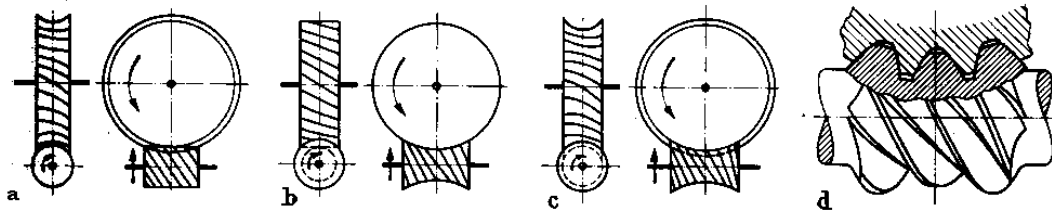


## SONSUZ VİDA MEKANİZMALARI

Spiral alın dişli mekanizmalarının dezavantajları, diş yan yüzeyleri arasında nokta temasının olması, buna bağlı olarak sadece düşük güç ve çevrim oranlarında kullanılmalarıdır. Bu dezavantajlar spiral dişlilerin özel bir hali olan sonsuz vida mekanizmaları ile yok edilmiştir. Bir çark ve bir vidadan meydana gelen sonsuz vida mekanizmalarında vida  $z_1 = 1 \dots 4$  ağızlı olarak imal edilir. Çark ise yuvarlanma metodu ile imal edilir. Eksenler arasında genel olarak  $90^\circ$  'lik bir açı bulunur. Tahvil oranları tek kademede, redüktör olarak  $i > 100$ , hızlandırıcı olarak ise  $i = \frac{1}{15}$  civarında olur. Verimin yüksek olması ve yer tasarrufu maksadıyla sonsuz vida mekanizmalarının ard arda monte edilmesi avantajlıdır.

Sonsuz vida mekanizmaları genelde az yer kaplamaları , yüksek güç tahvil oranlarında ve darbeli işletme şartlarında uygun olmaları ve sessiz çalışmalarıyla tanınırlar. Verimleri % 96 'ya kadar yükselebilen yüksek performans redüktörleri hassas imalat, uygun malzeme çifti (sertleştirilmiş ve taşlanmış çelik vida, fosfor veya Al-bronzu çark), rijit yataklama, hassas montaj, uygun yağlama ve soğutma ile sağlanabilir. Şekil 31`de farklı geometrik şekillerde vida ve çarkların (silindirik veya globoidal) eş çalışmaları gösterilmiştir.



Şekil 31 Sonsuz Vida Tipleri

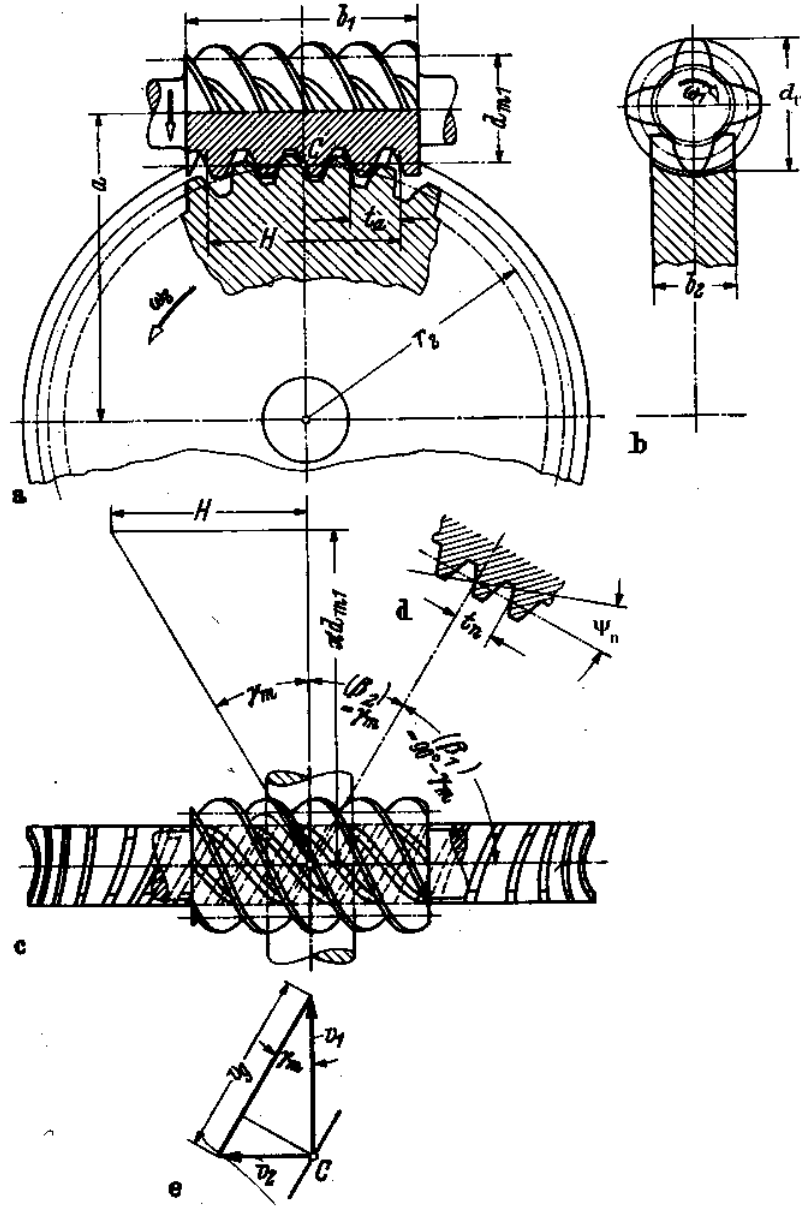
a) Silindirik b) Globoid sonsuz vida ve helisel alın çarkı c) ve d) Globoid

En çok silindirik vida kullanılır. Bu imali kolay olan silindirik vida ve globoid çarktan meydana gelir. Bu kombinasyon sadece çarkın aksenal doğrultuda hassas olarak konumunun ayarlanmasını gerektirir. Vidanın aksenal doğrultudaki yerinin çalışmaya etkisi azdır.

## TEMEL BOYUTLAR

Silindirik sonsuz vida mekanizmalarında boyutlar ve silindirik vida mekanizmalarında hatalar DIN 3975 'de verilmiştir.

(DIN 780 'e göre R10 serisinde standartlaştırılmış) Norm modül  $m$  vida için eksenel kesitte ve çark için ortalama alın kesitte standartlaştırılmıştır. (Şekil 32)



Şekil 32 Silindirik Sonsuz Vida Mekanizması

- a)Vidanın Eksenel Kesidi b)Vidanın Yan kesidi c) Üstten Görünüş d) Normal Kesit  
e)Hızlar

$$\text{Eksenel Taksimat : } t_a = m\pi \quad (1)$$

Eksenel kesitte vida üzerinde hatvenin

$$H = z_1 t_a \quad (2)$$

olduğu farkedilir.

Sağ helisli bir vida saat ibreleri yönünde döndürülürse ilerlemek isteyecektir. Onun eksenel yönde hareketine mani olacak şekilde yataklarsak eş çalışan çarkın döndüğünü müşahade ederiz.

Vidanın geometrik boyutları  $d_{m1}$  ortalama çap üzerinde hesaplanır. Ortalama çapta helis açısı  $\gamma_m$

$$\tan \gamma_m = \frac{H}{\pi d_{m1}} \quad (3)$$

veya (1) ve (2) ifadesinden  $\gamma_m = 90 - \beta_1 - \beta_2$

$$\tan \gamma_m = \frac{Z_1 m \pi}{\pi d_{m1}} = \frac{Z_1}{d_{m1} / m} \quad (4)$$

$Z_F = d_{m1} / m$  form sayısı olarak ifade edilir ve vidanın şekillendirilmesinde karakteristik bir değerdir.

Küçük form sayıları yüksek  $\gamma_m$  -değerleri, ince ve eğilebilir vida demektir. Büyük form sayılarında ise  $\gamma_m$  daha düşük ve vida daha mukavimdir.

Kullanılan form sayıları 7...10...17 arasındadır.

Son değerler, otoblokaj istendiğinde (bilhassa kaldırma makinalarında) kullanılır. DIN 3976 'da takımların azaltılması gayesiyle ortalama çapı ( $d_{m1}$ ) R40 serisindeki norm modüllerin kullanılması istenmiştir.

Çevresel hız  $v_1 = r_{m1} \omega_1$  ve  $v_2 = r_2 \omega_2$  olarak hesaplanır.

Burada  $r_2 = \frac{m}{2} Z_2$  çarkın taksimat yarıçapıdır.

DIN 3975 'de asgari  $b_1 = \sqrt{d_{t2}^2 - d_2^2}$  olarak verilmiştir.

Çark genişliği  $b_2$  DIN 3975 'e göre  $b_2 \approx 0,8 d_{m1}$  olmalıdır. Asgari değer olarak

$b_2 = \sqrt{d_{t1}^2 - d_{m1}^2}$  alınabilir. Çarkın dış çapı konstrüksiyona bağlı olarak değişir. Tavsiye değeri olarak  $d_A \approx d_{t2} + m$  alınabilir.

Geriye kalan bütün boyutlar dişli çarklardaki gibidir.

$h_t = m$  (dişbaşı yüksekliği)

$h_d = m + s_k$  (dişdibi yüksekliği) ;  $s_k = 0,2m$

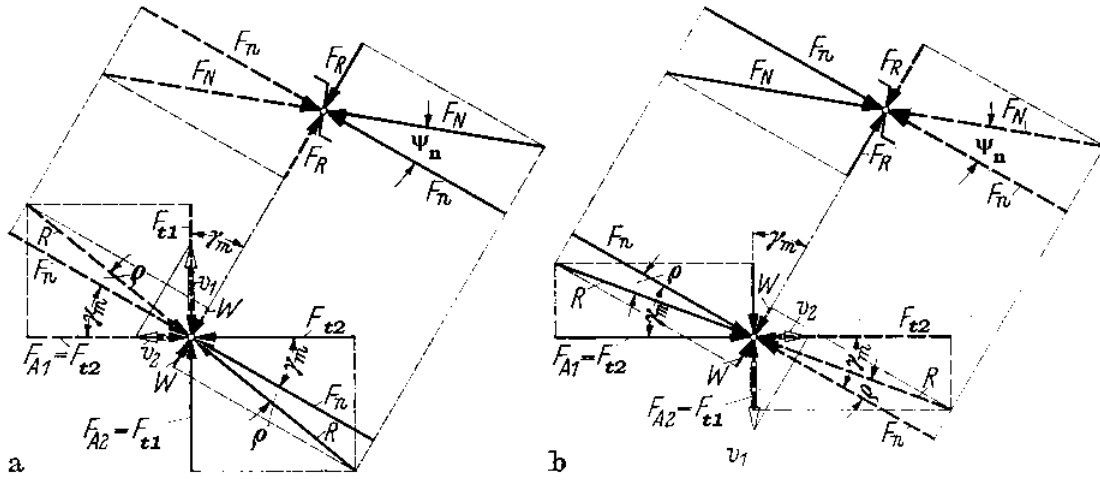
$\psi_w = 20^\circ$  (imalat kavrama açısı)

Tablo 'da  $i=10,20,40$  ve  $80$  için değerler verilmiştir.

|                                                 | a [ mm ] |       |       |        |       |       |        |       |        |        |       |
|-------------------------------------------------|----------|-------|-------|--------|-------|-------|--------|-------|--------|--------|-------|
|                                                 | 50       | 63    | 80    | 100    | 125   | 160   | 200    | 250   | 315    | 400    | 500   |
| $i \approx 10$ m                                | 2        | 2,5   | 3,15  | 4      | 5     | 6,3   | 8      | 10    | 12,5   | 16     | 20    |
| $i \approx 20$ $d_{m1}$                         | 22,4     | 26,5  | 33,5  | 40     | 50    | 63    | 80     | 95    | 112    | 140    | 170   |
| $i \approx 40$ $d_{m1} / m$                     | 11,20    | 10,60 | 10,64 | 10,00  | 10,00 | 10,00 | 10,00  | 9,50  | 8,96   | 8,75   | 8,50  |
| $Z_2$                                           | 38       | 39    | 40    | 40     | 40    | 40    | 40     | 40    | 41     | 41     | 41    |
| X                                               | +0,4     | +0,4  | +0,08 | 0,0    | 0,0   | +0,4  | 0,0    | +0,25 | +0,22  | +0,125 | +0,25 |
| $i \approx 10$ $\gamma_m [^\circ]$<br>$Z_1 = 4$ | 19,65    | 20,67 | 20,61 | 21,80  | 21,80 | 21,80 | 21,80  | 22,83 | 24,06  | 24,57  | 25,20 |
| $i \approx 20$ $\gamma_m [^\circ]$<br>$Z_1 = 2$ | 10,13    | 10,69 | 10,65 | 11,31  | 11,31 | 11,31 | 11,31  | 11,89 | 12,58  | 12,88  | 13,24 |
| $i \approx$ $\gamma_m [^\circ]$<br>$Z_1 = 1$    | 5,10     | 5,39  | 5,37  | 5,71   | 5,71  | 5,71  | 5,71   | 6,01  | 6,37   | 6,52   | 6,71  |
| m                                               | 1        | 1,25  | 1,6   | 2      | 2,5   | 3,15  | 4      | 5     | 6,3    | 8      | 10    |
| $i \approx 80$ $d_{m1}$                         | 17       | 22,4  | 28    | 35,5   | 42,5  | 53    | 67     | 85    | 112    | 140    | 170   |
| $d_{m1} / m$                                    | 17,00    | 17,92 | 17,50 | 17,75  | 17,00 | 16,83 | 16,75  | 17,00 | 17,78  | 17,50  | 17,00 |
| $Z_2$                                           | 83       | 82    | 82    | 82     | 83    | 84    | 83     | 83    | 82     | 82     | 83    |
| X                                               | 0,0      | +0,44 | +0,25 | +0,125 | 0,0   | +0,38 | +0,125 | 0,0   | +0,111 | +0,25  | 0,0   |
| $Z_1 = 1$ $\gamma_m [^\circ]$                   | 3,37     | 3,19  | 3,27  | 3,22   | 3,37  | 3,40  | 3,42   | 3,37  | 3,22   | 3,27   | 3,37  |

## KUVVETLER VE VERİM

Sonsuz vida mekanizmaları prensipte  $\delta = 90^\circ$  olan spiral dişli çark mekanizmaları ile aynıdır. Şekil 34'de vidanın döndürüldüğü durum için çarka gelen kuvvetler dolu, vidaya gelenler ise kesikli gösterilmiştir. Vidadaki  $F_{A1}$  aksenal kuvveti çarktaki çevresel kuvvet  $F_{t2}$ 'ye, aynı şekilde çarktaki aksenal kuvvet  $F_{A2}$ , vidadaki çevresel kuvvete  $F_{t1}$ 'e eşittir.



Şekil 34 Sonsuz Vida Mekanizmasında Kuvvetler  
a) Döndüren Sonsuz Vida b) Döndürülen Sonsuz Vida

Kuvvet üçgenlerinden :

$$F_R = F_{t1} \frac{\tan \psi_n \cos \rho}{\sin(\gamma_m + \rho)}$$

veya

$$F_R = F_{t2} \frac{\tan \psi_n \cos \rho}{\cos(\gamma_m + \rho)} \quad (10)$$

$$F_{t2} = R \cos(\gamma_m + \rho)$$

ve

$$\frac{F_{t1}}{F_{t2}} = \tan(\gamma_m + \rho) \quad (11)$$

Burada , vidadan tahrik edildiğinde ve motor gücü ve devir sayısı verildiğinde

$$F_{t1} = \frac{M_{d1}}{r_{m1}} \quad \text{ve} \quad M_{d1} = \frac{P_1}{\omega_1}$$

Çarktan tahrik ve çarktaki güç ve devir sayısı verildiğinde

$$F_{t2} = \frac{M_{d2}}{r_2} \quad \text{ve} \quad M_{d2} = \frac{P_2}{\omega_2}$$

$P_1$  gerekli güç,  $P_2$  faydalanılan güç ise  $\frac{P_2}{P_1} = \eta$  ve  $\frac{\omega_1}{\omega_2} = i \Rightarrow M_{d2} = \eta i M_{d1}$  olacaktır.

Verim  $\eta$  (11) ve (5) ifadelerinden

Vidananın döndüren eleman olması halinde verim:

$$\eta = \frac{F_{t2} v_2}{F_{t1} v_1} = \frac{\tan \gamma_m}{\tan(\gamma_m + \rho)} \quad (12)$$

Bu ifade hareket vidaları ve spiral çarklardaki ifadelere aynen uymaktadır. Çarkın tahrik etmesi durumunda, yani hızlandırıcı şekilde çalıştırılması durumunda sürtünme kuvveti  $W$  ters yönlüdür ve şekil 34b'deki durum ortaya çıkar. ( $\gamma_m > \rho$ ) Burada çarka gelen kuvvetler kesikli olarak gösterilmiştir. Kuvvetler için (10) ve (11) ifadeleri geçerlidir. Sadece ( $\gamma_m + \rho$ ) yerine ( $\gamma_m - \rho$ ) yazılır.

Verimin tespitinde  $F_{t1} v_1$  faydalanılan güç ve  $F_{t2} v_2$  ise gerekli güç olarak yazılır ve aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\eta = \frac{F_{t1} v_1}{F_{t2} v_2} = \frac{\tan(\gamma_m - \rho)}{\tan \gamma_m}, \quad \eta \leq 0 \text{ ise} \quad (13)$$

Buradan otoblokaj şartı  $\gamma_m \leq \rho$  elde edilir.

(13) ifadesi hareket vidaları için olan ifadeye uymaktadır.

Uygun malzeme çifti seçimi , en iyi imalat ve yağlama şartlarında ve azalan kayma hızı ile düşük  $\rho$  değerlerine erişebilir. Böylelikle yüksek verim ( $\eta$ ) değerleri hasıl olur.

| Vida                                  | Çark  | Yağlama            | $\rho$                                           | Verim ( $\gamma_m$ 'ye bağlı ) |      |      |      |
|---------------------------------------|-------|--------------------|--------------------------------------------------|--------------------------------|------|------|------|
|                                       |       |                    |                                                  | 5°                             | 10°  | 20°  | 30°  |
| St<br>Islah                           | Bronz | Yağlama            | $\rho \approx 4^\circ$<br>( $\mu \approx 0,07$ ) | 0,55                           | 0,71 | 0,82 | 0,86 |
| St<br>sertleştirilmiş<br>ve taşlanmış | Bronz | İyi yağlama        | $\rho \approx 3^\circ$<br>( $\mu \approx 0,05$ ) | 0,62                           | 0,76 | 0,86 | 0,89 |
| St sert. ,taşl.<br>ve<br>parlatılmış  | Bronz | Çok iyi<br>yağlama | $\rho \approx 1^\circ$<br>( $\mu \approx 0,02$ ) | 0,83                           | 0,91 | 0,95 | 0,96 |

### BOYUTLANDIRMA İÇİN TAVSİYELER

Sonsuz vida mekanizmalarının mukavemetinde aşağıdaki hususlar gözönüne alınır.

1. Yüzey mukavemeti (Pitting tehlikesi)
2. Kayma ve ısınma (Yenme tehlikesi)
3. Çarkta diş dibi mukavemeti (Diş dibi kırılması)
4. Vida milinin eğilmesi (izin verilenin üzerinde deformasyon)

1. ve 2. hususlarda malzeme çifti, temas çizgisinin durumu, kayma hızı, yağlama ve soğutma durumu önemli rol oynar. 3. hususda ise çark malzemesi ve konstrüktif yapısı, 4. 'de ise form sayısı  $d_{m1}/m$  en önemli rolü oynar. Literatürdeki ifadeler deneylerle bulunmuş değerler üzerine kurulmuştur ve farklı etki faktörlerini gözönüne alır. Pratik kolaylığı sebebiyle diyagram ve tablolar kullanılır. Vida devir sayısı  $n_1$ , tahvil oranı  $i$  ve eksen mesafesine  $a$  bağlı olarak sınır güçlerinin verildiği tablolar kullanılır. Bu tabloların geçerli oldukları haller en önemli faktörlere göre ( misal: pervaneli - pervanesiz, kesintili veya sürekli çalışma, vidanın üstte bulunması vs.) belirtilir. Firma katalogları bu şekilde verdikleri tablolarda tiplerini sınır güç ve moment ifadeleri ile belirtirler.

Tecrübi ve teorik değerlerin mukayesesi olarak incelenmesi J. ZEMAN tarafından yapılmıştır.



Pervanesiz normal bir sonsuz vida mekanizmasının çarkın dişdibi mukavemeti temel alınarak tespit edilen basitleştirilmiş hesap ifadesinde yüzey mukavemeti ve yenme durumu  $v_g$  kayma hızına bağlı bir katsayı vasıtasıyla gözönüne alınır.

$$F_{t2} = C_2 b_2 t_a. \quad (14)$$

Sertleştirilmiş ve taşlanmış çelik vida ve bronz çark çiftinde ve iyi bir yağlama ile aşağıdaki  $C_{2em}$  -değerleri kullanılabilir.

| Kayma Hızı $v_g$ (m / s) | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 8    | 10   | 15   | 20   |
|--------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| $C_{2em} [kg / mm^2]$    | 0,80 | 0,80 | 0,70 | 0,60 | 0,52 | 0,48 | 0,40 | 0,35 | 0,24 | 0,22 |

$$F_{t2} = \frac{M_{d2}}{d_2 / 2}, \quad d_2 = m Z_2 b_2 = 0,8 d_{m1} \quad \text{ve} \quad t_a = m \pi \quad \text{kullanılarak modül,}$$

$$m \approx \sqrt[3]{\frac{0,8 M_{d2}}{\frac{d_{m1}}{m} C_{2em} Z_2}} \quad (14a)$$

$d_{m1} / m \approx 10$  olması için

$$m \approx 0,43 \sqrt[3]{\frac{M_{d2}}{C_{2em} Z_2}}. \quad (14b)$$

Çarktaki dönme momenti  $M_{d2}$  'den hesap yapılmalı yani tahrik gücü, verim ve kayma hızı gözönüne alınarak kullanılmalı ve değerler daha sonra kontrol edilmelidir.

## YATAK KUVVETLERİ VE VİDA MİLİNİN ZORLANMASI

Vidaya ve çarka gelen  $F_R, F_{t1}$  ve  $F_{t2}$  kuvvetleri vida yataklar arası mesafe hesaplandıktan ön şekillendirme ve çizim yapıldıktan sonra ( $l_1$  ve çark yataklar arası mesafesi  $l_2$  uzunlukları bulunduktan sonra) denge durumundan yatak kuvvetleri bulunur.

$l_1$  ve  $l_2$  için tavsiye değerleri :

$l_1$  çok uzun olmamalıdır. (Vida eğilmesine karşı)

$$l_1 \approx 1,4a \dots 1,5a$$

$l_2$  çok kısa olmamalıdır. ( $F_{t1}, r_2$  momenti sebebiyle)

$$l_2 \approx 0,9a \dots 1,1a$$

Şekil35'de sağ helisli bir vida için verilen dönme yönünde hasil olan kuvvetler gösterilmiştir. Yatakların eşit aralıkla bulunması durumunda :

Vida mili için :

$$H_x = \frac{1}{2}F_{t1} ; H_y = \frac{1}{2}F_R + \frac{r_{m1}}{l_1}F_{t2}$$

$$H_r = H_{top} = \sqrt{H_x^2 + H_y^2}$$

$$G_x = \frac{1}{2}F_{t1} ; G_y = \frac{1}{2}F_R - \frac{r_{m1}}{l_1}F_{t2}$$

$$G_r = G_{top} = \sqrt{G_x^2 + G_y^2}$$

$F_{a1} = F_{t2}$  'nin tek bir yatak tarafından taşındığı düşünülmelidir.

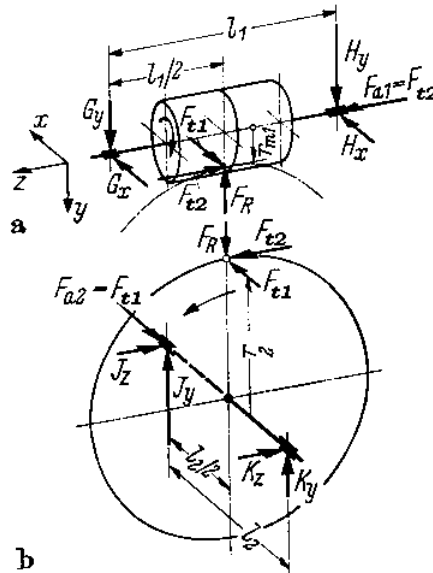
Çark için :

$$J_z = \frac{1}{2}F_{t2} ; J_y = \frac{1}{2}F_R + \frac{r_2}{l_2}F_{t1} ; J_r = J_{top} = \sqrt{J_z^2 + J_y^2}$$

$$K_z = \frac{1}{2}F_{t2} ; K_y = \frac{1}{2}F_R - \frac{r_2}{l_2}F_{t1} ; K_r = K_{top} = \sqrt{K_z^2 + K_y^2}$$

$F_{a2} = F_{t1}$  'in aksenal kuvveti tek bir yatak tarafından taşındığı düşünülmelidir.

Dönme yönünün değişmesiyle  $F_{t1}$  ve  $F_{t2}$  'nin yönleri değişirken  $F_R$  kuvveti aynı yönde kalır.



Şekil 35 Sonsuz Vida mekanizmasında yatak Kuvvetleri

Vida mili mukavemet ve form rijitliği bakımından kontrol edilmelidir. Kritik gerilme milin ortasında hasıl olur.

$$1. \text{ Eğilme gerilmesi } \sigma_{e\delta} = M_{e\delta\text{top}} / W_{e\delta}$$

$$M_{e\delta\text{top}} = \sqrt{M_{e\delta x}^2 + M_{e\delta y}^2} \quad ; \quad W_{e\delta} = \pi d_{d1}^3 / 32 \quad \text{ve burada}$$

y-z eksenindeki eğilme moment diyagramından

$$M_{e\delta x} = H_x \frac{l_1}{2} = \frac{l_1}{4} F_R + \frac{r_{m1}}{2} F_{t2}$$

x-z eksenindeki eğilme moment diyagramından

$$M_{e\delta y} = H_x \frac{l_1}{2} = \frac{l_1}{4} F_{t1}$$

$$2. \text{ Çekme veya basma gerilmesi } \sigma_{z(d)} = F_{t2} / A$$

$$A = \pi d_{d1}^2 / 4$$

$$3. \text{ Burulma gerilmesi } \tau = M_{d1} / W_b$$

$$M_{d1} = F_{t1} r_{m1} \quad \text{ve} \quad W_b = \pi d_{d1}^3 / 16$$

Bileşke gerilme

$$\sigma_{ep} = \sqrt{(\sigma_{e\delta} + \sigma_{z(d)})^2 + 3(\alpha_o \tau)^2} \approx \sqrt{(\sigma_{e\delta} + \sigma_{z(d)})^2 + 2\tau^2}$$

Milin ortasındaki sehim

$$f = \sqrt{f_x^2 + f_y^2}$$

$$f_x = \frac{F_{t1} l_1^3}{48 E I_b} \quad \text{ve} \quad f_y = \frac{F_R l_1^3}{48 E I_b}$$

yani

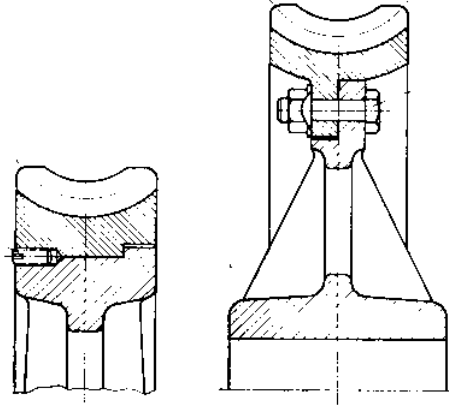
$$f = \frac{\sqrt{F_{t1}^2 + F_R^2} l_1^3}{48 E I_b}$$

$$I_b = \pi d^4 / 64$$

Emniyetli sehim için  $f_{em} \approx d_{m1} / 1000$  tavsiye edilir.

## KONSTRÜKTİF İNCELİKLER

Vida ve mili daima birlikte ve aynı malzemedir (sementasyon veya ıslah çeliği) imal edilir. Çark ise genelde dişlilerin bulunduğu Bronz bir çember ve daha ucuz bir malzeme olan çelik veya D.D. 'den göbek olmak üzere imal edilir. Bağlantı, pres geçme ve setuskur veya merkezleme faturasının bulunduğu flanşa geçme civata veya pimler ve civata vasıtasıyla gerçekleştirilir.(Şekil 36)

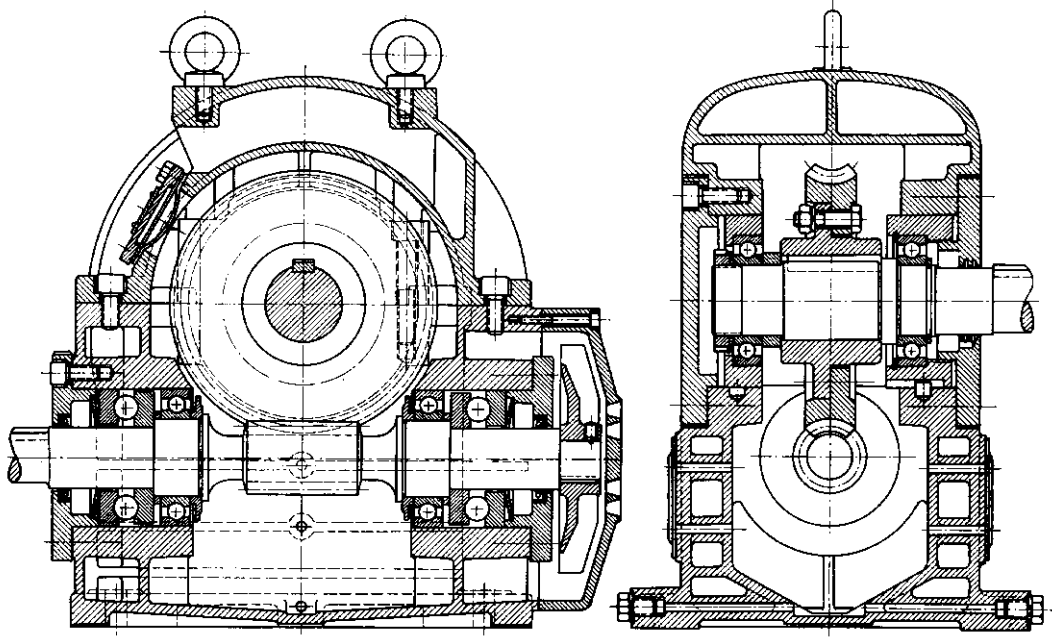


Şekil 36 Çark-Göbek Bağlantıları

Dişli kutusunun şekli, vidanın (yukarıda, aşağıda veya düşeyde) ve çarkın (dönme eksenini düşey veya yatay) konumu ve yataklamanın türüne göre belirlenir. Mümkün olduğu kadar az parça kullanılır. Misal olarak gövde tek parça imal edilir ve miller radyal ve aksenal kuvvetleri alacak şekilde yataklanır.

Çarkın gövdeye kolaylıkla montajını gerçekleştirmek maksadıyla, gövde çark ekseninde vida eksenini doğrultusunda iki parçalı olarak da yapılabilir. Bilhassa küçük boyutlu sonsuz vida mekanizmalarında gövde deliği çarkın geçebileceği şekilde imal edilir ve kapak vasıtasıyla kapatılır. Çarkın aksenal konumu bir ayar somunu veya kapaklardan ayar edilebilmeli ve montaj sırasında taşıyıcı alanın uygun ayarlanması gerekir.

Dişli kutusunda soğutucu kanatlar ve vida miline pervane takılması durumunda hava kanalları bulunmalıdır. (Şekil 37)



Şekil 37 Sonsuz Vida Redüktörü

## REFERANSLAR

Tragfaehigkeitsrechnung von Stirnraeder, DIN 3990 Teil I-II-III-V , Beuth Verlag GmbH, 1987

Konstruktionselemente des Maschinenbaues, Tochtermann, W., Bodenstein, F., Springer Verlag, 1969

Anwendungen der Antriebstechnik Band III., O. Dittrich, R. Schumann, Krausskopf Verlag, 1974.

Maschinen Elemente, Antriebselemente, S. Fronius, VEB Verlag, Berlin, 1971.

Umdruck zur Vorlesung Mascinenelemente, H.W. Müller, Technische Hochschule Darmstadt, 1974.

Machine Design, A.Deutschman, W.J., Michels, C.E., Wilson, Macmillan Publishing Co.,1975

Mechanical Engineering Design, J.E., Shigley, McGraw-Hill Book Company, 1986.

Fundamentals of Machine Component Design, R.C., Juvinall, K.M., Marshek, John Wiley & Sons, 1991.

Maschinenelemente Band II-III, G., Niemann, H., Winter, Springer Verlag, 1989.