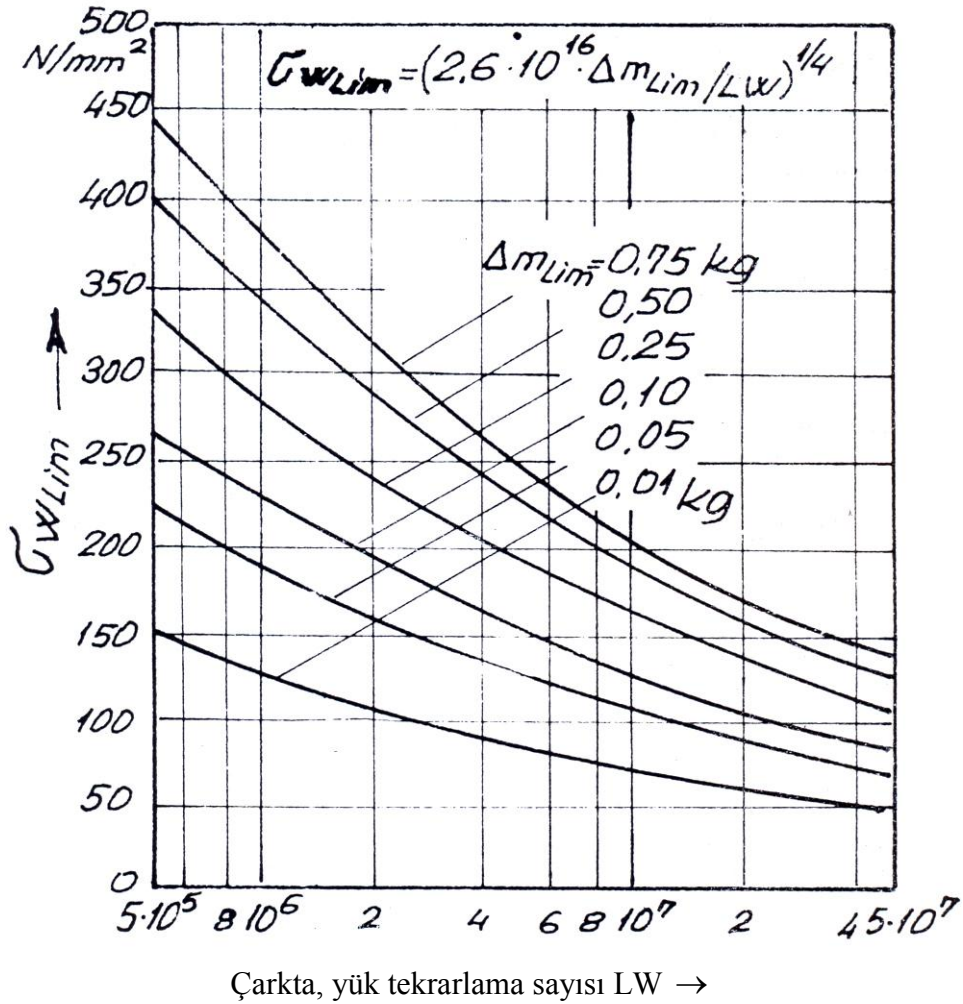
$\sigma_{W \lim}$ - Aşınma mukavemeti $[N/mm^2]$

$\Delta_{m \lim}$ - Müsaade edilen aşınma miktarı veya aşınma emniyet miktarı $[gr]$

ve ömür arasında, malzeme / yağlama maddesi-çifti ve işletme şartlarına göre bir diyagram verilmiş ve bu diyagram Şekil 22 de gösterilmiştir.



Şekil 21. Dökme demirden bir dişli çarkta aşınma izleri.



Şekil 22. Aşınma mukavemeti σ_{wLim} değerleri.

Malzeme çifti: Gz-CuSn12/16MnCr5 semantasyonla sertleştirilmiş ve taşlanmış.

Yağlayıcı madde: EP madeni yağ; L4

(EP-Yağları: Extrem pressure yağları, hypoid yağları da denir.

L_W - Yük tekrarlama sayısı

$$\underline{\underline{L_W = L_h \cdot n_2 \cdot 60}} \quad (95)$$

Müsaade edilen aşınma yüzey basıncı veya aşınma yüzey emniyet basıncı;

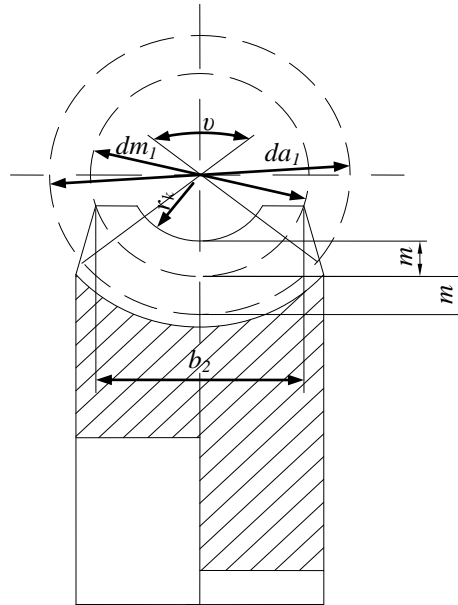
$$\sigma_{WP} = \sigma_{W \lim.} \cdot W_p \cdot W_R \cdot W_V / S_{W \min.} \quad \frac{\sigma_{WP}}{N/mm^2} \quad \frac{\sigma_{W \lim.}}{N/mm^2} \quad (96)$$

denklemden hesaplanabilir.

Aşınma mukavemeti $\sigma_{W \lim.}$ değerinin elde edilmesi;

- Aşınma emniyet miktarı $\Delta_{m \lim}$ seçilir L_W ve $\Delta_{m \lim}$ ile şekil 22 deki diyagramdan $\sigma_{W \lim.}$ bulunur.
- Aşınma miktarı Δ_m hesaplanır, $\Delta_m = \Delta_{m \lim}$ alınarak yukardaki işlem tekrarlanır,

Δ_m 'nin hesaplanması:



Şekil 23. Bir çark dişinin yüzey alanı (yan yüz alanı) hesabında kullanılan büyüklükler.

$$\underline{\underline{\Delta m = \Delta s_n \cdot Z_2 \cdot A_{z2} \cdot \rho_{\text{çark}} / 10^6}} \quad (97)$$

$$\frac{\Delta m}{kg} \left| \frac{\Delta s_n}{mm} \right| \left| \frac{A_{z2}}{mm^2} \right| \left| \frac{\rho_{\text{çark}}}{m \cdot gr/mm^3} \right|$$

Δs_n - Normal diş profilinde çarkın diş kalınlığı aşınması

- Bütün küçük yüklü mekanizmalarda, sonsuz vida çarkının dişinde sivri tepe oluşmamalı ve

$$\underline{\underline{\Delta s_n \leq 0,3 \cdot m_n}} \quad (98)$$

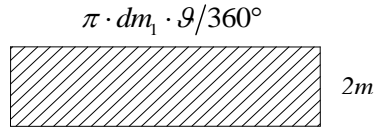
olmalıdır.

- Bütün güç ileten mekanizmalarda, L_h ömrü süresince aşınmadan dolayı zayıflayan çark dişlerinin diş taban emniyeti S_F (Eşitlik 109) yeterli olmalıdır. Diş tabanın yük taşıma kabiliyeti yaklaşık olarak S_{fn}^2 (S_{fn} - Diş taban kalınlığı) ile orantılı olup, $S_{fn} \cong 2 \cdot m_n$ dir. S_F , aşınma ile azalacağından Δs_n de yaklaşık olarak $(1 - \Delta s/2 \cdot m_n)^2$ faktörü ile azalır.

A_{z2} - Bir çark dişinin yüzey alanı (yan yüz alanı).

$$\underline{\underline{A_{z2} = A_{p2} / (\cos \gamma_m \cdot \cos \alpha)}} \quad (99)$$

A_{p2} - Sonsuz vidanın alın kesitindeki projeksiyon (şekil) alanı (Şekil 23)



Normal diş yüksekliğinde,

$$\underline{\underline{A_{p2} \cong 2 \cdot \pi \cdot m \cdot dm_1 \cdot \vartheta / 360^\circ}} \quad (100)$$

Kontrüksiyonlarda yaklaşık olarak $\vartheta \cong 90^\circ$ alınır.

$\rho_{\text{çark}}$ - Çark malzemesinin yoğunluğu (Cetvel 15)

Cetvel 16. Aşınma çifti faktörü W_p , karakteristik hız \mathcal{G}_{g0} , ve malzeme yoğunluğu $\rho_{\text{çark}}$, değerleri
(Malzeme / yağlama maddesi çifti için)

- Taşlanmış, $R_z \cong 3 \mu m$
- Özel pirinç
- Sementasyonla sertleştirilmiş, sertlik ~60 HRC
- Islah edilmiş
- L4: EP katkılı madeni yağ, korozyona ve yaşlanmaya karşı korunmuş; $\nu_{50} = 165 \text{ mm}^2/s$, VI (viskozite indeksi)=95
- S2: Sentetik yağ (Polyather); $\nu_{50} = 165 \text{ mm}^2/s$, VI=210
- Dağılım alanı, katıksız, katıklı ve bitkisel yağlar için kontrol edilir.
- S1: Sentetik yağ (Polyglycol); $\nu_{50} = 95 \text{ mm}^2/s$, VI=140
- İnce taneli yapı savurma döküm için; kaba taneli yapıda (kum döküm) değerler %50 ve daha aşağı azaltılabilir.
- Deneysel değerler yok

Çark		Gz-CuSn12		Gz-CuSn12Ni		Gz-CuSn14, Gz-CuZn11Ni ^b , Gz-CuAl10Ni		
Sonsuz vida		16MnCr5 ^c , 42CrMo4 ^d		16MnCr5 ^c , 42CrMo4 ^d		16MnCr5 ^c		
Birim								
Yağ L4 ^e	Wp^j - (Tesir sahası) ^g	1 (0,88...1,37)	0,63 (0,56...0,87)	1,04 (0,91...1,42)	1,21 (1,06...1,66)	0,74 (0,65...1,01)	1,30 (1,14...1,78)	0,63 (0,55...0,86)
	\mathcal{G}_{g0} m/sn	0,11	0,65	0,13	0,06	0,34	0,04	0,86
Yağ S 2 ^f Yağ S 1 ^h	Wp^j -	1,71 (0,98)	1,56 (0,89)	2,03 (1,16)	-k -k	2,28 (1,31)	1,62 (0,93)	-k -k
	\mathcal{G}_{g0} m/sn	0,10	0,85	0,10		0,06	0,005	-k
$\rho_{\text{çark}}$	mg/mm ³	8,8		8,8		8,9	8,3	7,4

Bulunanlar (97) eşitliğinde yerine konursa,

$$\Delta m = \Delta s_n \cdot Z_2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot m \cdot dm_1 \cdot (90^\circ/360^\circ) / (\cos \gamma_m \cdot \cos \alpha) \rho_{\text{çark}} \cdot 10^6$$

$$\underline{\underline{\Delta m \cong 1,5 \cdot \Delta s_n \cdot Z_2 \cdot m \cdot dm_1 \cdot \delta_{\text{çark}} / (10^6 \cdot \cos \gamma_m \cdot \cos \alpha)}} \quad (101)$$

bulunur.

W_P - Aşınma çifti faktörü

Malzeme çiftine ve yağlayıcı maddeye göre W_P değerleri Cetvel 15 te verilmiştir.

W_R - Aşınma pürüz faktörü

Deneylere göre;

$$\underline{\underline{W_R \cong \sqrt[4]{R_z / R_{zo}}}} \quad (102)$$

R_z - Sonsuz vida yüzeyindeki ortalama pürüz derinliği (Eşitlikler: 39, 40, 41, 42)

R_{zo} - Mukayese pürüz derinliği (Eşitlik 43)

W_V - Aşınma hız faktörü

$$\underline{\underline{W_V = \sqrt[4]{n_1 \cdot (\mathcal{G}_{go} + \mathcal{G}_{gm}^{1,5}) / (u \cdot \mathcal{G}_{gm})}}} \quad (103)$$

\mathcal{G}_{go} - Karakteristik hız (cetvel 15)

\mathcal{G}_{gm} - Ortalama kayma hızı (Eşitlik 35)

$S_{W \min}$ - Minimum aşınma emniyeti (Aşınmaya karşı emniyet katsayısının en küçük değeri)

$$\underline{\underline{S_{W \min} = 1 \dots 1,3}} \quad (104)$$

alınır.

Aşınma emniyeti;

$$\underline{\underline{\sigma_H \leq \sigma_{WP}}} \quad (105)$$

veya,

$$Z_E \cdot Z_P \sqrt{1000 \cdot T_2 \cdot K_A / a^3} \leq \sigma_{W \lim} \cdot W_P \cdot W_R \cdot W_V / S_{W \min}$$

$$\frac{\sigma_{W \lim} W_P \cdot W_R \cdot W_V}{Z_E \cdot Z_P \sqrt{1000 \cdot T_2 \cdot K_A / a^3}} \geq S_{W \min}$$

$$\underline{\underline{S_W = \sigma_{W \lim} \cdot W_P \cdot W_R \cdot W_V / \left(Z_E \cdot Z_P \sqrt{1000 \cdot T_2 \cdot K_A / a^3} \right) \geq S_{W \min}}} \quad (106)$$

olmalıdır.

4.10 Diş kırılma emniyeti S_F' nin kontrolü;

Çarkın diş taban zorlanmasının kontrolü, U-faktörü tarifinden yararlanılarak yapılır.

$$\underline{\underline{U = F_{m2} \cdot K_A / (m \cdot b_2)}} \quad \frac{U}{N/mm^2} \left| \frac{F_{m2}}{N} \right| \frac{m}{mm} \left| \frac{b_2}{mm} \right. \quad (107)$$

F_{m2} - Çarkın nominal çevre kuvveti

$$F_{m2} = 2000 \cdot T_2 / dm_2 \quad (\text{Eşitlik 52})$$

Diş kırılma emniyeti;

$$\underline{\underline{U \leq U_{\lim}}} \quad (108)$$

veya,

$$F_{m2} \cdot K_A / (m \cdot b_2) \leq U_{\lim}$$

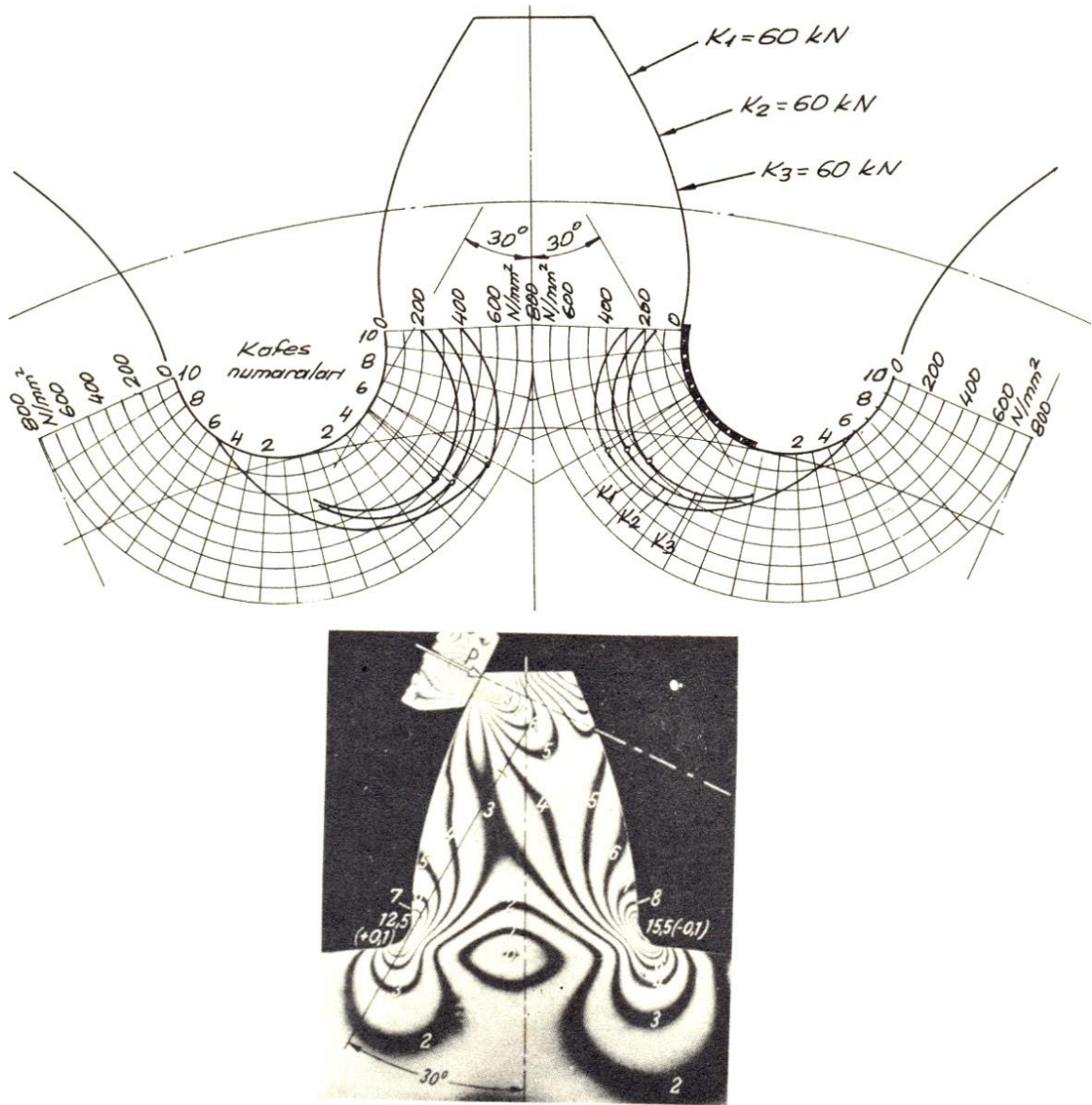
$$S_F = U_{\lim} \cdot m \cdot b_2 / (F_{m2} \cdot K_A) \geq 1 \quad (109)$$

olmalıdır.

U_{\lim} - Diş taban zorlanması (gerilmesi) sınır değeri (Cetvel 1)

b_2 - Faydalı diş genişliği (eşitlik 32 ye göre hesaplanan b_2 den daha büyük olamaz).

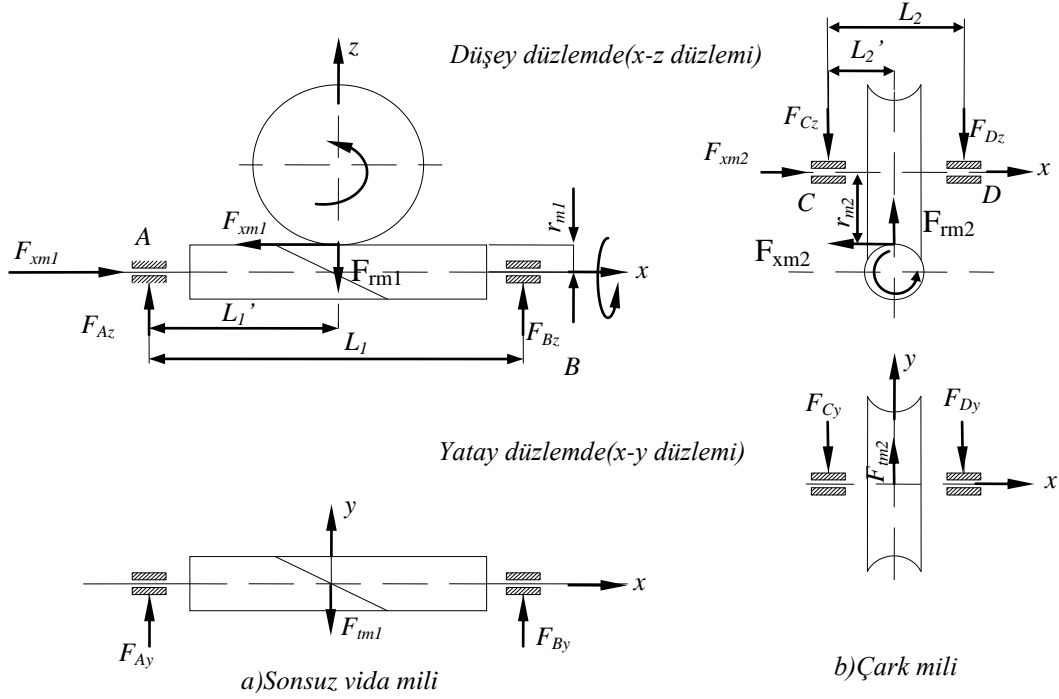
Diş taban zorlanmasını gösterir bir örnek Şekil 24 te verilmiştir.



Şekil 24. Diş taban gerilmelerinin dağılımı. Dişin kırılma ihtimali, çeki gerilmesinin olduğu yerde (kenar gerilmesi 12,5) beklenebilir.

4.11 Yatak kuvvetleri;

Düşey ve yatay düzlemlerde yatak kuvvetlerinin bileşenleri Şekil 25 te gösterilmiştir.



Şekil 25. Sonsuz vida ve çark milinde yatak kuvvetleri.

Sonsuz vida milinin yatak kuvvetleri:

A ve B yatakları için

$$(L_1' = L_1/2);$$

Düşey düzlemde (x-z),j

$$F_{Az} + F_{Bz} = F_{rm1}$$

$$\underline{F_{Bz} \cdot L_1 + F_{xm1} \cdot r_{m1} = F_{rm1} \cdot \frac{L_1}{2}}$$

Yatay düzlemde (x-y);

$$F_{Ay} + F_{By} = F_{fm1}$$

$$\underline{F_{Ay} = F_{By}}$$

Denlemler çözümlürse,

- A – yatağı:

$$\underline{\underline{F_{Ay} = \frac{1}{2} \cdot F_{fm1}}}$$

(110)

$$F_{Az} = F_{rm1} - F_{Bz} = F_{rm1} - \left(F_{rm1} \cdot \frac{1}{2} - F_{xm1} \cdot \frac{r_{m1}}{L_1} \right)$$

$$\underline{\underline{F_{Az} = \frac{1}{2} \cdot F_{rm1} + F_{xm1} \cdot \frac{r_{m1}}{L_1}}} \quad (111)$$

Bileşke kuvvet,

$$\underline{\underline{F_A = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az}^2}}} \quad (112)$$

• B – yatağı:

$$\underline{\underline{F_{By} = \frac{1}{2} \cdot F_{tm1}}} \quad (113)$$

$$F_{Bz} = F_{rm1} - F_{Az} = F_{rm1} - \left(F_{rm1} \cdot \frac{1}{2} + F_{xm1} \cdot \frac{r_{m1}}{L_1} \right) \quad (114)$$

$$\underline{\underline{F_{Bz} = \frac{1}{2} \cdot F_{rm1} - F_{xm1} \cdot \frac{r_{m1}}{L_1}}}$$

Bileşke kuvvet,

$$\underline{\underline{F_B = \sqrt{F_{By}^2 + F_{Bz}^2}}} \quad (115)$$

A yatağı: F_A radyal ve F_{xm1} aksel kuvvetleri ile zorlanmaktadır.

B yatağı: F_B radyal kuvveti ile zorlanmaktadır.

Sonsuz vida çark milinin yatak kuvvetleri ($L'_2 = L_2/2$) ;

C ve D yatakları için;

Düşey düzlemde (x-z),

$$F_{Cz} + F_{Dz} = F_{rm2}$$

$$\underline{\underline{F_{Dz} \cdot L_2 + F_{xm2} \cdot r_{m2} \cdot \frac{L_2}{2}}}$$

Yatay düzlemde (x-y);

$$F_{Cy} + F_{Dy} = F_{tm2}$$

$$\underline{\underline{F_{Cy} = F_{Dy}}}$$

Denlemler çözümlerse,

• C – yatağı:

$$\underline{\underline{F_{Cy} = \frac{1}{2} \cdot F_{tm2}}} \quad (116)$$

$$F_{Cz} = F_{rm2} - F_{Dz} = F_{rm2} - \left(F_{rm2} \cdot \frac{1}{2} - F_{xm2} \cdot \frac{r_{m2}}{L_2} \right)$$

$$\underline{\underline{F_{Cz} = \frac{1}{2} \cdot F_{rm2} + F_{xm2} \cdot \frac{r_{m2}}{L_2}}} \quad (117)$$

Bileşke kuvvet,

$$\underline{\underline{F_C = \sqrt{F_{Cz}^2 + F_{Cy}^2}}} \quad (118)$$

• D – yatağı:

$$\underline{\underline{F_{Dy} = \frac{1}{2} \cdot F_{rm2}}} \quad (119)$$

$$F_{Dz} = F_{rm2} - F_{cz} = F_{rm2} - \left(F_{rm2} \cdot \frac{1}{2} + F_{xm2} \cdot \frac{r_{m2}}{L_2} \right)$$

$$\underline{\underline{F_{Dz} = \frac{1}{2} \cdot F_{rm2} - F_{xm2} \cdot \frac{r_{m2}}{L_2}}} \quad (120)$$

Bileşke kuvvet,

$$\underline{\underline{F_D = \sqrt{F_{Dy}^2 + F_{Dz}^2}}} \quad (121)$$

C yatağı: F_C radyal ve F_{xm2} aksenal kuvvetleri ile zorlanmaktadır.

D yatağı: F_D radyal kuvveti ile zorlanmaktadır.

L_1 - Sonsuz vida milinde yatak açıklığı

Yük altındaki sehimin (eğilme veya tekil kuvvetin etki noktasındaki çökme) az olması için, yatak açıklığının alabildiğince küçük tutulması gerekir.

$$\underline{\underline{L_1 = (1,3...1,5) \cdot a}} \quad (122)$$

$$(a \cong 500 \text{ için } 1,3 \text{ ve } a \cong 50 \text{ için } 1,5)$$

Eğik bilyalı (seri 73) ve konik makaralı yataklar (seri 313-büyük aksenal kuvvetler için) geniş bir kullanım alanına sahiptir.

L_2 - Çark milinde yatak açıklığı

Çark milinin yataklanmasında bilyalı ve konik makaralı yataklar kullanılır.

$$L_2 = (0,5...0,7) \cdot d_2 \quad (123)$$

(0,7, daha küçük mekanizmalarda)

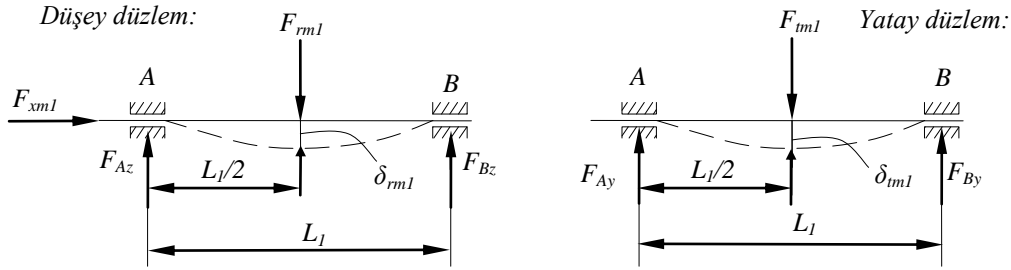
veya,

$$\underline{\underline{L_2 \cong (0,9...1,1) \cdot a}} \quad (124)$$

$$\underline{\underline{L_2 = 1,0 \cdot a}} \quad (\text{genellikle}) \quad (125)$$

4.12 Sonsuz vida milinin eğilme emniyeti S_δ nın kontrolü;

Sonsuz vida mili; radyal kuvvet F_{rm1} tesiri ile düşeyde δ_{rm1} , çevresel kuvvet F_{tm1} tesiri ile yatayda δ_{tm1} sehimini yapar ve aksenal kuvvet $F_{xm1} = F_{tm2}$ ile de flambaja (burkulmaya) çalışır ancak bu ihmal edilir (Şekil 26)



Şekil 26. Simetrik yataklanmış sonsuz vida milinde sehim (çökme).

$$\underline{\underline{\delta_{rm1} = F_{rm1} \cdot L_1^3 / (48 \cdot E \cdot I)}} \quad (126)$$

$$\underline{\underline{\delta_{tm1} = F_{tm1} \cdot L_1^3 / (48 \cdot E \cdot I)}} \quad (127)$$

$$\frac{\delta_{rm1} \cdot \delta_{tm1}}{mm} \left| \frac{F_{rm1} \cdot F_{tm1}}{N} \right| \frac{L_1}{mm} \left| \frac{E}{N/mm^2} \right| \frac{I}{mm^4}$$

I - Atelet momenti

$$\underline{\underline{I = \frac{\pi \cdot dm_1^4}{64}}} \quad \frac{I}{mm^4} \left| \frac{dm_1}{mm} \right. \quad (128)$$

Mil çapı d yerine dm_1 alınmasının nedeni, sonsuz vida mili spiral bir kuşak ile takviye edilmiş şeklinde düşünülmüştür.

E - Sonsuz vida malzemesinin elastisite modülü (çelik için, $E=206000 \text{ N/mm}^2$ dir).

Bileşke sehim (çökme);

$$\underline{\underline{\delta_m = \sqrt{\delta_{rm1}^2 + \delta_{tm1}^2} = \sqrt{F_{rm1}^2 + F_{tm1}^2} \cdot L_1^3 / (48 \cdot E \cdot I)}}$$

Sonsuz vida, döndüren, simetrik yataklanmış ve malzemesi çelik alınırsa, bileşke çökme;

$$F_{m1} = F_{im1} \cdot \tan \alpha_n / \sin \cdot (\gamma_m + \rho_z) \quad (\text{Eşitlik 65})$$

yerine konursa,

$$\delta_m = \sqrt{F_{im1}^2 \cdot t g^2 \alpha_n / \sin^2 \cdot (\gamma_m + \rho_z) + F_{im1}^2 \cdot L_1^3} / \left(48 \cdot 206000 \cdot \frac{\pi \cdot dm_1^4}{64} \right)$$

$$\delta_m \cong 2 \cdot 10^{-6} \cdot L_1^3 \cdot F_{im1} \cdot \sqrt{t g^2 \alpha_n / \sin^2 \cdot (\gamma_m + \rho_z) + 1} / dm_1^4$$

$$\delta_m \cong 2 \cdot 10^{-6} \cdot L_1^3 \cdot F_{im2} \cdot t g (\gamma_m + \rho_z) \cdot \sqrt{t g^2 \alpha_n / \sin^2 \cdot (\gamma_m + \rho_z) + 1} / dm_1^4$$

$$\delta_m \cong 2 \cdot 10^{-6} \cdot L_1^3 \cdot F_{im2} \cdot \sqrt{\frac{t g^2 \alpha_n}{\cos^2 \cdot (\gamma_m + \rho_z)} + t g^2 (\gamma_m + \rho_z)} / dm_1^4$$

$$\frac{t g^2 \alpha_n}{\cos^2 \cdot (\gamma_m + \rho_z)} \cong \frac{t g^2 \alpha_n}{t g^2 \gamma_m} = t g^2 \alpha_x$$

α_x - Eksenel kavrama açısı

$$\underline{\underline{t g \alpha_x = t g \alpha_n / \cos \gamma_m}} \quad (130)$$

$$\underline{\underline{\delta_m \cong 2 \cdot 10^{-6} \cdot L_1^3 \cdot F_{im2} \cdot \sqrt{t g^2 \alpha_x + t g^2 (\gamma_m + \rho_z)} / dm_1^4 \leq \delta_{lim}}} \quad (131)$$

olmalıdır.

δ_{lim} - Sehîm (çökme) sınır değeri.

δ_{lim} değeri:

- Sertleştirilmiş sonsuz vida için;

$$\underline{\underline{\delta_{lim} \cong 0,004 \cdot m}} \quad (132)$$

- Islah edilmiş sonsuz vida için;

$$\underline{\underline{\delta_{lim} \cong 0,01 \cdot m}} \quad (133)$$

$$\left. \frac{\delta_{lim}}{mm} \left| \frac{m}{mm} \right. \right\} \text{Sonuç } 10^3 \text{ ile çarpılarak } \delta_{lim} \text{ değeri } \mu\text{m} \text{ olarak ifade edilebilir.}$$

Eğilme emniyeti;

$$\underline{\underline{S_\delta = \delta_{lim} / \delta_m \geq 0,5 \dots 1}} \quad (134)$$

olmalıdır.

4.13 Yağlama;

Sonsuz vida mekanizmasında, yağlama maddesinden en çok istenen özellikler:

Düşük sürtünme katsayısı, en az kayıp güç ve aşınma ile sıcaklık sınır gücünü ve yüzey mukavemetini, artırmak ayrıca çark malzemesi bronz ise yağ katkı maddesinin bronzda tesir etmemesi gibi.

En çok kullanılan yağlayıcı madde; EP-*katkılı* madeni yağlardır (EP-yağları, extrem pressure yağları, hypoid yağları da denir). Bu yağlar; düzgün çalışmayı kolaylaştırır, yenme tehlikesini azaltır ve aşınmayı önler, sürtünme katsayısına görünür şekilde tesir eder.

Sıcaklık sınır gücü;

Sıcaklık emniyeti;

$$S_T = Q'_{ab} / P_V \geq 1 \quad (\text{eşitlik 86})$$

$$Q'_{ab} = P_V$$

alalım,

$$g_{u\infty} \cdot A_{ca} \cdot k_{ca} = P_{Vz} + P_{VLP} + P_{VO} \quad (\text{Eşitlik 77}) \quad (\text{Eşitlik 67})$$

$$g_{u\infty} \cdot A_{ca} \cdot k_{ca} = P_2 \cdot (1 - \eta_z) / \eta_z + 0,23 \cdot P_2 \cdot (a/100)^{0,44} \cdot u/dm_2 + \quad (\text{Eşitlik 69}) \quad (\text{Eşitlik 74})$$

$$10^{-7} \cdot a \cdot (n_1/60)^{4/3} \cdot (v_{50} + 90) \quad (\text{Eşitlik 71})$$

$P_2 = P_{2T}$ yazılarak yukarıdaki denklemden P_{2T} ve $P_{1T} = P_{2T} + P_V$ eşitliğinden de P_{1T} bulunur.

P_{1T} - Sonsuz vidanın sınır gücü (kw).

P_{2T} - Çarkın sıcaklık sınır gücü (kw).

4.13.1 Yağlama şekli ve seçimi;

Püskürtme yağlamada sonsuz vida; üstte, altta veya çarkın yan tarafında bulunabilir.

Dalma yağlamada ise, sonsuz vidanın altta olduğu konstrüksiyonlar tercih edilir.

- Dalma yağlamada;

Ortalama çevre hızı;

$$v_{m1} = \frac{\pi \cdot dm_1 \cdot 10^{-3} \cdot n_1}{60} \quad (\text{Eşitlik 33})$$

olmak üzere;

$v_{m1} \leq 10m/s$ için sonsuz vida yanda (Şekil 27) veya altta,

$v_{m1} \leq 5m/s$ için sonsuz vida üstte ve yatay

bulunabilir (Şekil 28).

Dalma derinliği;

Sonsuz vidanın konumuna göre, Şekil 29 da verilmiştir.

- Püskürtme yağlama;

Yukarıdaki v_{m1} hızları üzerinde, püskürtme yağlama yapılır.

4.13.2 Yağ miktarı;

Karl – Heinz Decker’e göre:

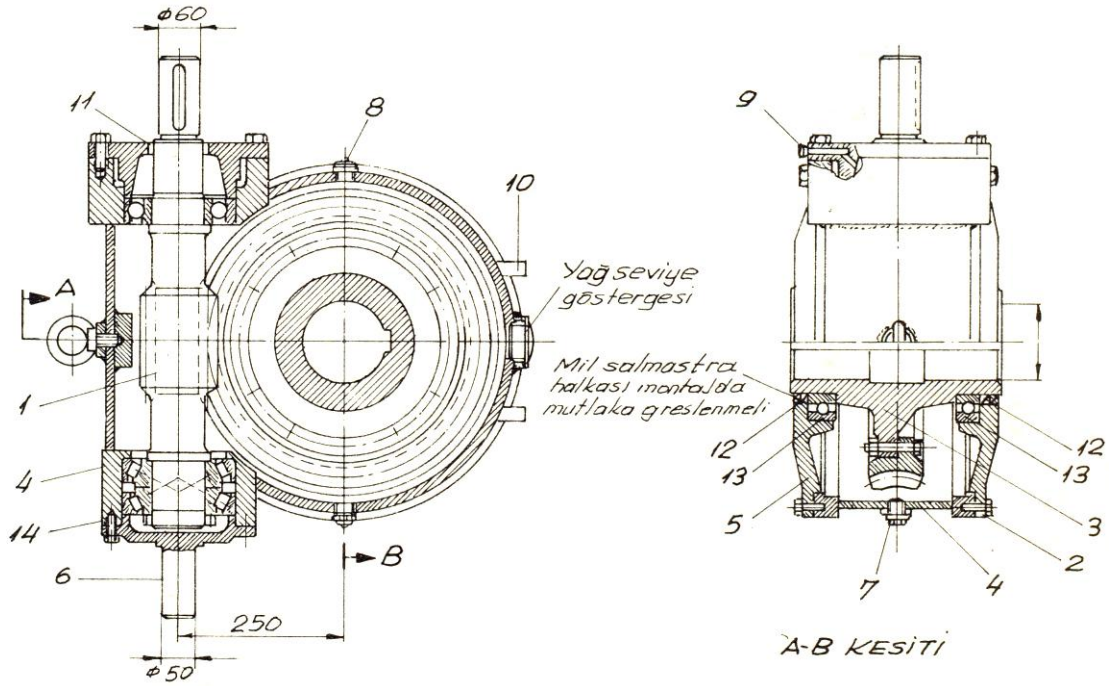
- Dalma yağlamada; mekanizma kutusunda bulunacak yağ miktarı, meydana gelen kayıp güç $P_v [kw]$ başına 3...6 litre.
- Pompalı yağlamada; dişlilere püskürtülecek yağ miktarı, meydana gelen kayıp güç $[kw]$ başına 3...5 litre/dak.

önerilen değerlerdir.

4.13.3 Yağ seçimi;

Roloff - Matek’e göre:

Sonsuz vida mekanizmalarında gerekli olan yağ viskozitesi, güç- hız faktörüne göre şekil 30 dan seçilir.



Şekil 27. Takma – sonsuz vida mekanizması (Thyssen,Kassel).

Nominal güç 40,5kw, $n_1=1500d/d$, $u=20$

1- I-sonsuz vidası, 16MnCr5 sementasyonla sertleştirilmiş ve taşlanmış.

2- Çark çemberi, Gz-CuSn12

3- İçi boş mil, St37

4- Kaynak kontrüksiyon gövde

5- Kapak GG25

6- Döndürme moment mesnedi

7- Yağ boşaltma deliği

8- Yağ doldurma deliği

9- Havalandırma deliği

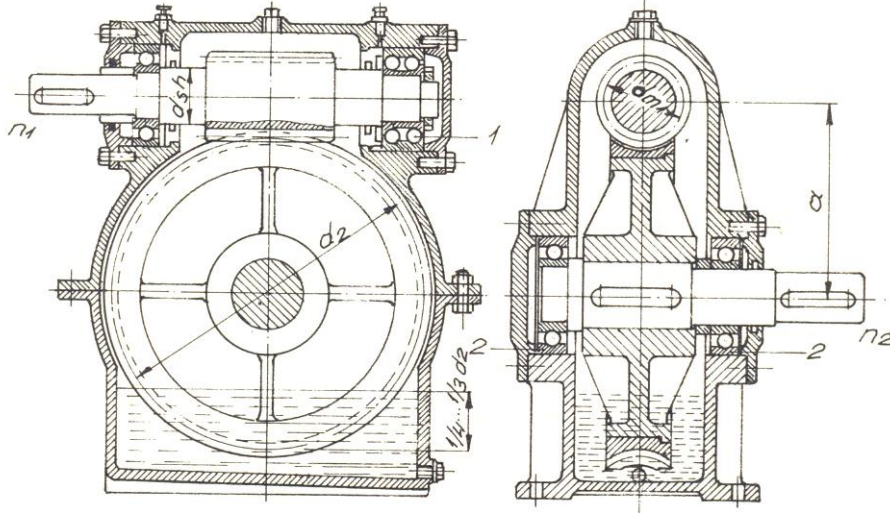
10- Takviye

11- Bir adet çift-radyal keçe

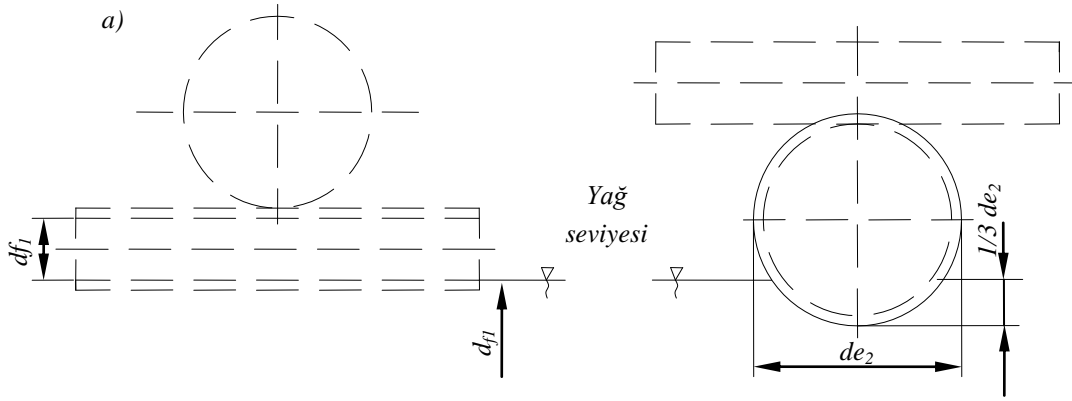
12- İki adet çift - radyal keçe (İçeriye ve dışarıya sızdırmaz).

13- Çarkın aksenal ayarı için alıştırma pulları (şimler)

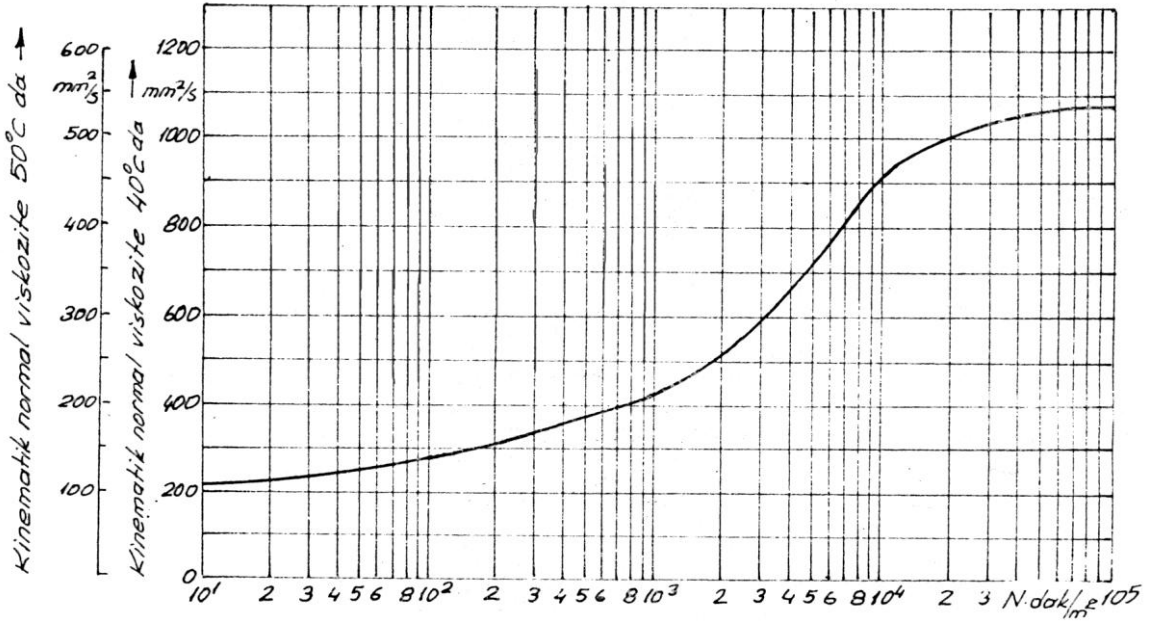
14- Yatak boşluk ayarı için alıştırma pulları (şimler)



Şekil 28. Üniversal sonsuz vida mekanizması. Sonsuz vida üstte ve yatay (Roloff / Matek)



Şekil 29. Dalma derinliği
a) Sonsuz vidanın
b) Sonsuz vida çarkının
(df_1 - Taban dairesi çapı, de_2 - Çarkın max. dış çapı)



Güç – Hız faktörü $T_2/(a^3 \cdot n_1) \rightarrow$

Şekil 30. Sonsuz vida mekanizmalarında viskozite değerleri. (DIN51509), çevre sıcaklığı 20 °C.

Güç – hız veya yağ-viskozite tespit faktörü K_S ,

$$K_S = \frac{T_2}{a^3 \cdot n_1} \quad \left| \frac{K_S}{N \cdot dak/m^2} \right| \left| \frac{T_2}{N \cdot m} \right| \left| \frac{a}{m} \right| \left| \frac{n_1}{d/d} \right| \quad (135)$$

formülü ile tariflenmiştir.

K_S hesaplandıktan sonra;

- Şekil 30 dan, yağ - viskozite tespit faktörüne karşılık gelen kinematik viskozitenin $\nu \cdot [mm^2/s]$ 40°C veya 50°C deki değerleri okunur.
- 40°C veya 50°C de okunan ν değeri Şekil 31 e taşınır ve viskozite sınıfı ISO VG okunur.
- Okunan ISO VG ye karşılık gelen yağ ile ilgili büyüklükler Cetvel 16 dan elde edilir.

Örnek.

$$K_S = 302 N \cdot dak/m^2 \quad (\text{hesaplanan})$$

$$K_S = 302 N \cdot dak/m^2 \quad \text{için,}$$

$$\left. \begin{aligned} \nu_{40} &= 340 mm^2/s \\ \nu_{50} &= 170 mm^2/s \end{aligned} \right\} \quad (\text{Şekil 30})$$

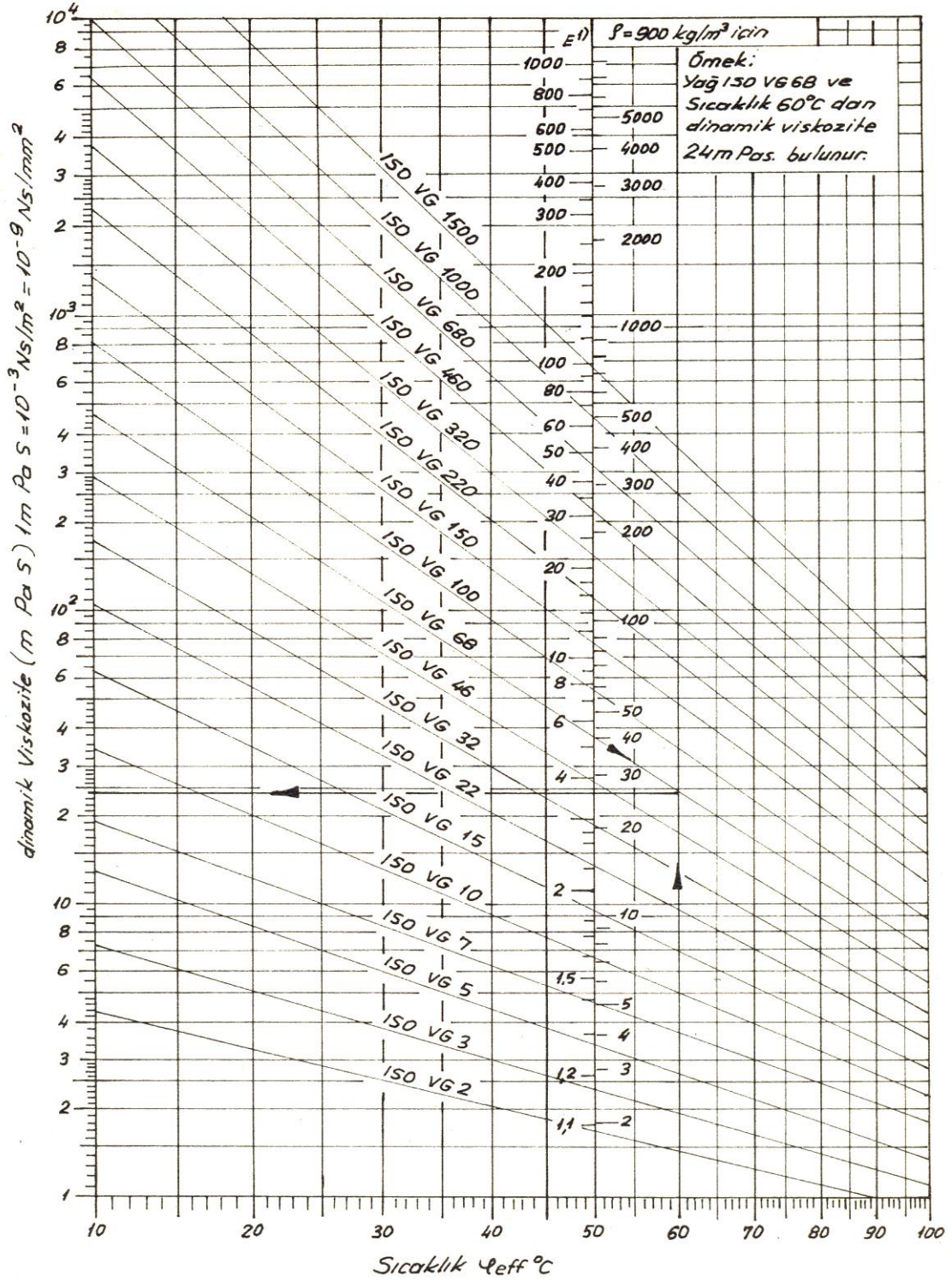
$$\left. \begin{array}{l} \nu_{40} = 340 \text{ mm}^2/\text{s} \\ \nu_{eff} = 40^\circ\text{C} \end{array} \right\} \text{vizkozite klası ISO VG 320 (Şekil 31)}$$

veya,

$$\left. \begin{array}{l} \nu_{50} = 170 \text{ mm}^2/\text{s} \\ \nu_{eff} = 50^\circ\text{C} \end{array} \right\} \text{vizkozite klası ISO VG 320 (Şekil 31)}$$

ISO VG 320 viskozite klası için 50°C daki kineti viskozite (kullanılacak yağın viskozitesi)

$$\underline{\underline{\nu_{50} = 169 \text{ mm}^2/\text{s}}} \quad (\text{Cetvel 16})$$



Şekil 31. Viskozite sıcaklık diyagramı (G.Nieman ve DIN51519)
viskozite indeksi 50 (VI=50) olan yağlar için geçerlidir.
1/ 1E = 1Engler derecesi (50°C de)

Cetvel 17. Yağ seçimi (DIN 51509)

<i>Yağ viskoziteleri</i>			
<i>ISO-viskozite klası DIN51519 (V40 mm²/sn)</i>	<i>V40 mm²/sn</i>	<i>SAE-viskozite klası DIN51511 (Motor)</i>	<i>SAE-viskozite klası DIN51511 (Motorlu taşıt mekanizmaları)</i>
22	16	10 W	75
32			
32	25	20 W	
46			
46	36	20	80
68			
68	49	30	
100	68	40	90
150	92	50	
220	114		
220	114	320	
320	169		140
460	225		
680	324		

4.14 Yan boşluk;

Eş çalışan iki dişliden birinin dişi, diğer dişlinin dişleri arasındaki boşluğa tam olarak girerse bir kilitleme meydana gelir.

Bu nedenle dişli çarklarda hareket iletimi olabilmesi için, dişliler arasında bir “yan boşluk” bırakılması gerekir. Bu yan boşluk, diş yüzeyine dik yani kavrama doğrusu üzerinde (normal yan boşluk) veya yuvarlanma dairesi üzerinde (çevresel yan boşluk) ölçülür.

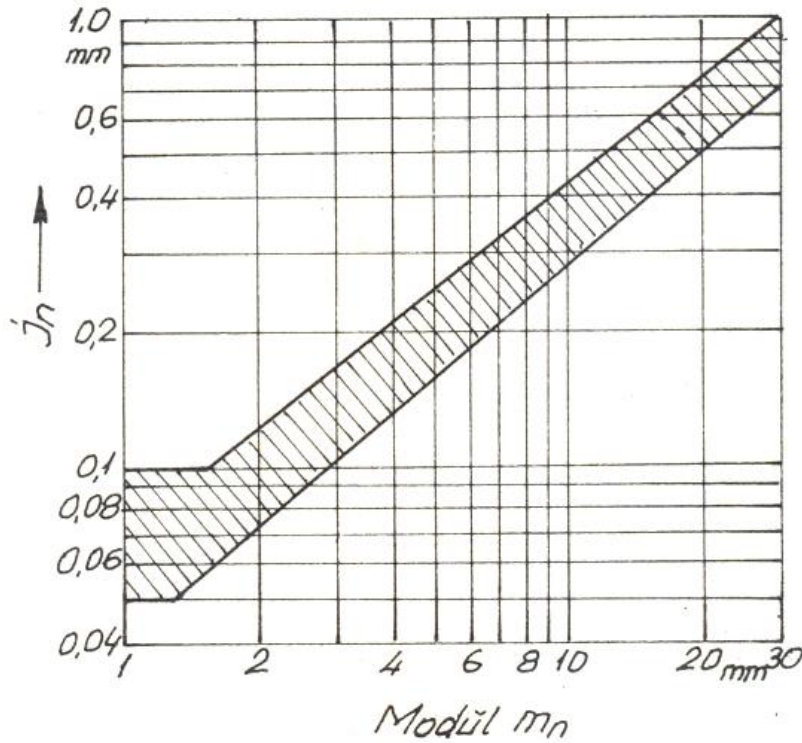
Yan boşluk, diş kalınlığını küçültmek veya eksenler arası mesafeyi büyütmek veya her iki yöntemi birden uygulayarak elde edilir (pratikte çoğunlukla birinci yöntem kullanılır). Yan boşluk, imalatta diş kalınlıklarını ölçmek suretiyle kontrol edilir.

Dudley/Winter, $m=2\dots 30$ mm ye kadar olan silindirik sonsuz vida mekanizmalarındaki normal yan boşluk değerlerini cetvel 17 de formüller halinde verilmiştir.

Cetvel 18. Normal yan boşluk ile ilgili formüller.

Büyük yan boşluk	Küçük yan boşluk	Uygulama alanı
$0,0007 \cdot d_2 + 0,022 \cdot m + 0,09$	$0,0004 \cdot d_2 + 0,014 \cdot m + 0,025$	Az yüklü mekanizmalarda
$0,0005 \cdot d_2 + 0,016 \cdot m + 0,06$	$0,0003 \cdot d_2 + 0,011 \cdot m + 0,025$	Güç ileten mekanizmalarda
$0,00035 \cdot d_2 + 0,011 \cdot m + 0,05$	$0,00025 \cdot d_2 + 0,008 \cdot m + 0,025$	Hassas mekanizmalarda

Ayrıca, normal kesitteki yan boşluk değerleri Şekil 32 deki diyagramdan da bulunabilir.



Şekil 32. Sonsuz vida mekanizmalarında normal kesitteki yan boşluk j_n değerleri.

4.15 Kalite ve toleranslar;

Gerek imalat ve gerekse montaj sırasında dişli çarklarda bir takım hatalar meydana gelmektedir. Pratikte bu hataların sınırlandırılması, asıl olarak dişli çarkların kalite bakımından sınıflandırılması ile gerçekleştirilmiştir. Sonsuz vida mekanizmalarında kalite seçimine yardımcı değerler, Cetvel 18 de verilmiştir.

Cetvel 19. Sonsuz vida mekanizmalarında kalite seçimi
(Kalite, DIN3961...3964'e göre)

- a) DIN 3961...3963'e göre
- b) Eksenlerin paralelliği DIN 3964'e göre
- c) DIN 3964'e göre
- d) 1 ve 2 ağızlı sonsuz vidalar için ; çok ağızlı sonsuz vidalar için daha hassas kalite seçilir.

<i>Kalite</i>		<i>Kullanım alanı</i>
<i>Sonsuz vida^a, çark^a ve mekanizma kutusu^b</i>	<i>Eksenler arası mesafesi^c</i>	
4...5	6 ^d	<i>Takım tezgahlarının bölücü, mekanizmalarında, regülatörler, sakın çalışan mekanizmalar ($\mathcal{G}_m > 5m/sn$)</i>
5...6	7 ^d	<i>Asansörler, döndürme düzenleri (torna vs), sakın çalışan güç mekanizmaları ($\mathcal{G}_m > 5m/sn$)</i>
8...9	8 ^d	<i>Özel olmayan ve sakın çalışan endüstri mekanizmaları ($\mathcal{G}_m < 10m/sn$)</i>
<i>İmalat: Sonsuz vida sementasyonla sertleştirilmiş (çoğunlukla) veya çevresel sertleştirilmiş (alev veya indüksiyonla), taşlanmış ve parlatılmış; sonsuz vida çarkı azdırma ile işlenmiş.</i>		
10...12	10 ^d	<i>Yardımcı ve el işletme düzenleri, kumanda mekanizmaları. ($\mathcal{G}_m \leq 3m/sn$)</i>
<i>İmalat: sonsuz vida tornada veya frezede imal edilmiş; sonsuz vida çarkı ise azdırma ile açılmış.</i>		

Cetvel 20.

Seçilen kaliteden sonra eksenler arası mesafe toleransları Cetvel 19 dan alınabilir.

Cetvel 21. Eksenler arası mesafe toleransları [μm] (DIN 3964)
Js-Tolerans alanı

		Eksenler arası vaziyetin hassaslık derecesi 1 ila 3			Eksenler arası vaziyetin hassaslık derecesi 4 ila 6			Eksenler arası vaziyetin hassaslık derecesi 7 ila 9		Eksenler arası vaziyetin hassaslık derecesi 10 ila 13	
		ISO Sembol									
		Js									
		5	6	7	8	9	10	11			
Eksenler arası mesafesi a (Nominal ölçü)	10 dan	+4	+5,5	+9	+13,5	+21,5	+35	+55			
	18 kadar	-4	-5,5	-9	-13,5	-21,5	-35	-55			
	18 dan	+4,5	+6,5	+10,5	+16	+26	+42	+65			
	30 kadar	-4,5	-6,5	-10,5	-16	-26	-42	-65			
	30 dan	+5,5	+8	+12,5	+19,5	+31	+50	+80			
	50 kadar	-5,5	-8	-12,5	-19,5	-31	-50	-80			
	50 dan	+6,5	+9,5	+15	+23	+37	+60	+95			
	80 kadar	-6,5	-9,5	-15	-23	-37	-60	-95			
	80 dan	+7,5	+11	+17,5	+27	+43,5	+70	+110			
	120 kadar	-7,5	-11	-17,5	-27	-43,5	-70	-110			
	120 dan	+9	+12,5	+20	+31,5	+50	+80	+125			
	180 kadar	-9	-12,5	-20	-31,5	-50	-80	-125			
	180 dan	+10	+14,5	+23	+36	+57,5	+92,5	+145			
	250 kadar	-10	-14,5	-23	-36	-57,5	-92,5	-145			
	250 dan	+11,5	+16	+26	+40,5	+65	+105	+160			
	315 kadar	-11,5	-16	-26	-40,5	-65	-105	-160			
315 dan	+12,5	+18	+28,5	+44,5	+70	+115	+180				
400 kadar	-12,5	-18	-28,5	-44,5	-70	-115	-180				
400 dan	+13,5	+20	+31,5	+48,5	+77,5	+125	+200				
500 kadar	-13,5	-20	-31,5	-48,5	-77,5	-125	-200				
500 dan	+14	+22	+35	+55	+87	+140	+220				
630 kadar	-14	-22	-35	-55	-87	-140	-220				
630 dan	+16	+25	+40	+62	+100	+160	+250				
800 kadar	-16	-25	-40	-62	-100	-160	-250				
800 dan	+18	+28	+45	+70	+115	+180	+280				
1000 kadar	-18	-28	-45	-70	-115	-180	-280				

A_{ae} - Eksenler arası mesafe toleransının üst sınırı

A_{ai} - Eksenler arası mesafe toleransının alt sınırı

olmak üzere eksenler arası mesafe toleransı;

$$\underline{\underline{\pm A_{as}}} = \pm A_a \cdot \cos \gamma_m \quad \left. \begin{array}{l} A_{as} \\ \mu m \end{array} \right| \left. \begin{array}{l} A_a \\ \mu m \end{array} \right. \quad (136)$$

denklemden bulunur. Dolayısıyla eksenler arası mesafenin toleranslı değerinde $a \pm A_a [mm]$ olur.

Sonsuz vida mekanizmaları için elimizdeki bilgilere göre bir tolerans normu yoktur. Bununla beraber alın dişli çarklardaki DIN 3961 normu, esas olarak kullanılabilir.

İmalatlarımızda, mekanizmayı oluşturan her iki dişlinin birer helisel dişli olması düşünülerek, diş kalınlığı toleransları “helisel alın dişli çarklar”a göre seçilmiş ve hesaplanmıştır.

4.16 Malzeme;

Diş yüzeylerindeki kayma hareketinden dolayı kayıp gücü ve aşınmayı küçültmek için diş yüzey çiftinin düz, kaymaya uygun ve kolay alışılabılır olması tercih edilir.

En çok kullanılan malzeme çifti; sertleştirilmiş taşlanmış sonsuz vida, savurma döküm bronzu Gz-Cu Sn 12 veya GzCuSn12Ni çarktır.

4.16.1 Sonsuz vida;

Yüksek güç mekanizmaları için genel olarak sementasyon çelikleri (örneğin, 16MnCr5 gibi), sementasyon sertliği HRC=56...62 veya ıslah çelikleri (örneğin, 34CrMo4, 42CrMo4 gibi), alev veya indiksiyonla sertleştirilmiş (HRC<56) seçilir.

Islah çelikleri (34CrMo4, 42CrMo4 gibi) yüzey sertleştirilmeden kullanılırsa $\mathcal{G}_g > 3m/s$ hızlarda aşırı ısınmalar oluşur. Hafif yüklü mekanizmalarda hareket iletimi için yapı (imalat) çelikleri st37 veya st42 yeterlidir.

4.16.2 Sonsuz vida çarkı, çark çemberi;

- Bronz için, homojen yoğunluk ve ince taneli yapı ile yüksek aşınma mukavemeti elde edilir. Ni ilavesi (Gz-CuSn12Ni) burada uygun rol oynar.
- Al-Zn alaşımları; 75°C üzerinde yüzey ve aşınma mukavemeti şiddetli bir düşüş gösterir. Dikkat edilmeli. Ayrıca yüksek çevre hızlarında aşınma tehlikeside artar.
- Al-Bronzları (Cetvel 1), aşırı yüklerde ve küçük kayma hızlarında ($\mathcal{G}_g < 2m/s$) uygundur.
- Özel pirinçler (Gz-CuZn25Al5 gibi); yüksek yüzey mukavemeti, fena aşınma özelliğinden dolayı yalnız küçük kayma hızlarında kullanılır.

- Kır dökme demir; Yüksek sertliğinden dolayı (düşük kayma aşınması) yalnız düşük devir sayılarında (el işletmeleri) düşünülür.
- Perlitik küresel grafitli dökme demir (GGG60 gibi) ile sertleştirilmiş sonsuz vida çifti, küçük kayma hızları ve aşırı yüklerde uygundur. Armatürlerin kumanda mekanizmalarında nadiren kullanılır.

Not: Dişli çarklarda çok kullanılan semantasyon çelikleri uygulama alanlarına göre Cetvel 20 de verilmiştir.

4.17 Sementasyon sertlik derinliği,

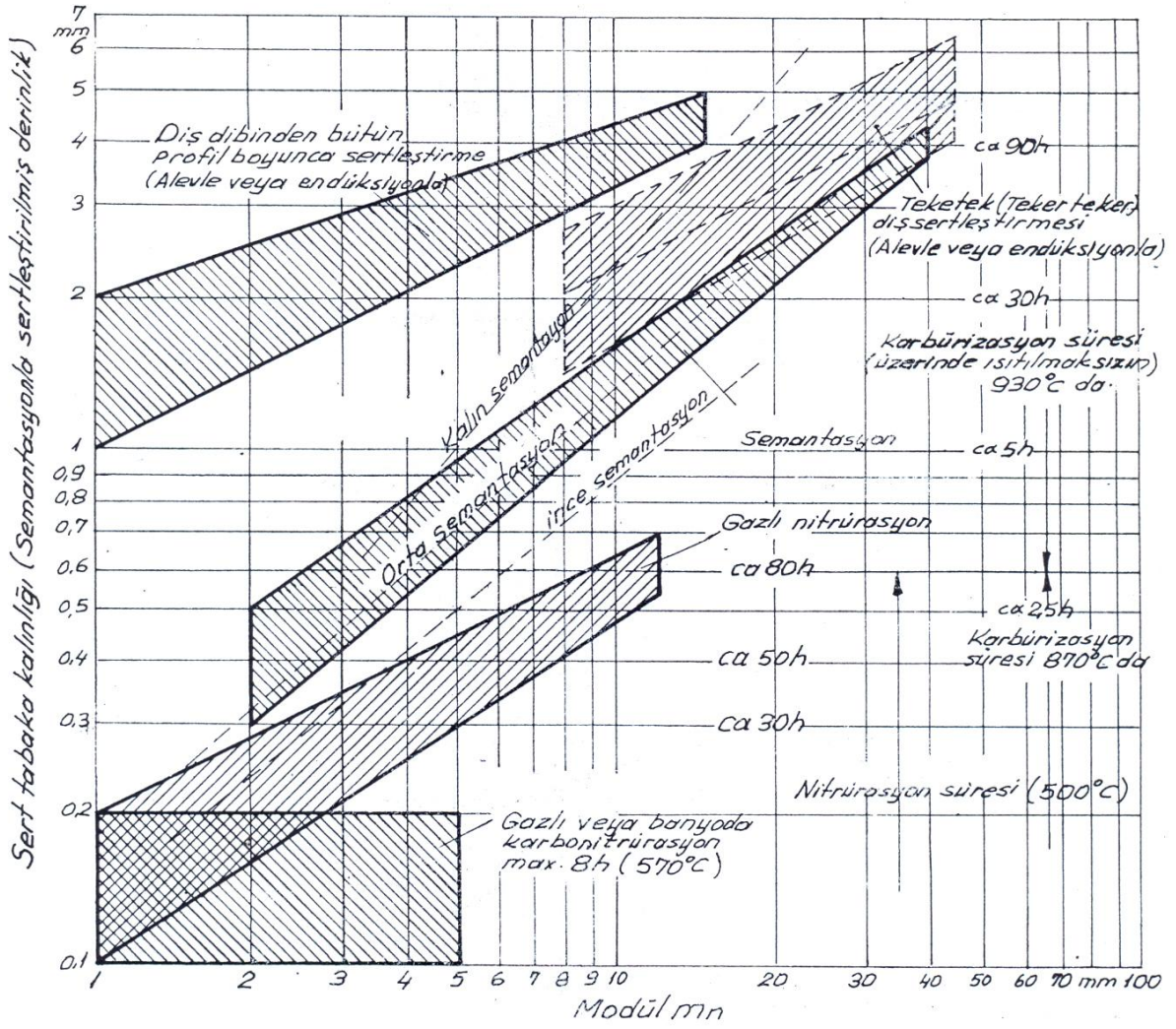
Sementasyonla sertleşebilen malzemeler, yaklaşık %0,20 C ihtiva eden sade karbonlu ve alaşımlı çeliklerdir. Normal modüle bağlı olarak sementasyon sertlik derinliği veya sert tabaka kalınlığı, Cetvel 21 ve Şekil 33 ten alınabilir. Ayrıca sertlik dağılımı ve mikro yapı ile ilgili bir örnek Şekil 34 den görülebilir.

Cetvel 22. Sementasyon çelikleri ve uygulama alanları.

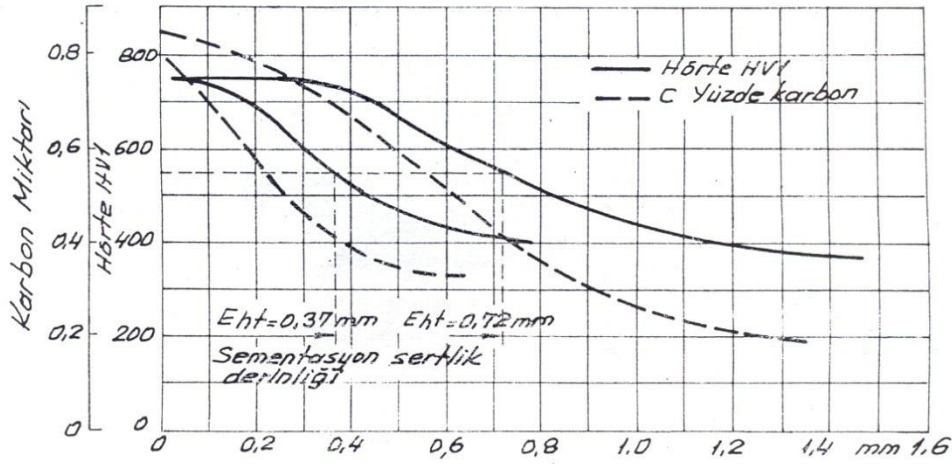
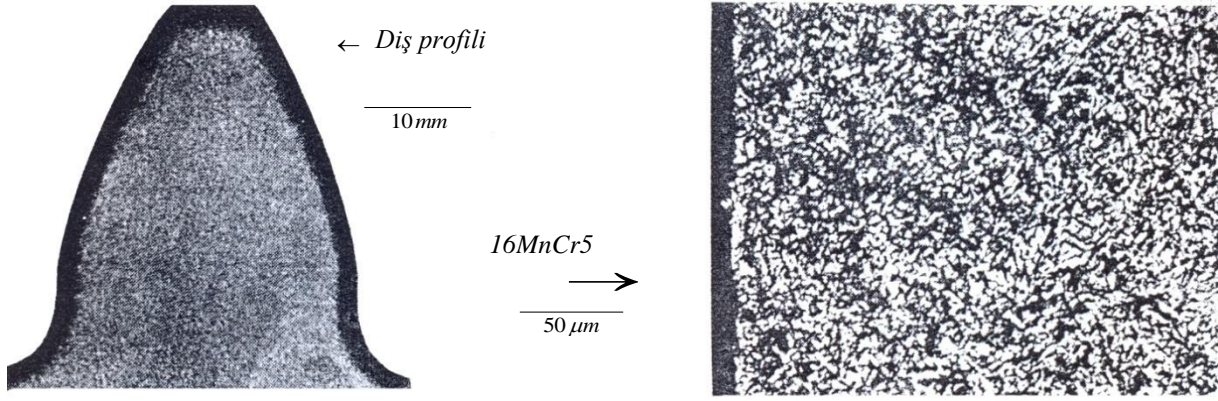
Sementasyon çeliği DIN 17210 (Sementasyonla sertleştirilmiş)	16MnCr5	Standar çelik için $\emptyset < 250$ $1,5 < m < 20$; $m < 2$ ise, saf olmiyan ve dövülmüş malzemelerde problem yaratabilir. $2 < m < 5$ halinde 15CrNi6 ya eşdeğerdir.
	20MnCr5	16MnCr5 ve 15CrNi6 arasındaki boyutlarda çekirdek mukavemeti 1000 N/mm ² dir.
	15CrNi6 17CrNiMo6	$16 < m < 30$ arasında normal; darbeli çalışma varsa $m > 5$; $m < 2$ için 16MnCr5 kullanılabilir. 15NiCr6 için $\emptyset 250 \dots 800$ Üst modül sahasında genellikle 17CrNiMo6 (yüksek çekirdek mukavemeti, daha büyük süneklilik, yüksek zaman mukavemeti; bununla beraber karburizasyona karşı hassasiyet-Karbür teşekkülü $m < 3$ için değil)
	10NiCrMo14 20MoCr4 25MoCr4	Büyük dişli çarklar için düşük çekirdek mukavemeti $\sigma_B < 1000 \text{ N/mm}^2$ Nakil vasıtaları mekanizmaları için direkt sertleştirilen çelik

Cetvel 23. Sementasyonla sertleştirilen dişlilerin modüllerine göre önerilen sert tabaka kalınlıkları (Dudley/Winter)

Modül (mm)	Sertleştirilmiş tabaka kalınlığı (mm)
~ 1,25	0,25...0,50
~ 1,6	0,30...0,60
~ 2,5	0,50...0,90
~ 3,25	0,60...1,0
~ 4,25	0,75...1,3
~ 6,5	1,0...1,5



Şekil 33. Sertlik derinliği için temel değerler.



Şekil 34. Sementasyonda, sertlik dağılımı ve mikro yapı. (Süreleri farklı iki sementasyon işlemi)

4.18 İmalatın yapılması;

İmalat metodunun seçilmesi, dişlinin malzemesine, büyüklüğüne, imalat sayısına ve kalitesine bağlıdır. Makine tekniğindeki dişlilerin imalatı öncelikle talaş kaldırarak yapılır. Talaşsız imalat ise özellikle küçük ve sayıca çok dişliler (seri imalat) için uygun bir yöntemdir. Genel dişli imal usulleri şekil 35, sonsuz vida çarkının imal metodları şekil 36 ve azdırma ile çarkın açılması şekil 37 de gösterilmiştir.

4.19 İmalatın teknik resmi;

Silindirik sonsuz vida ve çarkının teknik resimleri ve resmi tamamlayan cetveller Şekil 38, 39, 40, 41 ve 42 de vermiştir.

4.20 Çark çemberinin göbeğe tespiti;

Çark çemberinin çark göbeğine tespiti (bağlanması) çoğunlukla;

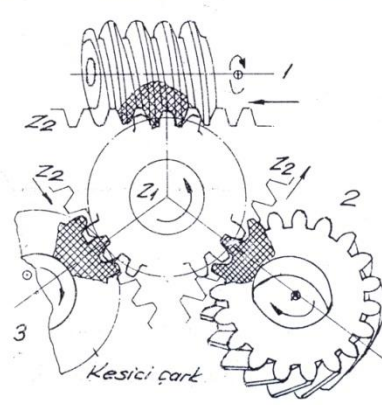
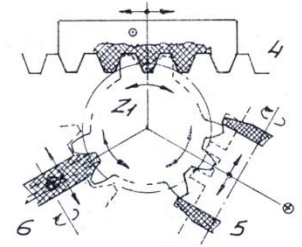
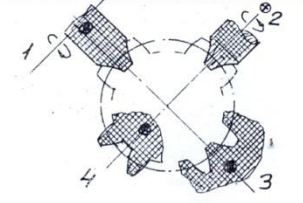
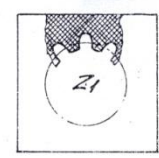
- Pres geçme

ve

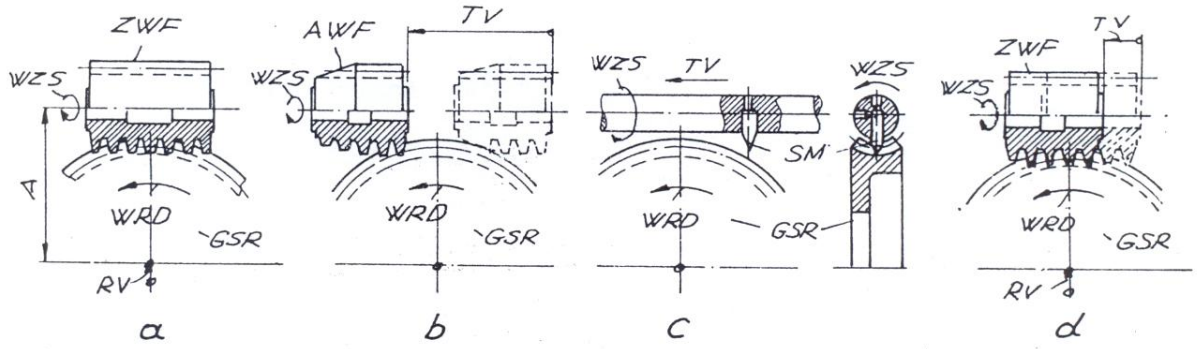
- Merkezleme pimli civatalar

ile yapılır.

“The Cleveland Worm and Gear Co.” Cetvel 22 de, K. Heinz Decker de Şekil 43 te boyutlar ile ilgili değerler vermişlerdir.

İş prensibi	Şekil	İmalat yöntemi
Sürekli yuvarlanma metodu		1- Azdırma Taşlama 2- Traşlamak, raspalamak ince merdanelemek (Haddelemek) 3- Fellows (Radyal planya) 4- Planyalamak (Maag)
Kademeli yuvarlanma metodu		5- Kademeli taşlama (Maag) 6- Kademeli taşlama (BHS/Höfler, Niles)
1-2- Kademeli profil metodu 3-4- Komple profil metodu		1- Disk freze Profillemiş taş diski 2- Parmak freze 3- Boşaltma Zimba, soğuk çekme boşaltma 4- Boşaltma Zimba, soğuk çekme
Hacimsel şekil tanımlama metodu		Dökmek Püskürtmek Preslemek Pres kalıplarında dövme (Konik dişli çarklar)
<p>⊙ - Aşağı yukarı darbe hareketi ile gidip gelen</p> <p>→ - Yuvarlanma hareketi ile gidip gelen</p> <p>↻ - Dönme hareketi ile gidip gelen</p> <p>⊗ - Takım</p>		<p>⊕ - Sürekli ilerletme (Paso verme)</p> <p>→ - Sürekli yuvarlanma hareketi</p> <p>↻ - Sürekli dönme hareketi</p>

Şekil 35. Dişli imal usullerine toplu bakış



Şekil 36. Sonsuz vida çarkı imal metodları

a) Radyal ilerleme

b,c) Teğetsel ilerleme

d) Radyal - Teğetsel ilerleme

WRD- Sonsuz vida çarkının dönme hareketi

WZS- Takımın hareketi

A- Eksenler arası mesafesi

ZWF- Silindirik helisel freze (Azdırma)

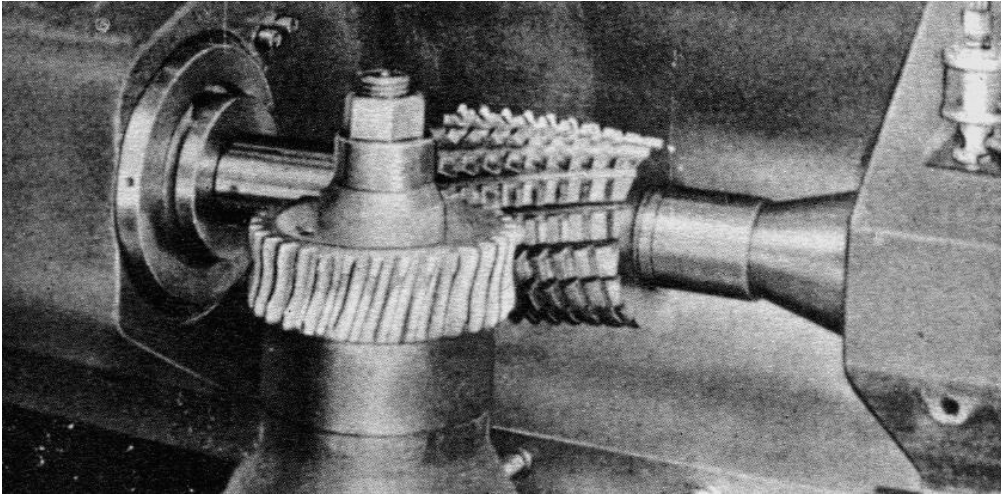
AWF- Uca doğru sivrileştirilmiş azdırma

SM- Darbe (Çarpma) bıçağı

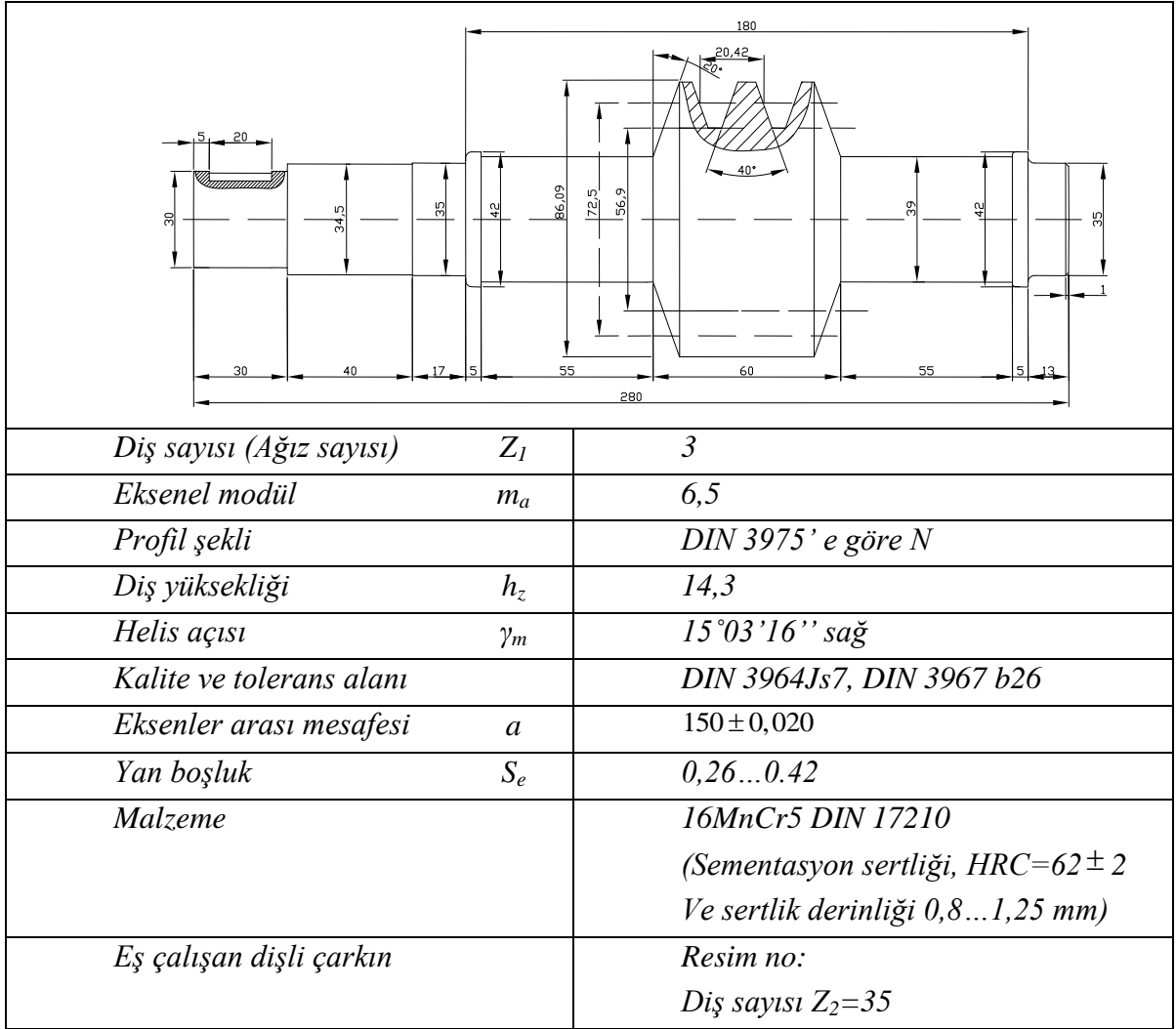
TV- Teğetsel paso hareketi

RV- Radyal paso hareketi

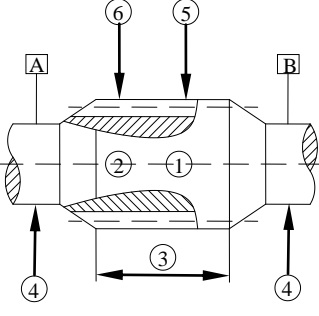




GSR- Globoid-sonsuz vida çarkı



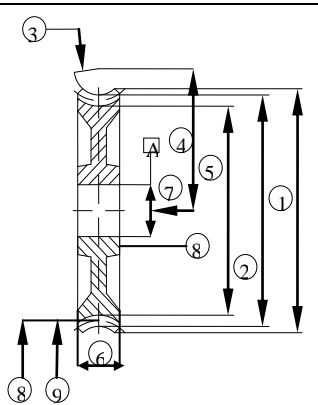
Şekil 37. Azdırma ile sonsuz vida çarkının açılması



Şekil 38. Sonsuz vida

Resimdeki Veriler	İlave Veriler					
 <p>1- Baş dairesi çapı 2- Taban dairesi çapı (ihtiyaca göre) 3- Sonsuz vidanın uzunluğu 4- Yataklama yüzeylerindeki radyal salgı sembolü 5- Sonsuz vidadaki radyal salgı sembolü</p> <table border="1" data-bbox="319 996 502 1064"> <tr> <td></td> <td>005</td> <td>AB</td> </tr> </table> <p>6- Yüzey kalitesi sembolü DIN ISO 1302 veya DIN 3141</p>		005	AB	Sonsuz vida		
		005	AB			
	<i>Diş sayısı</i>	Z_1				
	<i>Ortalama dairesi çapı</i>	dm_1				
	<i>Modül (ortalama modül)</i>	m				
	<i>Diş yüksekliği</i>	h_1				
	<i>Diş yüzeyi yönü (Vidanın yönü)</i>		Sağ helis Sol helis			
	<i>Helis adımı</i>	Pz_1				
	<i>Ortalama helis açısı</i>	γ_m				
	<i>Profil şekli DIN 3975</i>		A,N,I,K			
	<i>Eksenel adım</i>	p_x				
	<i>Eş çalışan dişli çark numarası</i>					
	<i>Dişli kalitesi</i>					
	<i>Diş kalınlığı</i>	Sno				
	<i>Diş kalınlığı kontrol ölçü mastarı 1</i>	<i>Dşin yay kirişi kalınlığı</i>	Sno			
		<i>Yüksekliği</i>	Hno			
		<i>Kontrol ölçü mastarı</i>	M			
		<i>Bilya çapı ölçüsü</i>	D_M			
	<i>İmalat kavrama açısı</i>	α_o				
	<i>Profil şekli 1</i>	<i>Temel dairesi çapı</i>	db_1			
<i>Temel dairesi üzerindeki helis açısı</i>		γ_b				
<i>İlave dişli toleransları ve kontrol verileri</i>						
<i>Tamamlayıcı bilgiler (İhtiyaca göre)</i>						
 <i>İmalat için mutlaka verilmesi gereken verilerdir.</i>	<i>1)Herhangi bir talep yoksa imalatçı bu kontrollerin yapımında serbesttir.</i>					

Şekil 40. Sonsuz vida resmi için veriler (DIN 3966)

Resimdeki veriler	İlave veriler		
 <p>1- Maksimum dış çap d_{e2} 2- Baş dairesi çapı d_{a2} 3- Sirt eğrilik yarı çapı r_K 4- Eksenler arası mesafe a 5- Taban dairesi çapı (İhtiyaca göre) d_f2 6- Çarkın genişliği b_2 7- Çark eksenindeki radyal ve aksenal salgı sembolü 8- Çarktaki radyal ve aksenal salgı sembolü 9- Yüzey kalitesi sembolü DIN ISO 1302 veya DIN 3141</p>	Diş sayısı	Z_2	
	Modül (alın modülü)	m	
	Taksimat dairesi çapı	d_2	
	Profil kaydırma faktörü	X_2	
	Diş yüksekliği	h_2	
	Diş yüzeyi yönü	Sağ helis Sol helis	
	Dişli kalitesi		
	Yan boşluk (İhtiyaca göre)		
	İlave dişli toleransları ve kontrol verileri		
	Sonsuz vida	Numarası	
Diş sayısı		Z_1	
Mekanizma kutusunda eksenler arası mesafe			
<div style="border: 1px solid black; width: 20px; height: 15px; display: inline-block; margin-right: 5px;"></div> İmalat için mutlaka verilmesi gereken verilerdir.			

Şekil 41. Sonsuz vida çarkı için veriler (DIN 3966)

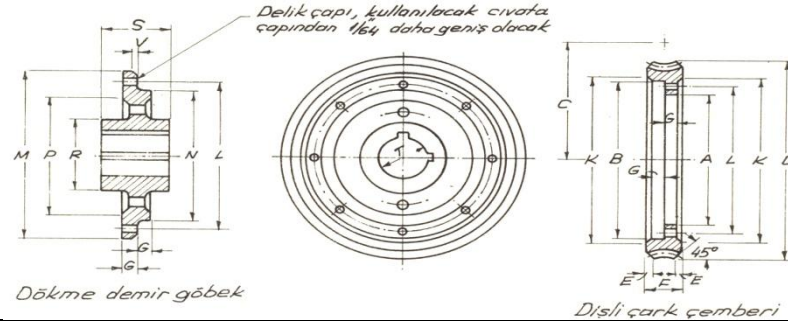
Cetvel 24. The Cleveland Worm and Gear Co. ya göre; Dişli çark çemberinin, dökme demir göbeğine tesbitinde lüzumlu olan ölçüler.

* - A ve N çapları arasında pozitif boşluk olacak.

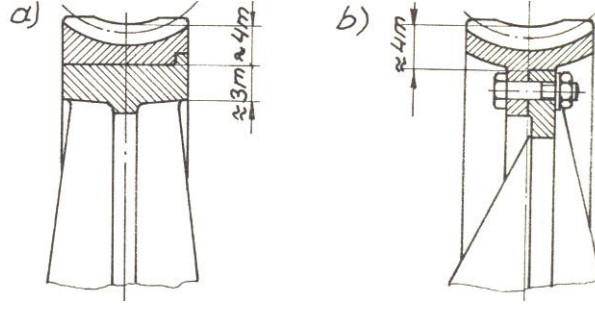
+ - Normal çalışma sıcaklığı 160...180 F° (~71,1...82,2 °C) da B ve M çapları arasındaki fark ısısal bir genişleme farkı doğurmayacak şekilde olmalıdır. (Çark bronz, göbek dökme demir) Bronz çark, belirtilen ölçülerde 200 °F (93,3 °C) suda yeteri kadar genişleyecektir.

+ Kama toleransları; derinlik $+0,010$ genişlik $+0,003$ eksenler arası mesafesi 6,875" ve 8,173" olanlar için 1 adet diğerleri için
+ - $-0,000$ $-0,000$

aralarında 90° açı yapan 2 adet kama kullanılır.



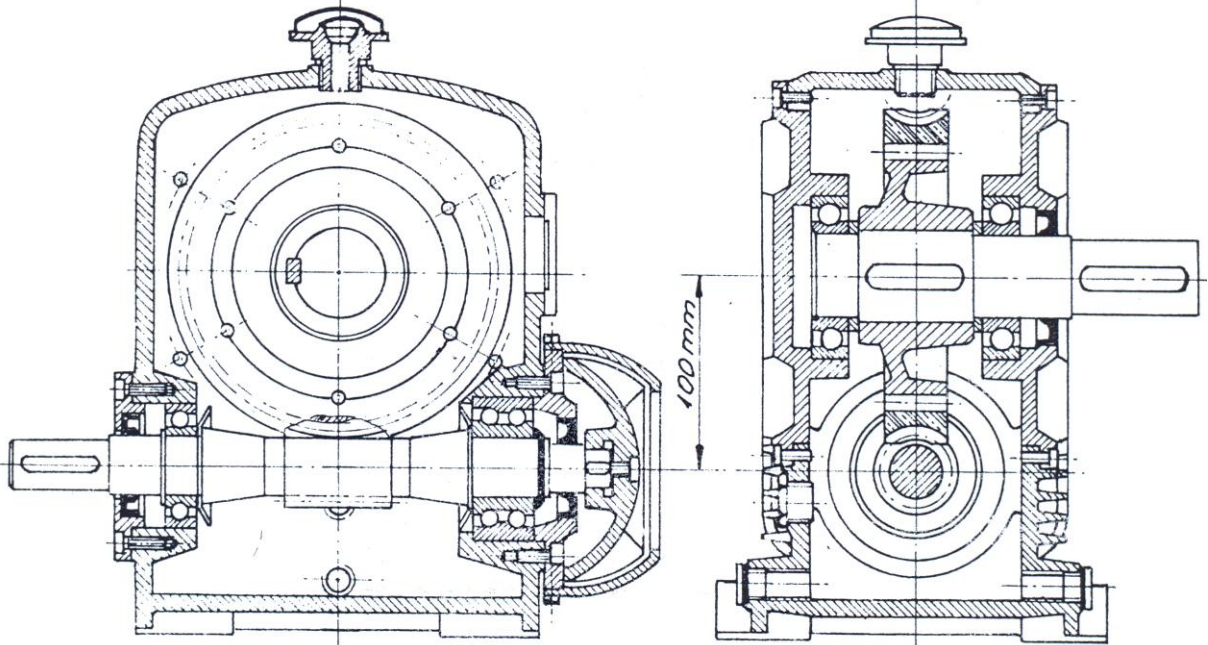
Eksenler arası mesafesi (inç)	Toleranslı boyutlar															Civata adeti ve boyutu	Kama boyutu
	A*	B+	D	E	F	G	K	L	M+	N*	P	R	Ş	T	V		
6,8715	6,008 6,12	9,00 9,002	11 ³ / ₁₆	1/4	2	3/4	9	7 ¹ / ₂	9,005 9,007	5,998 6,002		4 ⁵ / ₈	2,995 3,005	2,874 2,875	1/16	6 5/8	1/4 · 3/8
8,173	8,008 8,012	11,000 11,002	14 ³ / ₁₆	1/4	2 ¹ / ₄	3/4	11 ¹ / ₄	9 ¹ / ₂	11,005 11,007	7,998 8,002		5 ³ / ₄	4,745 4,755	3,249 3,250	1/16	6 5/8	1/4 · 3/8
10,000	10,508 10,218	13,500 13,502	17 ³ / ₈	1/4	2 ¹ / ₄	1 ¹ / ₈	13 ³ / ₄	12	13,507 13,509	10,498 10,502	8 ¹ / ₂	6 ¹ / ₈	5,245 5,255	3,624 3,625	1/16	8 5/8	7/8 · 7/16
12,000	13,508 13,512	16,750 16,753	21	5/6	3	1 ¹ / ₄	17	15 ¹ / ₈	16,758 16,760	13,498 13,502	11 ¹ / ₂	7	5,745 5,755	4,124 4,125	1/8	8 3/4	1 · 1/2
13,4365	15,258 15,262	19,000 19,003	25 ⁵ / ₈	3/8	3 ¹ / ₄	1 ¹ / ₄	19 ¹ / ₂	17 ¹ / ₈	19,009 19,011	15,248 15,252	12 ³ / ₄	8 ¹ / ₄	6,245 6,255	4,624 4,625	1/8	8 7/8	1/4 · 5/8
15,000	17,008 17,012	21,500 21,503	26 ¹ / ₂	3/8	3 ¹ / ₂	1 ¹ / ₄	22	19 ¹ / ₄	21,511 21,513	16,998 17,002	14	9 ³ / ₄	6,745 6,755	5,624 5,625	1/8	8 7/8	1 ¹ / ₂ · 3/4
18,000	21,508 21,512	26,500 26,503	32 ¹ / ₈	1/2	4	1 ¹ / ₄	27	24	26,513 26,515	21,498 21,502	18 ¹ / ₂	11 ¹ / ₂	6,745 6,755	6,374 6,375	1/8	12 1	1 ¹ / ₂ · 3/4
19,518	24,508 24,512	29,500 29,503	35 ¹ / ₄	1/2	4 ¹ / ₂	1 ¹ / ₄	29 ¹ / ₂	27	29,514 29,516	24,498 24,502	21	11 ¹ / ₂	6,745 6,755	6,374 6,375	1/8	12 1	1 ¹ / ₂ · 3/4
21,837	27,008 27,512	32,000 32,003	38 ⁵ / ₈	5/8	5	1 ¹ / ₂	32 ¹ / ₂	29 ¹ / ₂	32,015 32,017	26,998 27,002	23	13	7,495 7,505	7,249 7,250	1/8	12 1	1 ¹ / ₂ · 3/4



Şekil 43. Sonsuz vida çarkının göbeğe tesbiti
a) Pres geçme
b) Cıvata ile

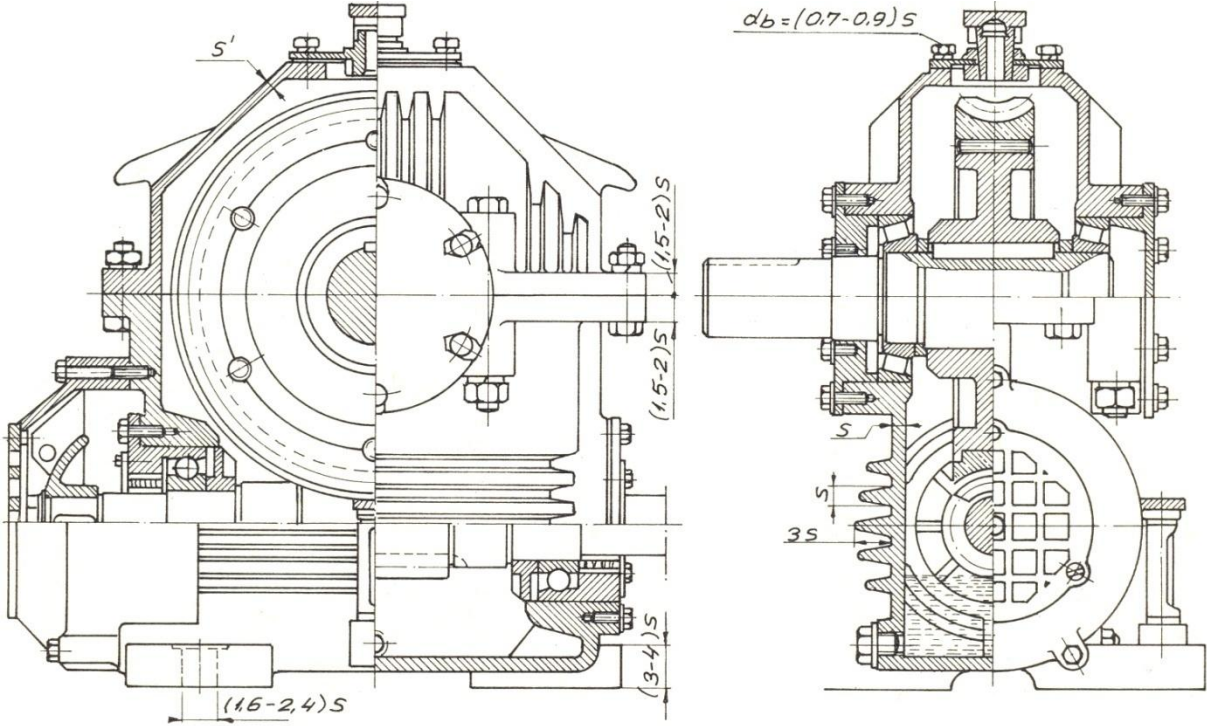
4.21 Mekanizma kutusu;

Küçük sonsuz vida çark mekanizmalarının gövdeleri tek parça olabilir. Dişlilerin sökülüp takılması da yanlardaki büyük kapaklar yardımıyla yapılır (Şekil 44).



Şekil 44. Tek parça gövdeli ve flanş kapaklı sonsuz vida-çark mekanizması
(Nominal güç: $n_1=1000$ d/d da $N_1=31$ BG; $i=20$; $\eta=0,81$; $a=100$ mm)

Büyük mekanizmalarda gövde, sonsuz vida çarkının düşey veya yatay olması durumuna göre, düşey veya yatay olarak bölünür (Şekil 45)



Şekil 47. Tek kademeli sonsuz vida çark mekanizmasında dökme demir gövdenin cidar kalınlıkları.

Alt gövdenin cidar kalınlığı;

$$\underline{s \cong 0,012 \cdot l + 5 \text{ mm}}$$

(137)

l - Kutunun toplam uzunluğu [mm]

Kontrol

$$s \geq 8...10 \text{ mm}$$

olmalıdır.

Üst gövdenin cidar kalınlığı;

$$\underline{s' \geq (0,8...1) \cdot s}$$

(138)

Flanş kalınlıkları;

$$\underline{s_f \cong 1,5 \cdot s}$$

(139)

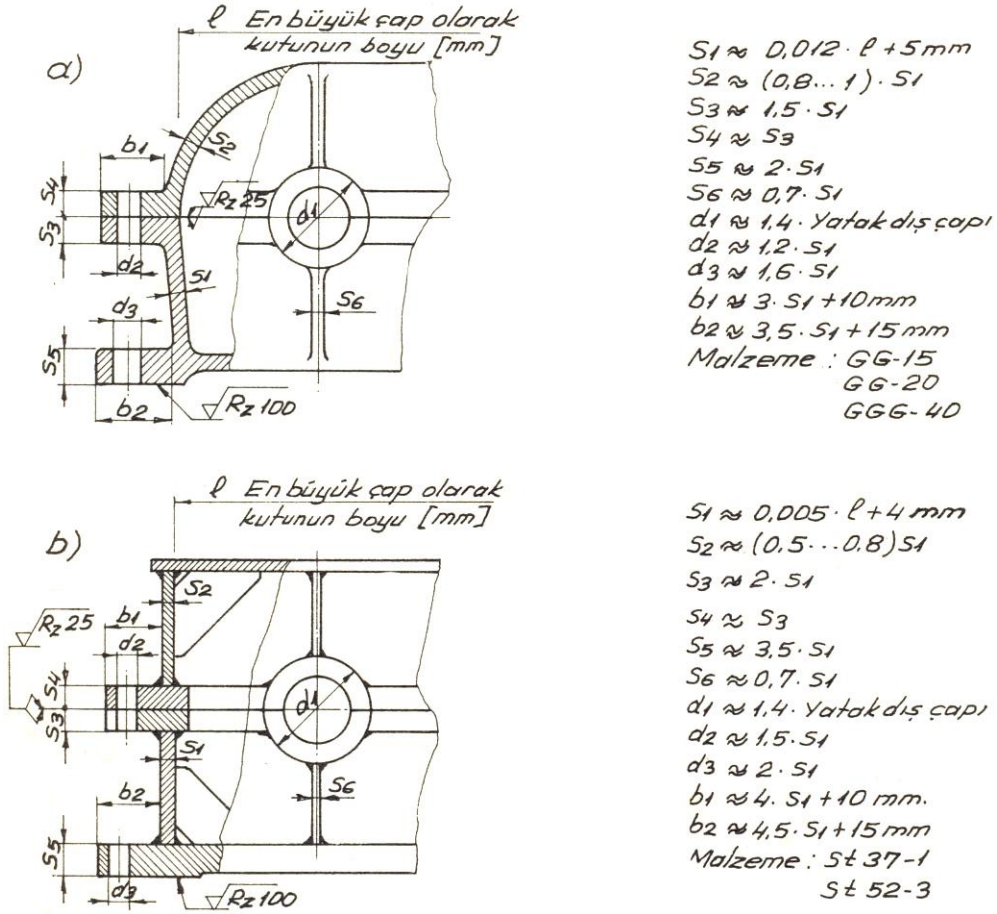
Taban kalınlığı;

$$\underline{s_t \cong 2 \cdot s}$$

(140)

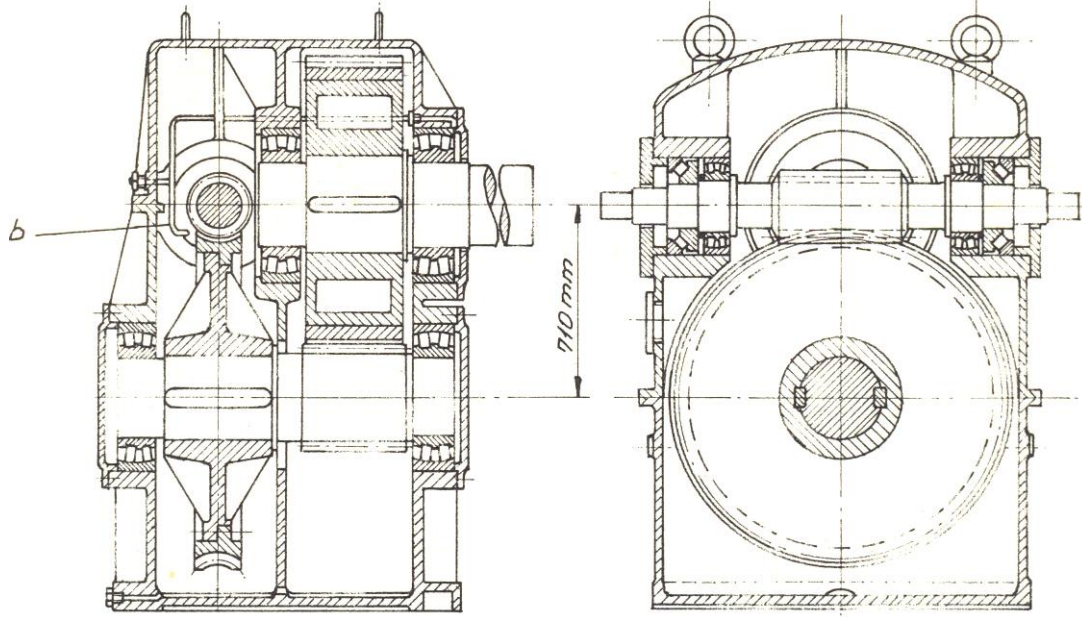
- Roloff / Matek'e göre (Şekil 48);

Döküm ve kaynak konstrüksiyon gövdeler için cidar kalınlıklarının önerilen değerleri aşağıdadır.

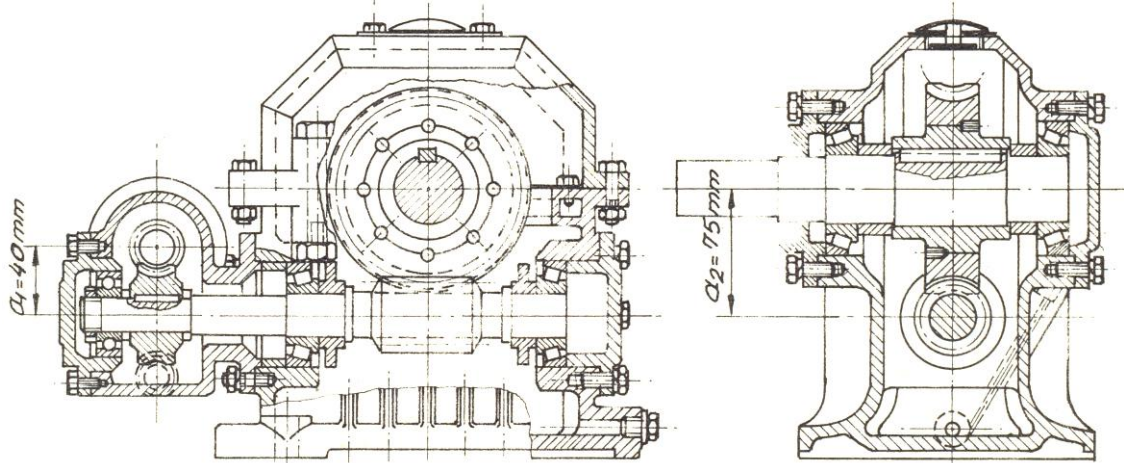


Şekil 48. Gövde cidar kalınlık değerleri
a) Döküm konstrüksiyon
b) Kaynak konstrüksiyon

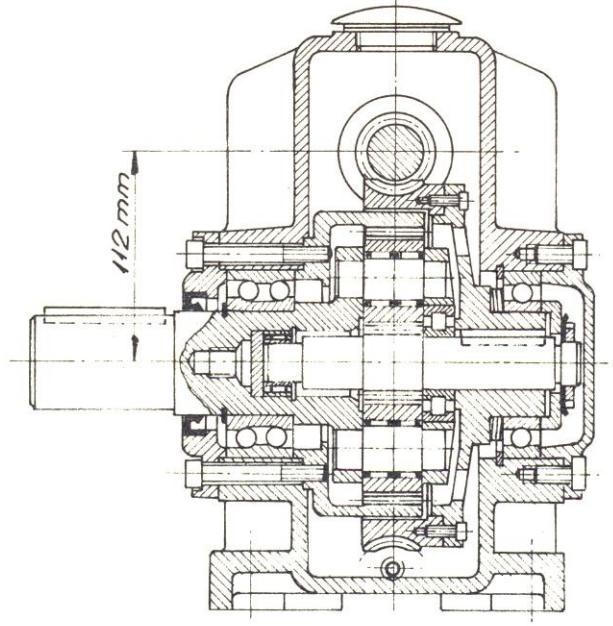
4.22 Konstrüksiyon örnekleri;



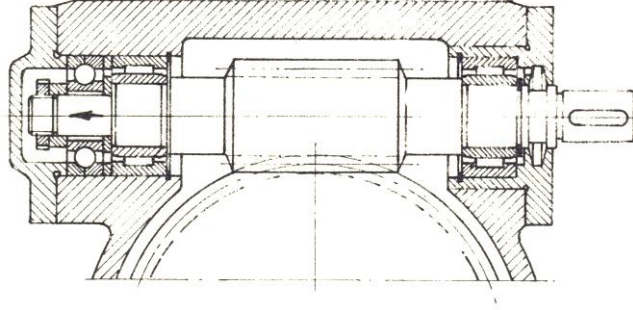
Şekil 49. Alın dişli çark kademeli sonsuz vida mekanizması (A.Frieder. Flender, Bocholt)
iletile güç : $n_1 = 600 \text{ d/d}$ da $N_1 = 250 \text{ BG}$,
Toplam $i = 50.3 = 150$
Çıkıştaki dönme momenti = 36800 mkg ,
Toplam $\eta = \% 82$,
Eksenler arası mesafe = 710 mm
b – Püskürtme yağ borusu.



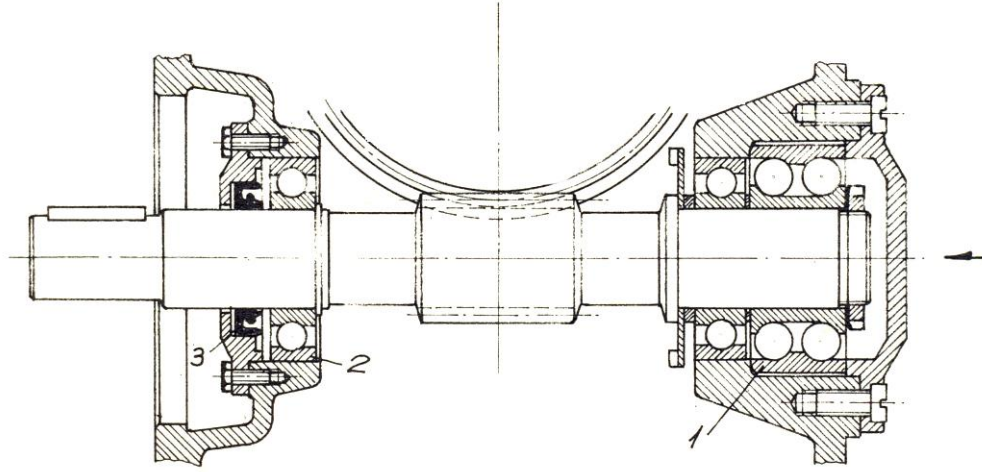
Şekil 50. İki kademeli sonsuz vida çark mekanizması (Dt. Brown Getriebe GmbH Kassel)
Nominal güç = $n_1 = 1000 \text{ d/d}$ da $N_1 = 0,15 \text{ BG}$,
Toplam $i = 500$
 $a_1 = 40 \text{ mm}$, $a_2 = 75 \text{ mm}$.



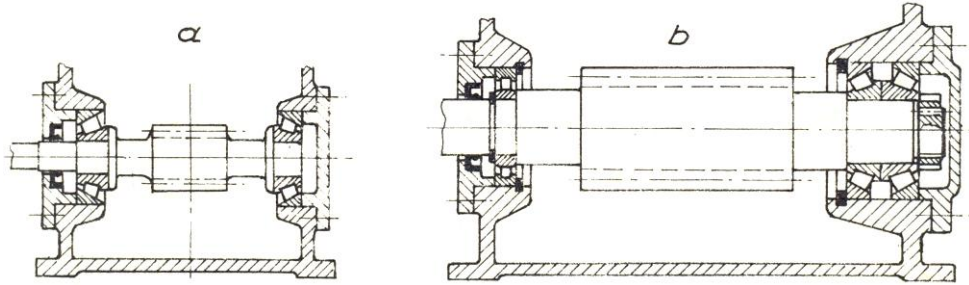
Şekil 51. Planet dişli çarklı sonsuz vida mekanizması (Friedr. Stolzenberg U. Co. Berlin Reinickendorf)
Nominal güç = $n_1=1000$ d/d da $N_1= 2,2$ BG,
Toplam $i = 100$
 $a=112$ mm



Şekil 52. Radyal yükler iğneli yatak ile, aksenal yükler ise üç nokta yatağı ile alınmıştır.



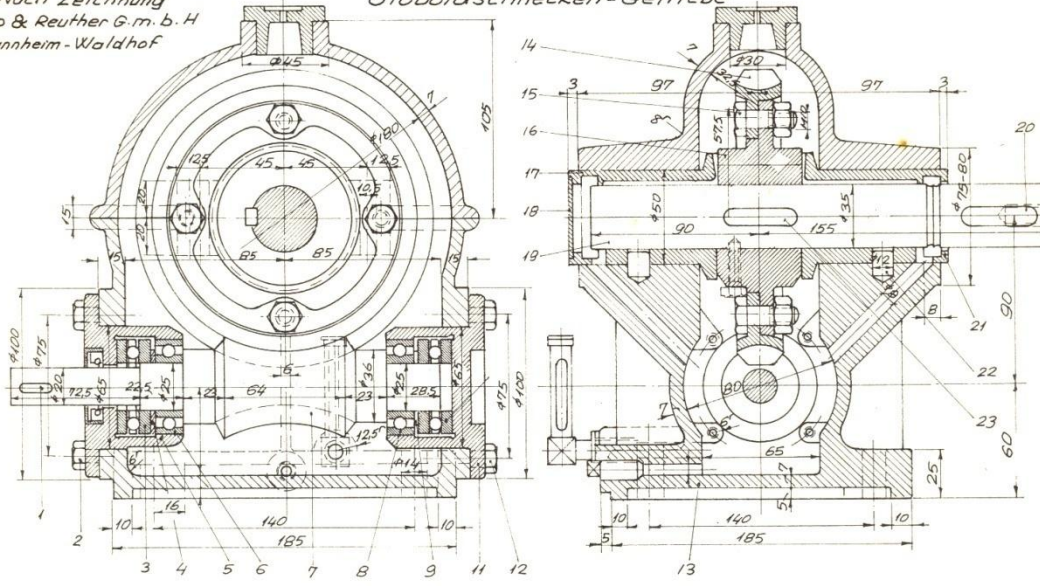
Şekil 53. Sonsuz vidanın yataklanması
 1- Sabit yatak; 2- Gezer yatak; 3- Keçe
 İç bilezik mile sıkı geçme, dış bilezik kaygan geçme.



Şekil 54. Yataklama
 a) Konik makaralı yatak
 b) Çift-konik makaralı yatak (sabit), silindirik makaralı yatak (oynak).

Nach Zeichnung
Bopp & Reuther G.m.b.H
Mannheim-Waldhof

Globoidschnecken-Getriebe



1	Keil	23	St60	4	Paßschraube m. Mutter	15	4 D	1	Globoidschnecke	7	St50
1	Zylinderstift	22	St50	1	Schneckenradkranz	14	6-8z-14	1	Radial-Kugellager 6205	6	
1	Lagerbuchse	21	GG12	1	Gehäuse	13	GG-12	1	Lagergehäuse	5	GG12
1	Keil	20	St60	4	Sechskantschraube	12	4 D	1	Zwischenscheibe	4	St42
1	Radwelle	19	St50	1	Lagergehäuse	11	GG-12	1	Axial-Kugellager 51305	3	
1	Verschlußdeckel	18	St00	1	Axial-Kugellager 51305	10		4	Sechskantschraube	2	4 D
1	Lagerbuchse	17	GG-12	1	Zwischen scheinbe	9	St42	1	Keil	1	St60
1	Schneckenradkörper	16	GG-12	1	Radial-Kugellager 6208	8		Stok	Benennung	Teil	Werkst

Şekil 55. Globoid sonsuz vida mekanizması (Yataklama örneği içindir).

3- Aksenal bilyalı yatak (51305)

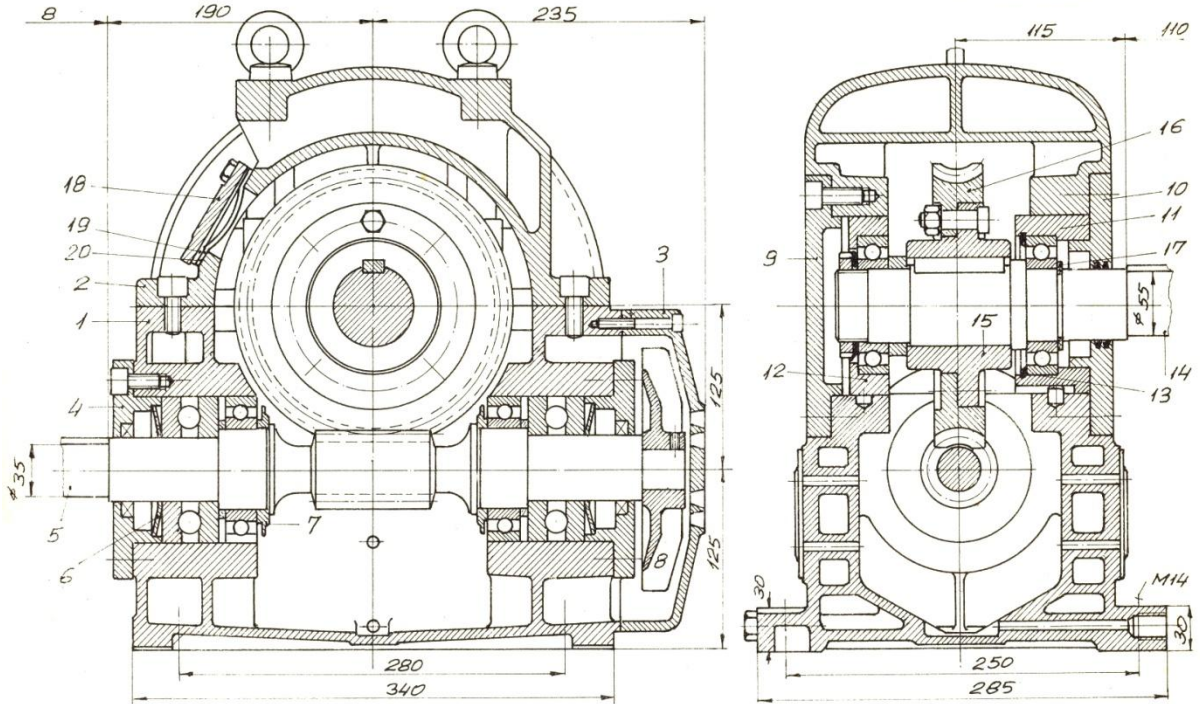
6- Radyal sabit bilyalı yatak (6205)

8- Radyal sabit bilyalı yatak (6208)

Tafel 40a

Cavex-Schneckengetriebe
 $i=25$, $N=8,8$ Ps, $n=1500/60$ U/min.

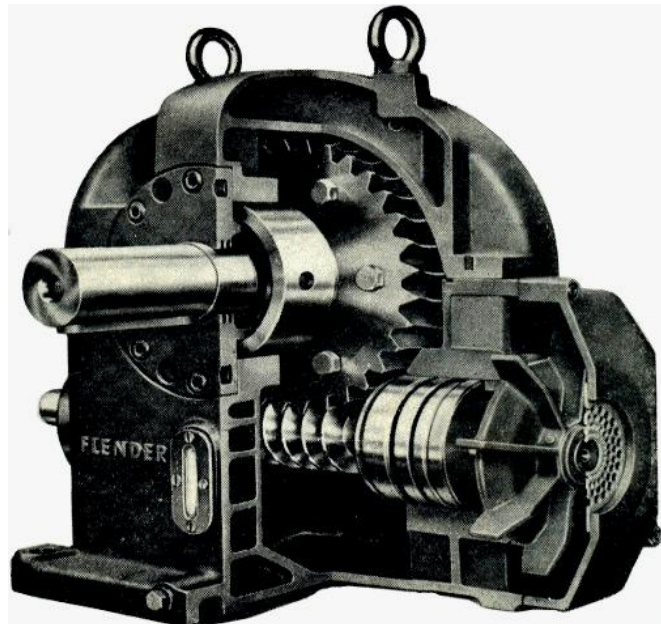
Nach Zeichnung
 A. Fr. Flender & Co., K.G.
 Bocholt / Westfalen



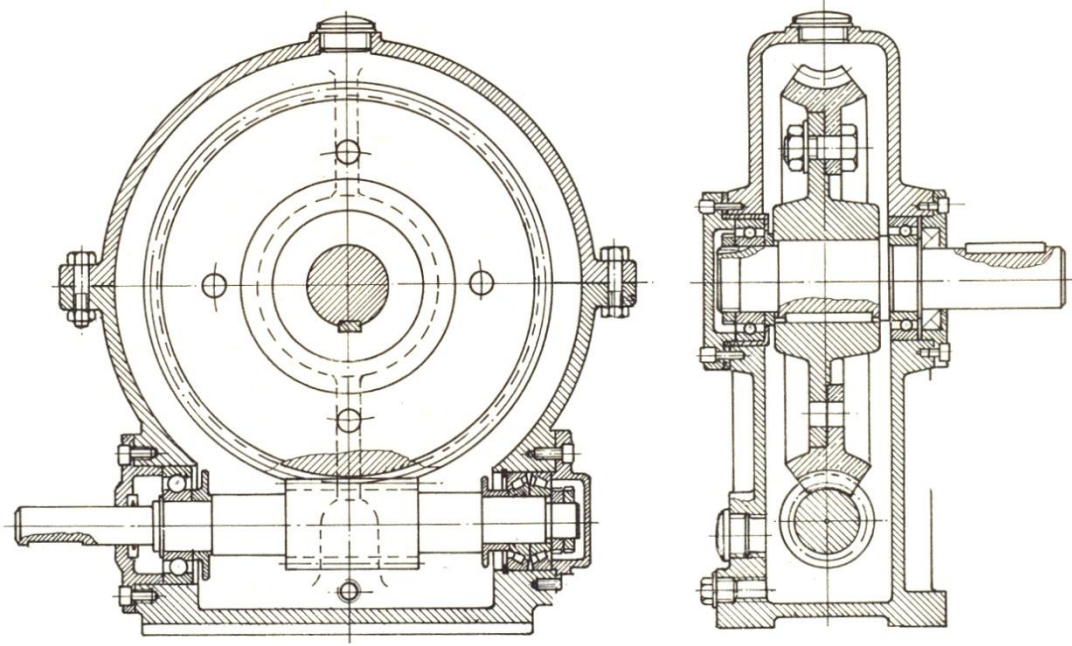
1	Havalandırma sacı	20	StI 23
1	Havalandırma sacı	19	StI 23
1	Gözetleme deliği kapağı	18	GG-18
1	Emniyet segmanı A60x2	17	Yay çeliği
1	Çark çemberi	16	G-8z14
1	Çark göbeği	15	GG-18
1	İşletme mili	14	St 50

1	Emniyet segmanı 110 x1, DIN 492	13	Yay çeliği
1	Yatak burcu	12	GG-18
1	Yatak burcu	11	GG-18
1	Yatak kapağı	10	GG-18
1	Yatak kapağı	9	GG-18
1	Ventilatör	8	AL
2	Yağ sıratma dişi	7	GG-18

2	Baskı yayı	6	Yay çeliği
1	H-Sonsuz vidası	5	16MnCr5
1	Yatak kapağı	4	GG-18
1	Dişkapak	3	GG-18
1	List gövde	2	GG-18
1	Alt gövde	1	GG-18
Ad	Parçanın Adı	No	Malzeme



Şekil 56. Cavex – Sonsuz vida mekanizması
 $i=25$; $N=8,8$ Ps; $n=1500$ d/d. (Flender)



Şekil 57. Yağ sıçratma diskli sonsuz vida mekanizması.

5 Hesaplama ve şekillendirme

Projelendirilecek silindirik sonsuz vida-çark mekanizmasında verilen değerlere;

$$P_1 = 18,5 \text{ KW}$$

$$n_1 = 1460 \text{ d/d}$$

$$i(=u) \cong 12,34$$

göre

5.1 Geometrik büyüklükler;

5.1.1 Sonsuz vidanın diş sayısı (ağız sayısı) Z_1 ;

$$i(=u) \cong 12,34 \text{ için}$$

$$\underline{\underline{Z_1 = 3}}$$

(Cetvel 4)

5.1.2 Çarkın diş sayısı Z_2 ;

$$Z_2 = u \cdot Z_1 \quad (\text{Eşitlik 10})$$

$$Z_2 = 12,34 \cdot 3 = 37,02$$

$$\underline{\underline{Z_2 = 37}} \quad \text{uygun} (Z_2/Z_1 \text{ oranı tam sayı değil})$$

5.1.3 Eksenler arası mesafe a ;

$$Z_1 \cong (7 + 2,4 \cdot \sqrt{a})/u \quad (\text{Eşitlik 12})$$

$$3 = (7 + 2,4\sqrt{a})/12,4$$

$$a_{\text{hesap}} \cong 156,5 \text{ mm}$$

DIN 3976 (Sayfa 12) da verilen seriden en yakın üst değer seçilir veya standart sayılar (Cetvel 3) kullanılırsa,

$$\underline{\underline{a_{\text{seçilen}} \cong 160 \text{ mm}}} \quad (\text{DIN3976 veya DIN323, R10})$$

Eksenler arası mesafesi için,

$$a \cong 750 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{\sigma_{H \text{ lim}}^2}} \cong 16 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2 \cdot \sigma_{H \text{ lim}}^2}} \quad (\text{Eşitlik 5})$$

İfadesini de kullanabiliriz. Yalnız burada;

- Çark malzemesi-yüzey mukavemeti $\sigma_{H \text{ lim}}$ değeri belli değil, çünkü henüz çark malzemesi tespit edilmedi.
- Sonsuz vida çarkının gücü $P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{top.}}$ olduğuna göre:
 - $\eta_{\text{top.}}$ ile ilgili elimizde bilgi var ise, P_2 biliniyor demektir.
 - $\eta_{\text{top.}}$ ile ilgili elimizde bilgi yok ise, ilk yaklaşımla $P_{2\text{max}} \cong P_1$ değeri ile hesaba girebiliriz.

En çok kullanılan malzeme çifti; sertleştirilmiş taşlanmış sonsuz vida, savurma döküm bronzu çark olduğuna göre;

Sonsuz vida: 16MnCr5 (Sementasyon çeliği, semantasyonla sertleştirilmiş ve taşlanmış, sertlik HRC=56...62)

Sonsuz vida çarkı: Gz-CuSn12 (Savurma döküm bronzu)

geçici malzeme çifti olsun.

$$\underline{\underline{\sigma_{H \text{ lim}} = 425 \text{ N/mm}^2}} \quad (\text{Cetvel 1})$$

$$a_{hesap} \cong 16 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_2 (\cong P_1)}{n_2 \cdot \sigma_{H \lim}^2}} = 16 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{18,5}{1460 \cdot \frac{3}{37} \cdot (425)^2}} = 152,46 \text{ mm}$$

$$\underline{\underline{a_{seçilen} = 160 \text{ mm}}}$$

Aynı sonuç elde edilir (Cetvel 4 ten $\eta_{top.geçici} = 0,85$ alınırsa,

$$a_{hesap} \cong 144,42 \text{ mm} \rightarrow a_{seçilen} = 160 \text{ mm} \text{ olur.})$$

Eşitlik 12 den hesaplanan a ve sonra seçilen a değeri esas alınarak, Eşitlik 5 ten $\sigma_{H \lim}$ değeri dolayısıyla malzeme çifti de ilk yaklaşımla tespit edilebilir şöyleki,

$$160 \cong 16 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{18,5}{1460 \cdot \frac{3}{37} \cdot \sigma_{H \lim}^2}} = 152,46 \text{ mm}$$

$$\sigma_{H \lim hesap} = 395 \text{ N/mm}^2$$

Şimdi cetvel 1'i inceleyelim:

- Sonsuz vida sementasyonla sertleştirilmiş ve taşlanmış $HRC 60 \mp 2$,

$$\text{G-Cu-Sn- 12 çark malzemesi için; } \sigma_{H \lim} = 265 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Gz-CuSn12 çark malzemesi için; } \sigma_{H \lim} = 425 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Gz-CuSn12Ni çark malzemesi için; } \sigma_{H \lim} = 520 \text{ N/mm}^2$$

- Sonsuz vida ıslah edilmiş (taşlanmış).

$$\text{G-Cu-Sn12 için } \sigma_{H \lim} = 265 \cdot 0,75 \cong 199 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Gz-Cu-Sn12 için } \sigma_{H \lim} = 425 \cdot 0,75 \cong 319 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Gz-Cu-Sn12Ni için } \sigma_{H \lim} = 520 \cdot 0,75 \cong 390 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_{H \lim hesap} = 395 \text{ N/mm}^2$ olduğuna göre yukarıdaki değerlere bakarak geçici malzeme çifti; sertleştirilmiş taşlanmış sonsuz vida, savurma döküm bronz çark seçilir.

Bazı kabüllerle, eksenler arası mesafenin 25000 saat tam yük ömrü için;

$$a = C_{HE} \cdot \sqrt[3]{Z_p^2 \cdot T_2 \cdot K_A \cdot S_{H \lim} \cdot [(n_2/8) + 1]^{1/4}} \quad (\text{Eşitlik 8})$$

denkleminde hesaplayalım ve seçelim.

- Malzeme sabiti;

$$C_{HE} = 4,9 \left(\text{mm}^2/\text{N} \right)^{1/3} \quad (\text{Cetvel 1})$$

- Temas faktörü;

$$\frac{dm_1}{a} = 0,35 \text{ ortalama değeri alınarak}$$

$$\underline{\underline{Z_p = 2,9}}$$

(Şekil 8)

- Sonsuz vida çarkının döndürme momenti;

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2}$$

(Eşitlik 6)

$$P_{2\max.} = P_1 = 18,5 \text{ kw alınarak}$$

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{18,5}{1460 \cdot \frac{3}{37}}$$

$$\underline{\underline{T_2 = 1492,5 Nm}}$$

- İşletme faktörü;

Düzgün / Az darbeli çalışma sisteminde,

$$\underline{\underline{K_A = 1,25}}$$

(Cetvel 2)

- Minimum emniyet faktörü;

$$S_{H \min} = 1,1 \text{ kabul}$$

(Eşitlik 11)

$$a_{hesap} = 4,9 \cdot \sqrt[3]{2,9^2 \cdot 1492,5 \cdot 1,25 \cdot 1,1 \cdot \left(\frac{1460 \cdot \frac{3}{37}}{8} + 1 \right)^{\frac{1}{4}}} = 159 \text{ mm}$$

$$\underline{\underline{a_{seçilen} = 160 \text{ mm}}}$$

5.1.4 Sonsuz vida mekanizmasının modülü m ;

$$m(= m_x) = \frac{2 \cdot a - 0,6 \cdot a^{0,85}}{Z_2 + 2,4}$$

(Eşitlik 28)

$$m(= m_x) = \frac{2 \cdot 160 - 0,6 \cdot 160^{0,85}}{37 + 2,4} = 6,98 \text{ mm}$$

$$\underline{\underline{m(= m_x) = 7 \text{ mm DIN 780}}}$$

(Cetvel 7)

veya,

$$m(=m_x) = \frac{2,94 \cdot a - a^{0,875}}{Z_2 \cdot 1,47} \quad (\text{Eşitlik 29})$$

$$m(=m_x) = \frac{2,94 \cdot 160 - 160^{0,875}}{37 \cdot 1,47} = 7 \text{ mm}$$

aynı sonuç çıkar.

$$\left(\frac{dm_1}{a} \right)_{\text{ortalama}} = 0,35 \quad (\text{Şekil 7})$$

değerini kullanarak m modülü hesaplanabilir şöyleki;

$$(dm_1)_{\text{geçici}} = 0,35 \cdot 160 = 56 \text{ mm}$$

$$(dm_2)_{\text{geçici}} = 2 \cdot a - (dm_1)_{\text{geçici}} \quad (\text{Eşitlik 21})$$

$$(dm_2)_{\text{geçici}} = 2 \cdot 160 - 56 = 264 \text{ mm}$$

$$(d_2)_{\text{geçici}} = Z_2 \cdot m = (dm_2)_{\text{geçici}} \quad (\text{Eşitlik 22})$$

$$264 = 37 \cdot m$$

$$m = 7,13$$

$$m(=m_x)_{\text{seçilen}} = 7 \text{ mm.}$$

Yine aynı sonuç çıkar.

5.1.5 Çarkın taksimat dairesi çapı d_2 ;

$$d_2 = Z_2 \cdot m = dm_2 \quad (\text{Eşitlik 22})$$

$$d_2 = 37 \cdot 7$$

$$\underline{\underline{d_2 = dm_2 = \phi 259 \text{ mm}}}$$

5.1.6 Sonsuz vidanın ortalama dairesi çapı dm_1 ;

$$dm_1 = 2 \cdot a - dm_2 \quad (\text{Eşitlik 21})$$

$$dm_1 = 2 \cdot 160 - 259$$

$$\underline{\underline{dm_1 = \phi 61 \text{ mm}}}$$

Kontrol:

$$\psi_a = \frac{dm_1}{a} = \frac{61}{160} = 0,38 \text{ uygun}$$

$$(\psi_a \cong 0,5 \dots 0,3 \text{ Eşitlik 4})$$

5.1.7 Helis açısı γ_m ;

$$\operatorname{tg} \gamma_m = \frac{m \cdot Z_1}{d m_1} \quad (\text{Eşitlik 13})$$

$$\operatorname{tg} \gamma_m = \frac{7 \cdot 3}{61} = 0,34426$$

$$\gamma_m = 19^\circ \text{ uygun} \quad (\text{Cetvel 5 ve 6})$$

Sonsuz vidanın helis yönü genelde olduğu gibi “sağ” olarak seçilmiştir.

5.1.8 Normal modül m_n ;

$$m_n = m \cdot \cos \gamma_m \quad (\text{Eşitlik 20})$$

$$m_n = 7 \cdot \cos 19^\circ$$

$$\underline{\underline{m_n = 6,6186 \text{ mm}}}$$

5.1.9 Sonsuz vidanın diş başı dairesi çapı d_{a1} ;

$$d_{a1} = d m_1 + 2 \cdot m \quad (\text{Eşitlik 23})$$

$$d_{a1} = 61 + 2 \cdot 7$$

$$\underline{\underline{d_{a1} = \phi 75 \text{ mm}}}$$

5.1.10 Çarkın diş başı dairesi çapı d_{a2} ;

$$d_{a2} = d m_2 + 2 \cdot m \quad (\text{Eşitlik 24})$$

$$d_{a2} = 259 + 2 \cdot 7$$

$$\underline{\underline{d_{a2} = \phi 273 \text{ mm}}}$$

5.1.11 Sonsuz vidanın taban dairesi çapı d_{f1} ;

$$d_{f1} = d m_1 - 2 \cdot (m + c_1) \quad (\text{Eşitlik 25})$$

$$c_1 = c_2 \cong 0,2 \cdot m \quad (\text{Eşitlik 27})$$

$$d_{f1} = 61 - 2,4 \cdot 7$$

$$\underline{\underline{d_{f1} = \phi 44,2 \text{ mm}}}$$

Kontrol:

$$d_{f1} \geq d \text{ olmalıdır.}$$

d – Sonsuz vidanın mil çapı (Şekil 9)

$$d = C \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}$$

Mil malzemesi 16MnCr5 olduğuna göre, burulma emniyet gerilmesi ,

$$\tau_{bem} = 3,00 \text{ kg/mm}^2 = 300 \text{ daN/cm}^2 \quad (\text{Cetvel 10})$$

ve

C – katsayısı

$$C = 11,8 \quad (\text{Cetvel 9})$$

$$d = 11,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{18,5}{1460}} = 2,75 \text{ cm}$$

$$\underline{\underline{d_{f1} (= 44,2 \text{ mm}) > d_{hesap} (= 27,5 \text{ mm}) \text{ uygun}}}$$

veya şekillendirme önerisinden

$$dm_1 \cong 1,4 \cdot d + 2,5 \cdot m \quad (\text{Eşitlik 17})$$

faidalanılarak,

$$61 = 1,4 \cdot d + 2,5 \cdot 7$$

$$d \cong \phi 31 \text{ mm}$$

$$\underline{\underline{df_1 (= 44,2 \text{ mm}) > d_{\text{şekillendirme}} (= 31 \text{ mm}) \text{ uygun}}}$$

$$\text{Burulma gerilmesi } \tau_b = \frac{T_1}{W_b}$$

$$W_b - \text{Burulma mukavemet momenti } W_b = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$$

$$\tau_b = \frac{9550 \cdot \frac{P_1}{n_1}}{\pi \cdot d^3 / 16} \rightarrow N \cdot m \rightarrow \frac{100 \cdot 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1}}{\pi \cdot d^3 / 16} = \tau_{bem}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{955000 \cdot 16}{\pi \cdot \tau_{bem}}} \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} \quad \left| \frac{d}{\text{cm}} \right| \left| \frac{P_1}{\text{kw}} \right| \left| \frac{\tau_{bem}}{\text{N/cm}^2} \right| \left| \frac{n_1}{d/d} \right|$$

C (Cetvel 9)

Örnek

$$\tau_{bem} = 400 \text{ daN/cm}^2 = 4000 \text{ N/cm}^2$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{955000 \cdot 16}{\pi \cdot 4000}} = 10,67$$

$$\underline{\underline{C = 10,7}}$$

(Cetvel 9)

5.1.12 Çarkın taban dairesi çapı d_{f2} ;

$$df_2 = dm_2 - 2 \cdot (m + c_2)$$

(Eşitlik 26)

$$df_2 = 259 - 2 \cdot 4 \cdot 7$$

$$\underline{\underline{df_2 = \phi 242,2 \text{ mm}}}$$

5.1.13 Çarkta maksimum dış çap d_{e2} ;

$$de_2 = da_2 + m$$

(Eşitlik 30)

$$de_2 = 273 + 7$$

$$\underline{\underline{de_2 = \phi 280 \text{ mm}}}$$

5.1.14 Sosuz vidanın uzunluğu b_1 ;

$$b_1 \cong 2,5 \cdot m \cdot \sqrt{Z_2 + 1}$$

(Eşitlik 31)

$$b_1 = 2,5 \cdot 7 \cdot \sqrt{37 + 1} = 107,88 \text{ mm}$$

$$\underline{\underline{b_1 = 108 \text{ mm}}}$$

5.1.15 Çarkın genişliği b_2 ;

$$b_2 \cong 2 \cdot m \cdot (0,5 + \sqrt{q + 1})$$

(Eşitlik 32)

$$q = \frac{dm_1}{m}$$

(Eşitlik 13)

$$b_2 = 2 \cdot 7 \cdot \left(0,5 + \sqrt{\frac{61}{7} + 1} \right) = 50,63 \text{ mm}$$

$$\underline{\underline{b_2 = 51 \text{ mm}}}$$

5.2 Diş sürtünme katsayısı μ_z ve sürtünme açısı ρ_z

$$\mu_z = \mu_{z0} \cdot \gamma_w \cdot \sqrt{\frac{\mathcal{G}_{gm}}{\mathcal{G}_\Sigma}} \cdot \sqrt[4]{\frac{R_z}{R_{z0}}} \quad (\text{Eşitlik 36})$$

5.2.1 Ortalama çevre hızları $\mathcal{G}_{m1}, \mathcal{G}_{m2}$;

Sonsuz vida için,

$$\mathcal{G}_{m1} = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot 10^{-3} \cdot n_1}{60} \quad (\text{Eşitlik 33})$$

$$\mathcal{G}_{m1} = \frac{\pi \cdot 61 \cdot 10^{-3} \cdot 1460}{60}$$

$$\underline{\underline{\mathcal{G}_{m1} \cong 4,66 \text{ m/s}}}$$

Çark için,

$$\mathcal{G}_{m2} = \frac{\pi \cdot d_{m2} \cdot 10^{-3} \cdot n_2}{60} \quad (\text{Eşitlik 34})$$

$$\mathcal{G}_{m2} = \frac{\pi \cdot 259 \cdot 10^{-3} \cdot 1460 \cdot 3/37}{60}$$

$$\underline{\underline{\mathcal{G}_{m2} \cong 1,6 \text{ m/s}}}$$

5.2.2 Ortalama kayma hızı \mathcal{G}_{gm} ;

$$\mathcal{G}_{gm} = \frac{\mathcal{G}_{m1}}{\cos \gamma_m} = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot 10^{-3} \cdot n_1}{60 \cdot \cos \gamma_m} \quad (\text{Eşitlik 35})$$

$$\mathcal{G}_{gm} = \frac{4,66}{\cos 19^\circ}$$

$$\underline{\underline{\mathcal{G}_{gm} \cong 4,93 \text{ m/sn}}}$$

5.2.3 Asgari diş sürtünme katsayısı μ_{z0} ;

Madeni yağ kullanıldığına göre, $\mathcal{G}_{gm} = 4,93 \text{ m/sn}$ için;

$$\mu_{z0} = 1,75 \cdot 10^{-2} \quad (\text{Şekil 12, b – eğrisi})$$

5.2.4 Malzeme çifti faktörü Y_w ,

Sonsuz vida; 16MnCr5, sementasyonla sertleştirilmiş ve taşlanmış $HRC 60 \mp 2$, çark; Gz-CuSn12 savurma döküm bronz malzeme çiftinde;

$$\underline{\underline{Y_w = 1}} \quad (\text{Cetvel 1})$$

5.2.5 $\mathcal{G}_{gm}/\mathcal{G}_{\Sigma}$ oranı;

I, A, N, K tipi sonsuz vidalar için;

$$\underline{\underline{\mathcal{G}_{gm}/\mathcal{G}_{\Sigma} = 2,7}} \quad (\text{Eşitlik 38})$$

5.2.6 Sonsuz vida yüzeyindeki ortalama pürüz derinliği R_z ;

$$\left. \begin{array}{l} \text{Taşlanmış yüzey} \\ m(= 7mm) < 8mm \end{array} \right\} R_z \leq 3...4\mu m \quad (\text{Eşitlik 39})$$

$$\underline{\underline{R_z = 3\mu m(\text{kabül})}}$$

5.2.7 Mukayese pürüz derinliği R_{zo} ;

$$\underline{\underline{R_{zo} \cong 3\mu m}} \quad (\text{Eşitlik 43})$$

Dolayısıyla;

$$\mu_z = 1,75 \cdot 10^{-2} \cdot 1 \cdot \sqrt{2,7} \cdot \sqrt[4]{3/3} = 2,8755 \cdot 10^{-2}$$
$$\underline{\underline{\mu_z \cong 0,0287}}$$

ve sürtünme açısı ρ_z ,

$$\mu_z = \text{tg } \rho_z \quad (\text{Eşitlik 44})$$

$$0,0287 = \text{tg } \rho_z$$

$$\underline{\underline{\rho_z \cong 1,644^\circ}}$$

olur.

Cetvel 11'i inceleyelim

$\mathcal{G}_{gm} [m/s]$	4	4,93(<i>hesap</i>)	6
$\mu_z \sim$	0,025	0,0287	0,02
$\rho_z \sim$	1,4°	1,644°	1,1°

Hesaplanan μ_z ve ρ_z 'in önerilen değerlere çok yakın olduğu görülür. Cetvel 13 te ise, $\mathcal{G}_{gm} = 5 m/s$ için $\rho_z = 1,4^\circ$ dir.

5.3 Mekanizmanın verimi η_z :

Döndüren sonsuz vida,

$$\eta_z = \frac{tg\gamma_m}{tg(\gamma_m + \rho_z)} \quad (Eşitlik 45)$$

$$\eta_z = \frac{tg19^\circ}{tg(19 + 1,644)} = 0,914$$

$$\underline{\underline{\eta_z = \%91,4}}$$

Aynı sonuç, şekil 13 teki diyagramdanda okunabilir.

Mekanizmanın max. verimini hesaplayalım:

Max. verimi veren helis açısı,

$$\gamma_m = 45^\circ - \frac{\rho_z}{2} \quad (Eşitlik 49)$$

olduğuna göre,

$$\eta_{\max.} = \frac{tg\gamma_m}{tg(\gamma_m + \rho_z)} = \frac{tg\left(45 - \frac{\rho_z}{2}\right)}{tg\left(45 - \frac{\rho_z}{2} + \rho_z\right)} = \frac{tg\left(45^\circ - \frac{1,644^\circ}{2}\right)}{tg\left(45^\circ + \frac{1,644^\circ}{2}\right)}$$

$$\underline{\underline{\eta_{\max.} = \%94,4}}$$

veya,

$$\eta_{\max.} = 1 + 2 \cdot \mu_z \left[\mu_z - \sqrt{1 + \mu_z^2} \right] \quad (Eşitlik 50)$$

$$\eta_{\max.} = 1 + 2 \cdot 0,0287 \cdot \left[0,0287 - \sqrt{1 + 0,0287^2} \right] = 0,944$$

$$\underline{\underline{\eta_{\max.} = \%94,4}}$$

aynı sonuç elde edilir.

Şekil 7 yi inceleyelim:

- Çarkın nominal döndürme momenti T_2 ;

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta_z \quad (\text{Eşitlik 51})$$

$$T_2 = 121 \cdot \frac{37}{3} \cdot 0,914$$

$$\underline{T_2 = 1364 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

$$F_{m1} = 2000 \cdot 121/61$$

$$\underline{F_{m1} = 3967 \text{ N}}$$

Çark için:

$$F_{m2} = 2000 \cdot T_2 / dm_2 = 2000 \cdot T_1 \cdot \eta_z \cdot u / dm_2 \quad (\text{Eşitlik 52})$$

$$F_{m2} = 2000 \cdot 1364 / 259$$

$$\underline{F_{m2} = 10533 \text{ N}}$$

5.4.2 Diş normal kuvveti F_n ;

$$F_n = F_{nm1} = F_{nm2} = F_{m1} / [\cos \alpha_n (\sin \gamma_m + \mu_z \cdot \cos \gamma_m)] \quad (\text{Eşitlik 59})$$

$$F_n = 3967 / [\cos 20^\circ \cdot (\sin 19^\circ + 0,0287 \cdot \cos 19^\circ)]$$

$$\underline{F_n = F_{nm1} = F_{nm2} = 11969 \text{ N}}$$

5.4.3 Eksenel kuvvetler F_x ;

Sonsuz vida için:

$$F_{xm1} = -F_{m2} \quad (\text{Eşitlik 61})$$

$$\underline{F_{xm1} = -10533 \text{ N}}$$

Çark için:

$$F_{xm2} = -F_{m1} \quad (\text{Eşitlik 62})$$

$$\underline{F_{xm2} = -3967 \text{ N}}$$

5.4.4 Radyal kuvvetler F_r ;

$$F_{r1} = F_{r2} = F_n \cdot \sin \alpha_n \quad (\text{Eşitlik 65})$$

$$F_{r1} = F_{r2} = 11969 \cdot \sin 20^\circ$$

$$\underline{F_{r1} = F_{r2} \cong 4094 \text{ N}}$$

5.5 Toplam güç kaybı P_V ;

$$P_V = P_{Vz} + P_{VLP} + P_{VO} \quad (\text{Eşitlik 67})$$

5.5.1 Diş sürtünme kaybı P_{Vz} ;

$$P_{Vz} = F_n \cdot \mu_z \cdot \mathcal{G}_{gm} \cdot 10^{-3} \quad (\text{Eşitlik 68})$$

$$P_{Vz} = 11969 \cdot 0,0287 \cdot 4,93 \cdot 10^{-3}$$

$$\underline{\underline{P_{Vz} \cong 1,70 \text{ kW}}}$$

veya,

$$P_{Vz} = P_1 \cdot (1 - \eta_z) \quad (\text{Eşitlik 69})$$

$$P_{Vz} = 18,5 \cdot (1 - 0,914)$$

$$\underline{\underline{P_{Vz} \cong 1,60 \text{ kW}}}$$

5.5.2 Boşta çalışma kaybı P_{VD} ;

$$P_{VO} = 10^{-7} \cdot a \cdot (n_1/60)^{4/3} \cdot (v_{50} + 90) \quad (\text{Eşitlik 71})$$

v_{50} - 50 °C' de yağın viskozitesi

Önce, yağ- viskozite tespit faktörü K_S değerini hesaplayalım.

$$K_S = \frac{T_2}{a^3 \cdot n_1} \quad (\text{Eşitlik 135})$$

$$K_S = \frac{1364}{(160 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 1460}$$

$$\underline{\underline{K_S = 228 \text{ N} \cdot \text{dak}/\text{m}^2}}$$

K_S ' e karşılık gelen kinematik viskozite;

$$\left. \begin{array}{l} v_{40} \cong 320 \text{ mm}^2/\text{s} \\ v_{50} \cong 160 \text{ mm}^2/\text{s} \end{array} \right\} \quad (\text{Şekil 30})$$

$$\left. \begin{array}{l} v_{40} \cong 320 \text{ mm}^2/\text{s} \\ \mathcal{G}_{eff} = 40^\circ\text{C} \end{array} \right\} \text{viskozite sınıfı } \underline{\underline{\text{ISOVG 320}}} \quad (\text{Şekil 31})$$

veya,

$$\left. \begin{array}{l} v_{40} \cong 160 \text{ mm}^2/\text{s} \\ \mathcal{G}_{eff} = 50^\circ\text{C} \end{array} \right\} \text{viskozite sınıfı } \underline{\underline{\text{ISOVG 320}}} \quad (\text{Şekil 31})$$

ISO VG 320 ve 50°C için kinematik viskozite (kullanılacak yağın kinematik viskozitesi)

$$\underline{\underline{v_{50} = 169 \text{ mm}^2/\text{s}}} \quad (\text{Cetvel 16})$$

$$P_{VO} = 10^{-7} \cdot 160 \cdot (1460/60)^{4/3} \cdot (169 + 90)$$

$$P_{VO} \cong 0,3 \text{ kW}$$

5.5.3 Yatak kaybı P_{VLP} ;

$$P_{VLP} = 0,23 \cdot P_2 \cdot (a/100)^{0,44} \cdot u/dm_2 \quad (\text{Eşitlik 74})$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_z \quad (\text{Eşitlik 69; Yatak kaybı olmadan çark milindeki güç})$$

$$P_{VLP} = 0,23 \cdot 18,5 \cdot 0,914 \cdot (160/100)^{0,44} \cdot \frac{37}{3} \cdot \frac{1}{259}$$

$$\underline{\underline{P_{VLP} = 0,230 \text{ kW}}}$$

Toplam kayıp güç,

$$P_V = 1,70 + 0,23 + 0,3$$

$$\underline{\underline{P_V = 2,23 \text{ kW}}}$$

5.6 Toplam verim η_G ;

$$\eta_G = (P_1 - P_V)/P_1 \quad (\text{Eşitlik 75})$$

$$\eta_G = \frac{18,5 - 2,23}{18,5} = 0,879$$

$$\underline{\underline{\eta_G \cong \%88}}$$

Kontrol:

$$\left. \begin{array}{l} u \cong 12,34 \\ Z_1 = 3 \end{array} \right\} \eta_{top.} = 0,85 \quad (\text{Cetvel 4})$$

$$\left. \begin{array}{l} u \cong 12,34 \\ n_1 = 1460 \text{ d/d} \\ \eta_G = \end{array} \right\} \begin{array}{cc} 10 & 20 \\ \hline 85...90 & 82...91 \end{array} \quad (\text{Cetvel 14})$$

1500 d/d için

Her iki cetvel incelendiğinde hesaplanan $\eta_G \cong \%88$ değerinin uygun olduğu görülür.

5.7 Sıcaklık emniyeti S_T 'nin kontrolü;

5.7.1 Mekanizma kutusunun müsaade edilen dış cidar sıcaklığı $\vartheta_{u\infty em}$;

$$\vartheta_{u\infty em} = \left[(\vartheta_{Lsmir} - \vartheta_{ai}) / (1,03 + 0,1 \cdot \sqrt{n_1/1000}) \right] - 1,5 \quad (\text{Eşitlik 78})$$

ϑ_{Lsmir} - Karterdeki max. yağ sıcaklığı

$$\underline{\underline{\vartheta_{Lsmir} = 90^\circ C}} \quad (\text{Eşitlik 80})$$

ϑ_{ai} - Dış (çevre-ortam) hava sıcaklığı

$$\underline{\underline{\vartheta_{aiort.} = 20^\circ C}} \quad (\text{Kabül})$$

$$\vartheta_{u\infty em} = \left[(90 - 20) / (1,03 + 0,1 \cdot \sqrt{1460/1000}) \right] - 1,5$$

$$\underline{\underline{\vartheta_{u\infty em} = 59,3^\circ C}}$$

5.7.2 Mekanizma kutusunun etkili soğutma yüzeyi A_{ca} ;

Soğutma kanatlarını başlangıçta düşünmeyelim.

$$A_{ca} \cong 115 \cdot a^{1,7} \quad (\text{Eşitlik 83})$$

$$A_{ca} = 115 \cdot 160^{1,7} = 642246,6 \text{ mm}^2$$

$$\underline{\underline{A_{ca} \cong 0,64 \text{ m}^2}}$$

5.7.3 Isı geçiş katsayısı k_{ca} ;

Konrüksiyon: Sonsuz vida altta ve yatay, vantilatörsüz mekanizma olarak düşünelim.

$$k_{ca} \cong 6,6 \cdot 10^{-3} \left[1 + 0,23 \cdot (n_1/60)^{0,75} \right] \quad (\text{Eşitlik 85})$$

$$k_{ca} = 6,6 \cdot 10^{-3} \cdot \left[1 + 0,23 \cdot (1460/60)^{0,75} \right]$$

$$\underline{\underline{k_{ca} = 2,32 \cdot 10^{-2} \text{ kw/m}^2 \text{ }^\circ C}}$$

5.7.4 Mekanizma kutusunun soğutma gücü Q'_{ab} ;

$$Q'_{ab} = \vartheta_{u\infty} \cdot A_{ca} \cdot k_{ca} \quad (\text{Eşitlik 77})$$

$$Q'_{ab} = 59,3 \cdot 0,64 \cdot 2,32 \cdot 10^{-2}$$

$$\underline{\underline{Q'_{ab} = 0,9 \text{ kw}}}$$

5.7.5 Sıcaklık emniyeti S_T ;

$$S_T = Q'_{ab} / P_V \geq 1 \quad (\text{Eşitlik 86})$$

$$S_T = 0,9/2,23$$

$$\underline{\underline{S_T = 0,4 < 1}} \quad \text{uygun DEĞİL}$$

Yani, mekanizma kutusunun soğutma gücü YETERSİZ.

Sürekli işletme halinde $P_V > Q'_{ab}$ ise aradaki fark;

- İlave soğutma (Örneğin; sonsuz vida milinde vantilatör, mekanizma kutusunda soğutma kanatları bulunması),
- Eksenler arası mesafeyi büyütme,
- Yağ veya su serpantini kullanma,
- Püskürtme yağlama yapma,

gibi önlemlerle kapatılabilir.

Sürekli işletme haline devam edelim (Kısa süreli işletme proje sonunda ele alınacaktır)

Mekanizma, vantilatörlü ve soğutma kanatlı olsun.

$$A_{ca} \cong 9 \cdot 10^{-5} \cdot a^{1,85} \quad (\text{Eşitlik 81})$$

$$A_{ca} = 9 \cdot 10^{-5} \cdot 160^{1,85} = 1,076 m^2$$

$$\underline{\underline{A_{ca} \cong 1,1 m^2}}$$

$$k_{ca} \cong 6,6 \cdot 10^{-3} \left[1 + 0,4 \cdot (n_1/60)^{0,75} \right] \quad (\text{Eşitlik 84})$$

$$k_{ca} = 6,6 \cdot 10^{-3} \left[1 + 0,4 \cdot (1460/60)^{0,75} \right]$$

$$\underline{\underline{k_{ca} = 3,55 \cdot 10^{-2} \text{ kW/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}}$$

$$Q'_{ab} = 59,3 \cdot 1,1 \cdot 3,55 \cdot 10^{-2}$$

$$\underline{\underline{Q'_{ab} = 2,3 \text{ kW}}}$$

$$S_T = Q'_{ab} / P_V \geq 1 \quad (\text{Eşitlik 86})$$

$$\underline{\underline{S_T = 2,3/2,23 = 1,03 > 1}} \quad \text{uygun}$$

5.8 Pitting emniyeti S_H 'nin kontrolü;

$$S_H = \sigma_{H \text{ lim}} \cdot Z_h \cdot Z_n / \left(Z_E \cdot Z_P \sqrt{1000 \cdot T_2 \cdot K_A / a^3} \right) \geq S_{H \text{ min}} \quad (\text{Eşitlik 94})$$

5.8.1 Pitting sürekli mukavemeti $\sigma_{H \text{ lim}}$;

(16MnCr5 semantasyonla sertleştirilmiş ve taşlanmış) / (Gz-CuSn12) malzeme çiftinde

$$\underline{\underline{\sigma_{H \text{ lim}} = 425 \text{ N/mm}^2}} \quad (\text{Cetvel 1})$$

5.8.2 Ömür faktörü Z_h ;

$$Z_h = (25000 / L_h)^{1/6} \leq 1,6 \quad (\text{Eşitlik 91})$$

L_h - Tam yük ömrü

$$\underline{\underline{L_h = 25000 \text{ saat}}} \quad (\text{Kabül})$$

$$Z_h = (25000 / 25000)^{1/6}$$

$$\underline{\underline{Z_h = 1}}$$

5.8.3 Değişken yük faktörü Z_n ;

$$Z_n = \left[1 / \left(\frac{n_2}{8} + 1 \right) \right]^{1/8} \quad (\text{Eşitlik 92})$$

$$Z_n = \left[\frac{1}{1460 \cdot \frac{3}{37} \cdot \frac{1}{8} + 1} \right]^{1/8} = 0,708$$

$$\underline{\underline{Z_n \cong 0,71}}$$

5.8.4 Elastisite faktörü Z_E ;

Çelik / Gz-CuSn12 malzeme çifti için

$$\underline{\underline{Z_E = 147 (N/mm^2)^{1/2}}} \quad (\text{Cetvel 1})$$

5.8.5 Temas faktörü Z_p ;

$$\frac{dm_1}{a} = \frac{61}{160} = 0,38 \text{ için,}$$

$$\underline{\underline{Z_p = 2,85}}$$

(Şekil 8)

5.8.6 Çarkın dödürme momenti T_2 ;

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2} \quad (\text{Eşitlik 6})$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_G \text{ ile, } T_2 = 9550 \cdot 18,5 \cdot 0,88 \cdot \frac{1}{1460 \cdot \frac{3}{37}}$$

$$T_2 = 9550 \cdot 18,5 \cdot 0,88 \cdot \frac{1}{1460 \cdot \frac{3}{37}}$$

$$\underline{\underline{T_2 = 1313,4 Nm}}$$

Bu moment çark milindeki faydalı momenttir. Çarkın üzerindeki moment yatak kaybını da yeneceğinden, $T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta_z$ ile hesap yapmak daha uygundur.

$$\underline{\underline{T_2 = 1364 Nm}} \quad (\text{Sayfa :103})$$

$$S_H = 425 \cdot 1 \cdot 0,71 / \left(147 \cdot 2,85 \cdot \sqrt{1000 \cdot 1364 \cdot 1,25 / (160)^3} \right)$$

$$S_H \cong 1,12$$

$$\underline{\underline{S_H (= 1,12) > S_{H \min.} (= 1 \dots 1,3 \text{ Eşitlik 11}) \text{ uygun.}}}$$

5.9 Aşınma emniyeti S_w 'nin kontrolü;

$$S_w = \sigma_{w \lim} \cdot W_P \cdot W_R \cdot W_V / \left(Z_E \cdot Z_P \sqrt{1000 \cdot T_2 \cdot K_A / a^3} \right) \geq S_{w \min} \quad (\text{Eşitlik 106})$$

5.9.1 Aşınma mukavemeti $\sigma_{w \lim}$;

- Çarkta yük tekrarlama sayısı L_w ,

$$L_w = L_h \cdot n_2 \cdot 60 \quad (\text{Eşitlik 95})$$

$$L_w = 25000 \cdot 1463 \cdot \frac{3}{37} \cdot 60$$

$$\underline{\underline{L_w = 17,76 \cdot 10^7}}$$

- Aşınma miktarı Δm ;

$$\Delta m \cong 1,5 \cdot \Delta s_n \cdot Z_2 \cdot m \cdot dm_1 \cdot \rho_{\text{çark}} / (10^6 \cdot \cos \gamma_m \cdot \cos \alpha) \quad (\text{Eşitlik 101})$$

Δs_n - Normal diş profilinde çarkın diş kalınlığı aşınması

Sivri tepe oluşmaması için,

$$\Delta s_n \leq 0,3 \cdot m_n \quad (\text{Eşitlik 98})$$

olmalıdır.

$$\Delta s_n \leq 0,1 \cdot m_n \quad (\text{Kabül})$$

Güç ileten mekanizmalarda Δs_n yerine $\Delta s_n \cdot (1 - \Delta s_n / 2 \cdot m_n)^2$ faktörü alınır.

$$\Delta s_n \cdot (1 - \Delta s_n / 2 \cdot m_n)^2 = 0,1 \cdot m_n \cdot \left(1 - \frac{0,1 \cdot m_n}{2 \cdot m_n}\right)^2 = 0,1 \cdot 6,6186 \cdot (1 - 0,1/2)^2$$

$$\Delta s_n \cdot (1 - \Delta s_n / 2 \cdot m_n)^2 \cong 0,6 \text{ mm.}$$

$\rho_{\text{çark}}$ - Çark malzemesinin yoğunluğu

$$\underline{\underline{\rho_{\text{çark}} = 8,8 \text{ mg/mm}^3}} \quad (\text{Gz - CuSn12, için Cetvel 15})$$

$$\Delta m = 1,5 \cdot 0,6 \cdot 37 \cdot 7 \cdot 61 \cdot 8,8 / (10^6 \cdot \cos 19^\circ \cdot \cos 20^\circ)$$

$$\underline{\underline{\Delta m = 0,14 \text{ kg}}}$$

- Aşınma emniyet miktarı Δm_{lim} ;

$$\Delta m = \Delta m_{\text{lim}}$$

veya

daha küçük alınabilir.

$$\underline{\underline{\Delta m_{\text{lim}} = 0,14 \text{ kg}}}$$

Bulunan değerler ile,

$$\sigma_{w \text{ lim}} = (2,6 \cdot 10^{16} \cdot \Delta m_{\text{lim}} / L_w)^{1/4} \quad (\text{Şekil 22})$$

$$\sigma_{w \text{ lim}} = [2,6 \cdot 10^{16} \cdot 0,14 / (17,76 \cdot 10^7)]^{1/4} = 67,28 \text{ N/mm}^2$$

$$\underline{\underline{\sigma_{w \text{ lim}} \cong 67,3 \text{ N/mm}^2}}$$

5.9.2 Aşınma çifti faktörü W_P ;

16MnCr5 / Gz-CuSn12 malzeme çifti ve EP katkılı madeni yağ (L4) için,

$$\underline{W_P} = 1 \quad (\text{Cetvel 15})$$

5.9.3 Aşınma pürüz faktörü W_R ;

$$W_R \cong \sqrt[4]{R_z/R_{zo}} \quad (\text{Eşitlik 102})$$

R_z - Sonsuz vida yüzeyindeki ortalama pürüz derinliği

$$\underline{R_z} = 3 \mu m \quad (\text{Sayfa 100})$$

R_{zo} - Mukayese pürüz derinliği

$$\underline{R_{zo}} = 3 \mu m \quad (\text{Sayfa 100})$$

$$W_R = \sqrt[4]{3/3}$$

$$\underline{W_R} = 1$$

5.9.4 Aşınma hız faktörü W_V ;

$$W_V = \sqrt[4]{n_1 \cdot (\mathcal{G}_{go} + \mathcal{G}_{gm}^{1,5}) / (u \cdot \mathcal{G}_{gm})} \quad (\text{Eşitlik 103})$$

\mathcal{G}_{go} - Karakteristik hız

$$\left. \begin{array}{l} 16MnCr5 / Gz - CuSn12 \\ \text{Madeni yağ L4} \end{array} \right\} \mathcal{G}_{go} = 0,11 m/s \quad (\text{Cetvel 15})$$

$$W_V = \sqrt[4]{1460 \left[0,11 + (4,93)^{1,5} \right] / \left(\frac{37}{3} \cdot 4,93 \right)}$$

$$\underline{W_V} \cong 4$$

$$S_w = 67,3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 4 / \left(147 \cdot 2,85 \cdot \sqrt{1000 \cdot 1364 \cdot 1,25 / (160)^3} \right) = 0,996$$

$$S_w \cong 1$$

$$\underline{S_w (=1)} \geq S_{w \min.} (=1 \dots 1,3 \text{ Eşitlik 104}) \quad (\text{Uygun.})$$

Not: Aşınma hızı Δm_s :

Aşınma emniyet miktarı olarak seçilen veya hesaplanan Δm_{lim} değeri, L_h saatte oluşacağına göre aşınma hızı,

$$\Delta m_s = \Delta m_{lim} / L_h = 0,140 \text{ kg} / 25000 \text{ saat} = 140 \text{ gr} / 25000 \text{ saat}$$

$$\Delta m_s = 0,0056 \text{ gr} / \text{saat}$$

$$\Delta m_s = 5,6 \text{ mgr} / \text{saat}$$

olarak bulunur.

5.10 Diş kırılma emniyeti S_F 'nin kontrolü;

$$S_F = U_{lim} \cdot m \cdot b_2 / (F_{m2} \cdot K_A) \geq 1 \quad (\text{Eşitlik 109})$$

5.10.1 Diş taban gerilmesi (zorlanması) sınır değeri U_{lim} ;

$$\left. \begin{array}{l} \alpha_n = 20^\circ \\ \text{Çark : Gz - CuSn12} \\ \text{Normal gerilme hali} \end{array} \right\} \underline{\underline{U_{lim} = 190 \text{ N/mm}^2}} \quad (\text{Çetvel 1})$$

5.10.2 Çarkın nominal çevre kuvveti F_{m2} ;

$$F_{m2} = 10533 \text{ N} \quad (\text{Sayfa :103})$$

$$S_F = 190 \cdot 7 \cdot 51 / (10533 \cdot 1,25)$$

$$\underline{\underline{S_F = 5,15 > 1}} \quad \text{Uygun}$$

5.11 Sonsuz vida milinin eğilme emniyeti S_δ 'nin kontrolü;

5.11.1 Bileşke sehim (çökme) δ_m ;

$$\delta_m = 2 \cdot 10^{-6} \cdot L_1^3 \cdot F_{m2} \cdot \sqrt{t g^2 \alpha_x + t g^2 (\gamma_m + \rho_z)} / dm_1^4 \leq \delta_{lim} \quad (\text{Eşitlik 131})$$

L_1 - Sonsuz vida milinde yatak açıklığı

$$L_1 = (1,3...1,5) \cdot a \quad (\text{Eşitlik 122})$$

$$L_1 = 1,3 \cdot a \quad (\text{Kabül})$$

$$L_1 = 1,3 \cdot 160$$

$$\underline{\underline{L_1 = 208 \text{ mm}}}$$

α_x - Eksenel kavrama açısı

$$\underline{\underline{\alpha_x = 20^\circ}} \quad (\text{alalım})$$

$$\delta_m = 2 \cdot 10^{-6} \cdot (208)^3 \cdot 10533 \sqrt{\text{tg}^2 20^\circ + \text{tg}^2 (19^\circ + 1,644^\circ)} / (61)^4$$

$$\underline{\underline{\delta_m \cong 0,007 \text{ mm}}}$$

5.11.2 **Sehim (çökme) sınır değeri δ_{lim} ;**

Sertleştirilmiş sonsuz vida için,

$$\delta_{\text{lim}} \cong 0,004 \cdot m \quad (\text{Eşitlik 132})$$

$$\delta_{\text{lim}} = 0,004 \cdot 7$$

$$\underline{\underline{\delta_{\text{lim}} = 0,028 \text{ mm}}}$$

5.11.3 **Eğilme emniyeti S_δ ;**

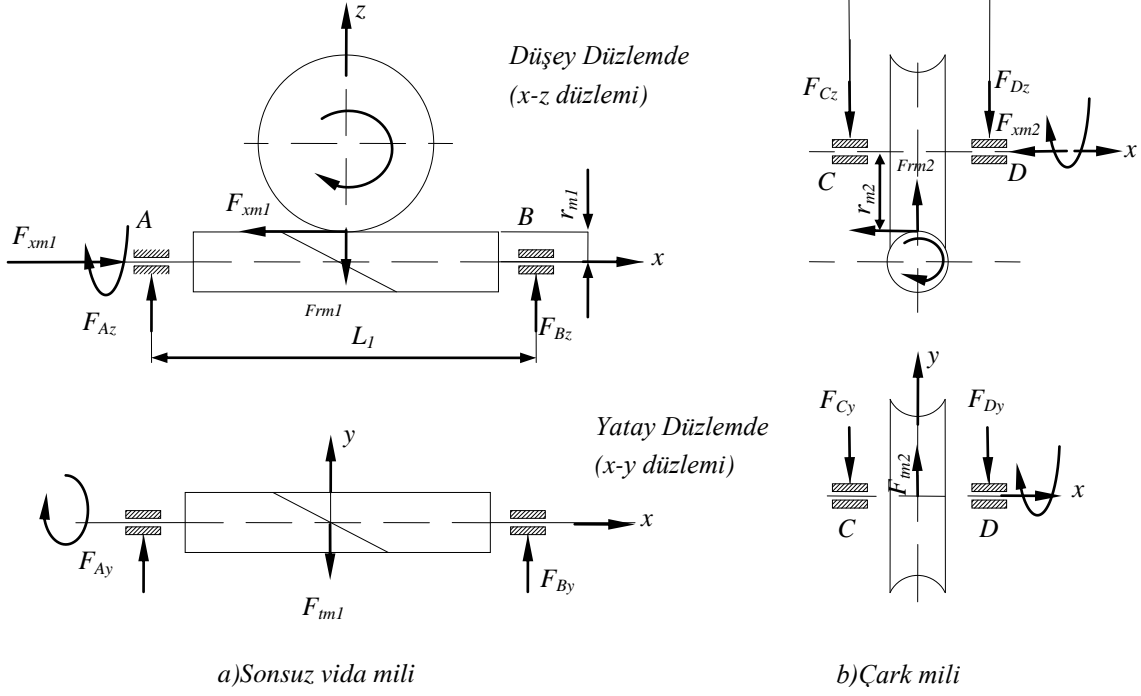
$$S_\delta = \delta_{\text{lim}} / \delta_m \geq 0,5...1 \quad (\text{Eşitlik 134})$$

$$S_\delta = 0,028 / 0,007 = 4$$

$$\underline{\underline{S_\delta = 4 > 0,5...1}} \quad \text{Uygun.}$$

5.12 Yatak kuvvetleri (Şekil 25);

Projedeki dönme yönüne göre (Şekil 58)



Şekil 58. Projedeki dönme yönüne göre, simetrik yataklanmış sonsuz vida ve çark milinde, yatak kuvvetleri.

5.12.1 A-yatağı

$$F_{Ay} = \frac{1}{2} \cdot F_{m1} \quad (\text{Eşitlik 110})$$

$$F_{Ay} = \frac{1}{2} \cdot 3967$$

$$\underline{\underline{F_{Ay} = 1983,5 N}}$$

$$F_{Az} = \frac{1}{2} \cdot F_{rm1} + F_{xm1} \cdot \frac{r_{m1}}{L_1}$$

$$F_{Az} = \frac{1}{2} \cdot 4094 - 10533 \cdot \frac{(61/2)}{208}$$

$$\underline{\underline{F_{Az} = 502,5 N}}$$

$$F_{Ay} = F_{By} = \frac{1}{2} \cdot F_{m1} = \frac{1}{2} \cdot 3967$$

$$\underline{\underline{F_{Ay} = F_{By} = 1983,5 N}}$$

$$F_{Az} + F_{Bz} = F_{rm1}$$

$$F_{Bz} \cdot L_1 + F_{m2} \cdot r_{m1} = F_{rm1} \cdot \frac{L_1}{2}$$

$$F_{Bz} = \frac{1}{2} \cdot F_{rm1} - F_{m2} \cdot \frac{r_{m1}}{L_1}$$

$$F_{Az} = \frac{1}{2} \cdot F_{rm1} + F_{m2} \cdot \frac{r_{m1}}{L_1}$$

$$F_{Bz} = \frac{1}{2} \cdot 4094 - 10533 \cdot \frac{(61/2)}{208}$$

$$\underline{\underline{F_{Bz} = 502,5 N}}$$

$$F_{Az} = 4094 - 502,5$$

$$\underline{\underline{F_{Az} = 3591,5 N}}$$

$$F_A = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az}^2} = \sqrt{(1983,5)^2 + (3591,5)^2}$$

$$\underline{\underline{F_A = 4103 N}}$$

$$F_A = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az}^2} = \sqrt{(1983,5)^2 + (3591,5)^2}$$

$$\underline{\underline{F_A = 4103 N}}$$

$$F_B = \sqrt{F_{By}^2 + F_{Bz}^2} = \sqrt{(1983,5)^2 + (502,5)^2}$$

$$\underline{\underline{F_B = 2046 N}}$$

A yatağı: $F_A = 4103 N$ radyal $F_{xm1} = 10533 N$ aksel kuvvetleri ile zorlanmaktadır.

B yatağı: $F_B = 2046 N$ radyal kuvveti ile zorlanmaktadır.

(F_{xm1} aksel kuvvetini B yatağı da alabilir).

$$F_{Cy} = F_{Dy} = \frac{1}{2} \cdot F_{m2} = \frac{1}{2} \cdot 10533$$

$$\underline{\underline{F_{Cy} = F_{Dy} = 5266,5 N}}$$

$$F_{Cz} + F_{Dz} = F_{m2}$$

$$F_{Dz} \cdot L_2 = F_{m2} \cdot \frac{L_2}{2} + F_{m1} \cdot r_{m2}$$

$$F_{Dz} = \frac{1}{2} \cdot F_{m2} + F_{m1} \frac{r_{m2}}{L_2}$$

$$F_A = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az}^2}$$

(Eşitlik 112)

$$F_A = \sqrt{(1983)^2 + (502,5)^2}$$

$$\underline{\underline{F_A \cong 2046 N}}$$

5.12.2 B-yatağı;

$$F_{By} = \frac{1}{2} \cdot F_{m1} \quad (\text{Eşitlik 113})$$

$$F_{By} = \frac{1}{2} \cdot 3967$$

$$\underline{\underline{F_{By} = 1983,5 N}}$$

$$F_{Bz} = \frac{1}{2} \cdot F_{rm1} - F_{zxm1} \cdot \frac{r_{m1}}{L_1} \quad (\text{Eşitlik 114})$$

$$F_{Bz} = \frac{1}{2} \cdot 4094 + 10533 \cdot \frac{(61/2)}{208}$$

$$\underline{\underline{F_{Bz} = 3591,5 N}}$$

$$F_B = \sqrt{F_{By}^2 + F_{Bz}^2} \quad (\text{Eşitlik 115})$$

$$F_B = \sqrt{(1983,5)^2 + (3591,5)^2}$$

$$\underline{\underline{F_B \cong 4103 N}}$$

A yatağı: $F_A = 2046 N$ radyal ve $F_{xm1} = 10533 N$ aksenal kuvvetleri ile zorlanmaktadır.

B yatağı: $F_B = 4103 N$ radyal kuvveti ile zorlanmaktadır.

(B yatağı F_{xm1} aksenal kuvvetini alabilecek şekilde de seçilebilir).

5.12.3 C-yatağı;

$$F_{Cy} = \frac{1}{2} \cdot F_{m2} \quad (\text{Eşitlik 116})$$

$$F_{Cy} = \frac{1}{2} \cdot 10533$$

$$\underline{\underline{F_{Cy} = 5266,5 N}}$$

$$F_{Cz} = \frac{1}{2} \cdot F_{rm2} + F_{xm2} \cdot \frac{r_{m2}}{L_2} \quad (\text{Eşitlik 117})$$

L_2 - Çark milinde yatak açıklığı

$$L_2 = 1 \cdot a \quad (\text{Eşitlik 125})$$

$$\underline{\underline{L_2 = 160 \text{ mm}}}$$

$$F_{Cz} = \frac{1}{2} \cdot 4094 - 3967 \cdot \frac{(259/2)}{160}$$

$$\underline{\underline{F_{Cz} \cong -1164 \text{ N}}}$$

$$F_C = \sqrt{F_{Cy}^2 + F_{Cz}^2} \quad (\text{Eşitlik 118})$$

$$F_C = \sqrt{(1164)^2 + (5266,5)^2}$$

$$\underline{\underline{F_C = 5393,6 \text{ N} \cong 5394 \text{ N}}}$$

$$F_{Dz} = \frac{1}{2} \cdot 4094 + 3967 \cdot \frac{(259/2)}{160}$$

$$\underline{\underline{F_{Dz} \cong 5258 \text{ N}}}$$

$$F_{Cz} = 4094 - 5258$$

$$\underline{\underline{F_{Cz} = -1164 \text{ N}}}$$

$$F_C = \sqrt{F_{Cz}^2 + F_{Cy}^2} = \sqrt{(1164)^2 + (5266,5)^2}$$

$$\underline{\underline{F_C \cong 5394 \text{ N}}}$$

$$F_D = \sqrt{F_{Dz}^2 + F_{Dy}^2} = \sqrt{(5258)^2 + (5266,5)^2}$$

$$\underline{\underline{F_D \cong 7442 \text{ N}}}$$

C yatağı: $F_C = 5394 \text{ N}$ radyal ve $F_{xm2} = 3967 \text{ N}$ aksel kuvvetleri ile zorlanmaktadır.

D yatağı: $F_D = 7442 \text{ N}$ radyal kuvveti ile zorlanmaktadır.

(F_{xm2} aksel kuvvetini D yatağı da alabilir).

Hesaplanan yatak kuvvetleri Şekil 59 da verilmiştir.

5.12.4 D-yatağı;

$$F_{Dy} = \frac{1}{2} \cdot F_{xm2} \quad (\text{Eşitlik 119})$$

$$F_{Dy} = \frac{1}{2} \cdot 10533$$

$$\underline{\underline{F_{Dy} = 5266,5 N}}$$

$$F_{Dz} = \frac{1}{2} \cdot F_{rm2} - F_{xm2} \cdot \frac{r_{m2}}{L_2} \quad (\text{Eşitlik 120})$$

$$F_{Dz} = \frac{1}{2} \cdot 4094 + 3967 \cdot \frac{(259/2)}{160}$$

$$\underline{\underline{F_{Dz} \cong 5258 N}}$$

$$F_D = \sqrt{F_{Dz}^2 + F_{Dy}^2} \quad (\text{Eşitlik 121})$$

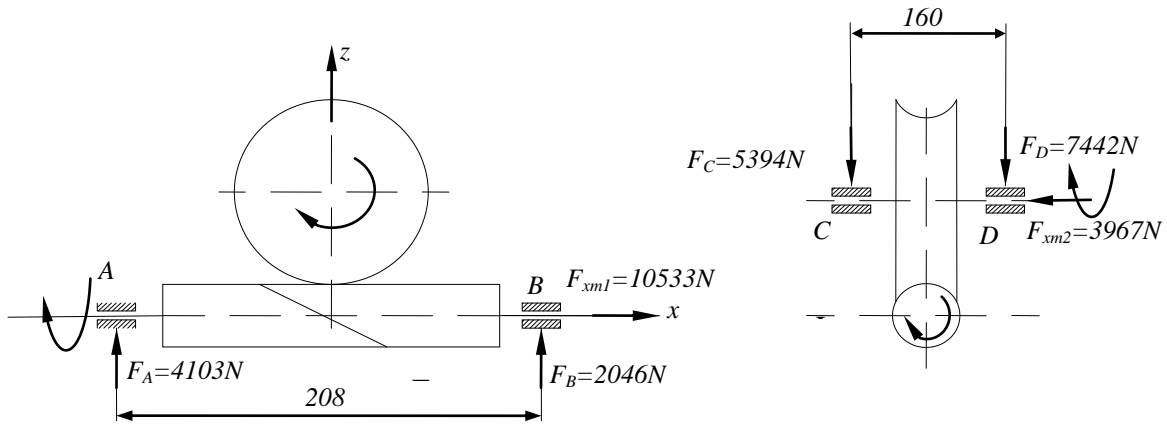
$$F_D = \sqrt{(5258)^2 + (5266,5)^2}$$

$$\underline{\underline{F_D \cong 7442 N}}$$

C yatağı: $F_C = 5393,6 N$ radyal ve $F_{xm2} = 3967 N$ aksel kuvvetleri ile zorlanmaktadır.

D yatağı: $F_D = 7442 N$ radyal kuvveti ile zorlanmaktadır.

(D- yatağı, F_{xm2} aksel kuvvetini alabilecek şekilde de seçilebilir).



Şekil 59. Radyal ve aksel yatak kuvvetleri.

5.13 Normal yan boşluk j_n ;

Güç ileten mekanizmalarda Cetvel 17 ye göre:

- Büyük yan boşluk,

$$j_{n\max.} = 0,0005 \cdot d_2 + 0,016 \cdot m + 0,06$$

$$j_{n\max.} = 0,0005 \cdot 259 + 0,016 \cdot 7 + 0,06$$

$$\underline{\underline{j_{n\max.} \cong 0,3\text{ mm}}}$$

- Küçük yan boşluk,

$$j_{n\min.} = 0,0003 \cdot d_2 + 0,011 \cdot m + 0,025$$

$$j_{n\min.} = 0,0003 \cdot 259 + 0,011 \cdot 7 + 0,025$$

$$\underline{\underline{j_{n\min.} \cong 0,18\text{ mm}}}$$

veya,

$$m_n = 6,6186\text{ mm için,}$$

$$\underline{\underline{j_n = 0,2...0,33\text{ mm}}} \quad (\text{Şekil 32})$$

okunabilir.

5.14 Kalite ve toleranslar;

Özel olmayan ve sakin çalışan endüstri mekanizmalarında;

Cetvel 18'e göre:

- Sonsuz vida, çark ve mekanizma kutusu için seçilen kalite : 8
- Eksenler arası mesafe için seçilen kalite : 8

Eksenler arası mesafe toleransı;

$$a = 160\text{ mm} \left. \vphantom{a} \right\} A_a = \mp 31,5\ \mu\text{m} \quad (\text{DIN 3964 } j_s\ 8, \text{ Cetvel 19})$$

$$A_{as} = \pm A_a \cdot \cos \gamma_m \quad (\text{Eşitlik 136})$$

$$A_{as} = \pm 31,5 \cdot \cos 19^\circ = 29,78\ \mu\text{m}$$

$$A_{as} \cong \mp 30\ \mu\text{m} = 0,030\text{ mm}$$

$$\underline{\underline{a = 160 + 0,030\text{ mm}}}$$

bulunur.

5.15 Sementasyon sertlik derinliği;

Sementasyon sertlik derinliği veya sert tabaka kalınlığı,

$$m_n = 6,6186 \text{ mm için}$$

$$\bullet \quad \underline{\underline{E_{ht} = 1...1,5 \text{ mm}}} \quad (\text{Cetvel 21})$$

$$\bullet \quad \underline{\underline{E_{ht} = 0,8...1,25 \text{ mm}}} \quad (\text{Şekil 33})$$

$$\underline{\underline{E_{ht} = 0,8...1,25 \text{ mm}}} \quad (\text{Kabül})$$

5.16 Kısa süreli kesintili çalışma;

Kısa süreli-kesintili çalışmada, eğer çalışmadan sonraki ara $4 \cdot a/100$ saatten daha uzun ise, P_V kısa çalışma süresince

$$\underline{\underline{S_{TK} \cdot P_V \leq Q'_{ab}}} \quad (141)$$

değerine ulaşır. Dolayısıyla,

Müsaade edilen sıcaklık emniyeti;

$$\underline{\underline{S_T = Q'_{ab} / (S_{TK} \cdot P_V) \geq 1}} \quad (142)$$

olur.

S_{TK} - Kısa süreli-sıcaklık emniyeti (Cetvel 23),

Cetvel 25. Referans (mukayese) zamanı t_a ' ya bağlı olarak kısa süreli-sıcaklık emniyeti S_{TK} değerleri.

t_a	0,1	0,14	0,2	0,3	0,4	0,7	1,0	1,4	2	3
S_{TK}	0,14	0,20	0,29	0,42	0,48	0,67	0,78	0,88	0,96	1,0

t_a - Referans (mukayese) zamanı

$$\underline{\underline{t_a = t_E \cdot (100/a) \cdot (y_K / y_{KO})}} \quad (143)$$

t_E - Kısa çalışma zamanı

y_K - Soğutma faktörü

$$\underline{\underline{y_K = 1 + y_B \cdot \left(\frac{n_1}{1000} \right)^{1,55}}} \quad (144)$$

y_B - Vantilatör katsayısı

- Vantilatörlü mekanizmalar için,

$$\underline{\underline{y_B = 0,35}} \quad (145)$$

- Vantilatörsüz mekanizmalar için,

$$\underline{\underline{y_B = 0,14}} \quad (146)$$

y_{KO} - $n_1 = 100d/d$ deki y_K değeridir.

$$\underline{\underline{y_{KO} \cong 1 + y_B}} \quad (147)$$

Tekrar projeye geri dönelim;

Sonsuz vida altta ve yatay, soğutma kanatları bulunmayan vantilatörsüz mekanizma; sürekli işletme hali için,

$$S_T = Q'_{ab} / P_V = 0,9 / 2,23 = 0,4 < 1 \quad (\text{Sayfa 105})$$

bulunmuştu.

Kısa süreli-kesintili çalışan mekanizma projesini ele alalım:

$$t_E = 3 \text{ saat} \quad (\text{Kabül})$$

$$y_K = 1 + y_B \cdot \left(\frac{n_1}{1000} \right)^{1,55} = 1 + 0,014 \cdot \left(\frac{1460}{1000} \right)^{1,55} = 1,2517$$

$$y_{KO} \cong 1 + y_B = 1 + 0,14 = 1,14$$

$$t_a = t_E \cdot (100/a) \cdot (y_K / y_{KO}) = 3 \cdot (100/160) \cdot (1,2517/1,14)$$

$$\underline{\underline{t_a = 2 \text{ saat}}}$$

$$t_a = 2 \text{ saat} \rightarrow S_{TK} = 0,96$$

$$S_T = Q'_{ab} / (S_{TK} \cdot P_V) = 0,9 / (0,96 \cdot 2,23) = 0,42 < 1$$

Yine uygun değil.

Mekanizmanın soğutma kanatlı ve vantilatörlü olması gerekir.

Sıcaklık sınır gücünü hesaplayalım (Soğutma kanatları ve vantilatör YOK);

$$S_T = Q'_{ab} / P_V \geq 1 \quad (\text{Eşitlik 86})$$

$$Q'_{ab} = P_V \quad (\text{Kabül})$$

$$\mathcal{G}_{u_{\infty}} \cdot A_{ca} \cdot k_{ca} = P_2 \cdot (1 - \eta_z) / \eta_z + 0,23 \cdot P_2 \cdot (a/100)^{0,44} \cdot u/dm_2 + 10^{-7} \cdot a \cdot (n_1/60)^{4/3} \cdot (V_{50} + 90)$$

(Eşitlik 69) (Eşitlik 74) (Eşitlik 71)

$$P_2 = P_{2T} \text{ yazılarak}$$

$$0,9 = P_{2T} \cdot (1 - 0,914) / 0,914 + 0,23 \cdot P_{2T} \cdot (160/100)^{0,44} \cdot \frac{37}{3} \cdot \frac{1}{259} + 0,3$$

$$0,6 = 9,4 \cdot 10^{-2} \cdot P_{2T} + 1,35 \cdot 10^{-2} \cdot P_{2T}$$

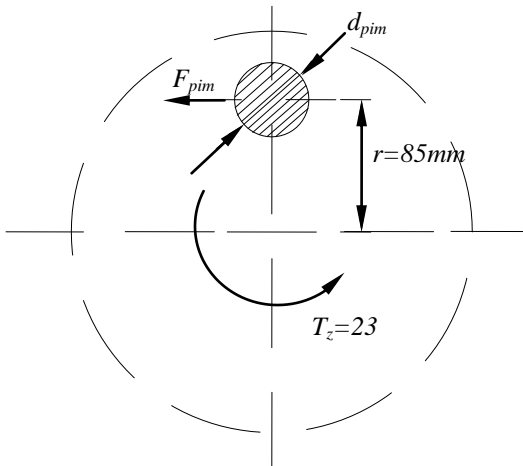
$$\underline{\underline{P_{2T} \cong 5,6 \text{ kw}}}$$

$$P_{1T} = P_{2T} + P_V = 5,6 + 2,23$$

$$\underline{\underline{P_{1T} \cong 8 \text{ kw}}}$$

Yaklaşık olarak sonsuz vidanın sıcaklık sınır gücüdür.

$P_1 = 18,5 \text{ kw}$, sıcaklık emniyeti için büyük bir güç (Projede ilk öngörülen, soğutma kanatları bulunmayan vantilatörsüz mekanizmada). Ne yapmalı? Büyük zincir dişlisine emniyet pimi koyalım.



$$T_{z=23} = 9550 \cdot \frac{P_{z=23}}{n_{z=23}}$$

$$T_{z=23} = 9550 \cdot 11 \cdot 0,88 \cdot 0,95 / \left(1460 \cdot \frac{3}{37} \cdot \frac{13}{23} \right)$$

$$\underline{\underline{T_{z=23} = 1312,5 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

$$T_{z=23} = F_{pim} \cdot r \rightarrow 1312,5 = F_{pim} \cdot 0,085$$

$$\underline{\underline{F_{pim} \cong 15442 \text{ N}}}$$

$$\text{Ç1050 için } \tau_{em} = 1300 \text{ kg/cm}^2 = 130 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{St 34 için } \tau_{em} = 1120 \text{ kg/cm}^2 = 112 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{em\text{Ç1050}} = \frac{F_{pim}}{\pi \cdot d_{pim}^2 / 4}$$

$$130 = \frac{15442}{\pi \cdot d_{pim}^2 / 4}$$

$$\underline{\underline{d_{pim} = \phi 12,3 \text{ mm}}}$$

$$\underline{\underline{d_{pim} \cong \phi 12 \text{ mm}}}$$

alınmıştır.

$P_1 = 11 \text{ kw}$ tan büyük güçlerde emniyet pimi keser.

6 Literatür

1. Prof.Dr.İng.G.NIEMANN – Gazanfer HARZADIN, Süleyman YURDAKONAR, “Makina Elemanları”. Matbaa Teknisyenleri Koll.Şti. İSTANBUL-1970.
2. AGMA Standard 213.02 (USA).”Surface Durability of cylindir worm gearing”.
3. DUDLEY / WINTER. “Zahnräder”. Springer – Verlag 1961.
4. Prof.Dr. A.SCHIEBEL, “Zahnräder”, Springer – Verlag 1957.
5. ROLOFF / MATEK, “Maschinenelemente Normung, Berechnung, Gestaltung”, Braunschweig, Vieweg Verlog 1974,1983.
6. DUBBEL, “Taschenbuch fürden Maschinenbau”, Springer – Verlag 1981.
7. British Standard 721-1963,”Specification for Worm Gearing”.
8. Kurt ZIRPKE, “Zahnräder”, VEB Fachburchverlag Leipzig – 1980.
9. TOCHTERMANN / BODENSTEIN, “Konstruktionselemente des Maschinenbaues”, Springer – Verlag 1968.
10. Karl – Heinz DECKER, “Maschinenelemente,Gestaltung und Berechnung”, Carl Hanser Verlag, Munchen 1975,1982.
11. Dipl.İng. Herman TRIER, “Die Kraftübertragung Durch Zahnräder”, Springer – Verlag 1962.
12. Prof. Lütfullah ULUKAN / Asis.Tulga ÖZSOY, “Dişli Çark Mekanizmaları”, İTÜ Makine FakültesinOfset Matbaası, İstanbul – 1973.
13. M.Ten BOSCH – H.İLERİ, “Makina Elemanları Hesabı”, İTÜ Kütüphanesi Sayı:721, Matbaa Teknisyenleri Basımevi, İstanbul-1973.
14. Albert G. GUY – Doğan E. GÜCER, “ Fiziksel Metalürjinin Esasları (Malzeme Bilgisi)”, İTÜ Kütüphanesi Sayı:533, Teknik Üniversite Matbaası, İSTANBUL-1963.
15. Samuel L.HOYT, “Asme Handbook, Metals Properties”, Mcgraw-Hill Book Company, 1954.
16. “Atlas Zur Wärmebehandlung Der Stähle”, Verlag Stahleisen M.B.H., Dusseldorf 1961.
17. G.NIEMANN / H.WINTER, “Maschinenelemente”,Springer – Verlag 1983.
18. Jesse HUCKERT, “ASME HANDBOOK, Engineering Tables”, Mcgraw - Hill Book Company,1956.
19. Prof.Dr.Mustafa AKKURT,”Makina Elemanları”, Bursa Üniversitesi Basımevi 1980.
20. Talat DOĞANAY,”Dişli Çarklar”, Arı Kitapevi Matbaası, İstanbul-1963.
21. HÜTTE, “Des Ingenieurs Tashenbuch Maschinenbau Teil A”, Verlag Von Wilhelm Ernst Sohn, Berlin 1954.
22. Derle W.DUDLEY, “Gear Handbook The Design, Manufacture and Aplication Of Gears”, Mcgraw - Hill Book Company, Newyork 1962.

23. METALS HANDBOOK, “Heat Treating, Cleaning and Finishing”, Amerikan Society For Metals,1967.
24. Prof.Dr.Hikmet BİNARK, “Motor Konstrüksiyonu”,İTÜ Kütüphanesi Sayı:431, Kutulmuş Matbaası, İstanbul 1964.
25. Dr.Alpin Kemal DAĞSÖZ, “Isı Transferine Giriş”, İTÜ Kütüphanesi Sayı 770, Arkadaşlar Matbaası, İstanbul 1969.
26. Doç.Dr.Alpin Kemal DAĞSÖZ, “Isı İletimi”, İTÜ Kütüphanesi Sayı 978, Matbaa Teknisyenleri Basımevi, İstanbul 1974.
27. Doç.Dr.Mustafa AKKURT – Y.Müh. Malik KENT, “Makina Elemanları”, İTÜ M.M. Fakültesi Sayı:106, İTÜ Matbaası, Gümüşsuyu 1975.
28. Prof.Dr. M. Nimet ÖZDAŞ – Prof.Dr.Mustafa GEDİKTAŞ, “Teknik Resim”, İTÜ Kütüphanesi Sayı:913, Dizerkonca Matbaası, İstanbul 1972.
29. Dr.Mustafa AKKURT – Dr. Mustafa SAVCI, “Makina Elemanları”, İTÜ Kütüphanesi Sayı:900 ve 911,Şirketi Mürettibiye Basımevi, İstanbul 1972.
30. “Design Of Rolling Bearing Mountings”, FAG Kugelfischer Georg Schäfer Co. Schweinfurt, W-Germany.
31. DECER / KABUS – Dipl.İng.İsmet BENAYYAT, ”Çözümlü Makina Elemanları Problemleri Cilt II”, Güven Kitapevi Öğretmen Matbbası 1974.
32. Herm HAEDER,”Konstruieren Und Rechnen”, Richard Carl Schmidt Co., Braunschwing 1970.
33. Şefik OKTAY, “Dişli Çarklar Cilt III”, Matbaa Teknisyenleri Basımevi, İstanbul 1972.
34. Prof.Dr.Lutfullah ULUKAN, “Kaymalı yataklar,Yağlama Tekniği”, İTÜ Makina Fakültesi Ofset Matbaası, İstanbul 1970.
35. Prof.Dr.Güher DOSDOĞRU, “Kaldırma Makinaları”, İTÜ Kütüphanesi Sayı:734, İTÜ Makina Fakültesi Ofset Baskı Atölyesi, İstanbul 1968
36. Dr.İng. O. FRATSCHNER, “Maschinenelemente”, Verlag W.Girardet, Essen 1952.
37. Prof.Dr.İng. Hellmut ERNST – Prof.Dr. T. ARITAN, “Kaldırma Makinaları”, Fon Matbaası, Ankara 1975.
38. Ord.Prof.Dr.Hulki EREN – Doç.Dr. Necmettin ERBAKAN, “Isı Yayılımı”, İTÜ Kütüphanesi sayı:582, Berksoy Matbaası, İstanbul 1964.
39. Dipl.İng. Rolf BAUER – Dipl.İng. Günther SCHNEIDER, “Maschinenteile Bant II Achsen, Wellen, Lager, Kupplungen”, Veb Fachbuchverlag – Leipzig 1974.
40. Dipl.İng. Eduard WALTHER, “Technische Formeln”, Veb Fachbuchverlag – Leipzig 1974.
41. Prof.Dr.Alphin Kemal DAĞSÖZ, “Isı Geçişi”, Kipaş Dağıtımçılık Kavukluoğlu Matbaası, İstanbul 1984.
42. Leimann, D.O., “Erhöhung der Wärmegrenzleistung bei Getrieben mit Lufterkühlung Konstruktion 31(1979)11,434 ... 438”, Springer – Verlag 1979.
43. Asis.Y.Müh. Gencay SARMAN, “Çözümlü Isı İletimi Problemleri”, Matbaa Teknisyenleri Basımevi, İstanbul 1970.

44. Winter H. - Hösel Th. - Huber G., "Weiter Entwickelte Tragfähigkeitsbererhnung für Zylinder – Schneckengetriebe", VDI – Berichte Nr 332, (1979) 217 ...224.
45. ZANKER A., "Nomographs fort he calculation of worm gearing effieieney", Machinery and production engineering, 9 August 1972, s.206-208
46. W. SCHRÖDER, D. – O. LEIMANN, "Radiallüfter Für Die Getriebekühlung", Antriebstechnik 19(1980) Nr.12 S. 598 – 602
47. Prof.Dr.Ahmet Rasim BÜYÜKTÜR, "Radyal Vantilatörler", İTÜ Kütüphanesi Sayı 657, Küçükaydın Matbaası, İstanbul 1966.
48. Prof.Dr.Cahit ÖZGÜR – Prof.Dr.Hasan Fehmi YAZICI, "Pompalar, Vantilatörler, Kompresörler", İTÜ Kütüphanesi Sayı 856, Arkadaşlar Matbaası, İstanbul 1971.
49. PODGORNIK V., VIZINTIN J., Calculation of Losses and Heat Abduction in Worm Gears. International Symposium on Gearing Power Transmissions, Tokyo 1981.
50. C. MONTEIL – Nejat AYBERS, "Vantilatörler, Körükler ve Santrifüj Kompresörler", İTÜ Kütüphanesi Sayı 502., Teknik Üniversite Matbaası, İstanbul 1962.
51. WINTER H. – MICHAELIS K., "Untersuchungen zum Wärmehaushalt von Getriben", Antriebstechnik 20(1981) Nr 3. S:70 ... 74.
52. W. SCHRÖDER, D. – O. LEIMANN,"Ermittlung der Getriebeverlustleistung", Antriebstechnik 19(1980) Nr 11. S:532 ... 535.
53. L. RINDER, "Tragfähigkeitsuntersuchungen Schneckenrädern Aus Der Aluminium – Zink –Legierung Alzen 501", Konstruktion 28(1980) S:291 ... 300.
54. G. BOCK , R. NOCH und O. STEINER, "Zahndickenmessung an Getriebe Schnecken Nach Der Dreidrahtmethode", Messtechnik 10(1973) S:319 ... 326.
55. Erich BOECHKER, Günter RACHEL, "Messprobleme bei der Fertigung von Schneckengetrieben", Werkstatt und Betrieb 97(1964) S:153 ...156.