

2010 Mart

www.guven-kutay.ch

HARAKET CIVATALARI

08c

Özet

M. Güven KUTAY

INHALTSVERZEICHNIS

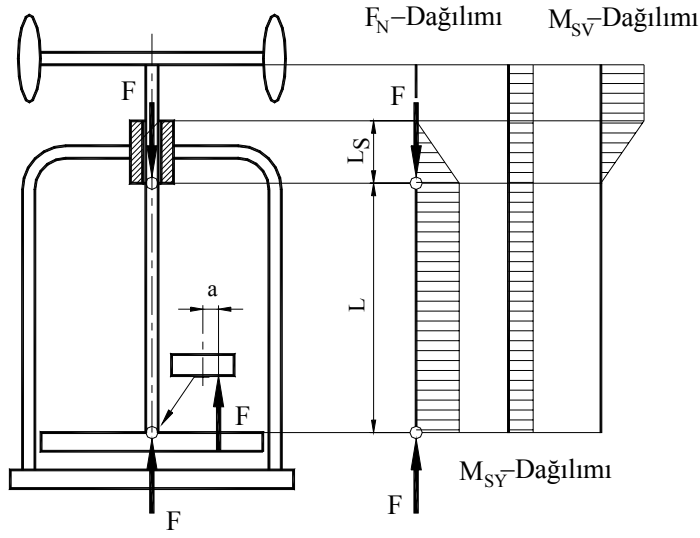
1	Hareket civataları	3
1.1	Genel	3
1.2	Hareket civatasının ölçülendirilmesi	4
1.2.1	Flambaj tehlike sınırının tanımı	4
1.2.1.1	Flambaj tehlikesi olmayan hareket civatasının ölçülendirilmesi	4
1.2.1.2	Flambaj tehlikesi olan hareket civatasının ölçülendirilmesi	5
1.3	Hareket civatasının kontrolü	7
1.3.1	Birinci durum için	7
1.3.1.1	Cıvatayı etkileyen torsiyon momenti tarafı	7
1.3.1.2	Cıvatayı etkileyen burkma kuvveti tarafı	8
1.3.2	İkinci durum için	8
1.3.2.1	Cıvatadaki burkulma gerilimi	8
1.3.2.1.1	Euler'e göre burkulma geriliminin hesaplanması	8
1.3.2.1.2	Tetmajer'e göre burkulma gerilimi	10
1.3.2.1.3	Johnson'a göre burkulma gerilimi	10
1.3.3	Gerekli emniyet faktörleri	11
1.4	Hareket civata sisteminde somun	11
1.4.1	Ölçülendirme	12
1.4.2	Kesme gerilimi τ_k	12
1.5	Hareket civatalarında verim	13
1.5.1	Kilitlenme, oto blokaj	14
1.6	Hareket civatalarına çeşitli örnekler	15
1.7	Hareket civataları için örnek	17
1.7.1	Kriko	17
1.7.1.1	Çözüm	17
1.7.2	Freze tezgahı vidalı klavuz mili	19
1.7.2.1	Çözüm	19
1.7.2.1.1	DIN 103 e göre tek ağızlı trapez vidanın boyutları	19
1.7.2.1.2	Dayanıklılık ve burkulma kontrolü	20
1.7.2.1.3	Kızak konsolu taşıyacak bronz somunun boyu	21
1.7.2.1.4	Vidalı klavuz milinin verimi (Redüktör hariç)	21
1.7.2.1.5	Ana motorun gücü	21
1.7.3	İskele ayarlama ayağı	22
1.7.3.1	Çözüm	22
1.7.3.1.1	Dayanıklılık ve burkulma kontrolü	22
1.7.3.1.2	Ayarlama ayağını taşıyacak somunun boyu (Ust37-2)	23
2	Konu İndeksi	24

1 Hareket cıvataları

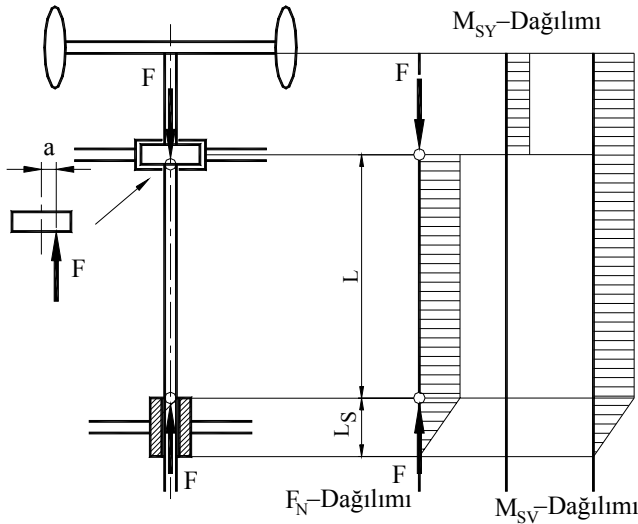
1.1 Genel

Hareket cıvataları dönme (torsiyon) hareketini boyuna (doğrusal) harekete veya boyuna hareketin dönme hareketine çevrilmesinde ve küçük torsiyon kuvvetlerini büyük boyuna kuvvete çevirmekte kullanılırlar. Örneğin: Torna veya takım tezgahı mili, Pres hareket mili, geçmelerde sökme veya takma aletleri.

Hareket cıvataları iki ayrı durumda toplanır:



Şekil 1, Ciltci presi



Şekil 2, Vana

Hareket cıvatalarında genelde Trapez tipi vidalar kullanılır. Trapez tipi vidalar dörtköşe vidalara göre daha büyük kuvvet taşırlar ve cıvatanın kendini ortalamasını gerçekleştirirler. Trapez tipi vidaların imalatlarında toleranslar daha verimli ve ekonomik olarak kullanılır.

1. Durum, Somun sabit, cıvata hareketli, Şekil 1

Somun sabittir. Cıvata döndürülür ve somun sabit tutulduğundan cıvata boyuna hareket eder. Örneğin: Ciltci presi, kriko, v.b.

2. Durum, Somun hareketli, cıvata sabit, Şekil 2

Cıvata aksenal yönde sabit tutulur ve dönme hareketi yapar, somunun dönme hareketi engellendiğinden aksenal (boyuna) hareket eder.

Örneğin: Vana, mengene, v.b.

Malzeme olarak genelde cıvata için St 50 veya St 60, somun için bronz veya kır döküm kullanılır.

Hareket cıvata sistemi şu şekilde zorlanır:

Cıvata:

- Çekme veya Basma (Presleme kuvveti).
- Torsiyon, yatak ve vida sürtünme momenti.
- Flambaj, oldukça uzun cıvatalarda.

Somun:

- Yüzey basıncı. Cıvata ve somun vidalarının temas yüzeylerinde
- Eğilme, vidanın dış dibinde
- Kesme, vidanın dış dibinde

1.2 Hareket cıvatasının ölçülendirilmesi

Basıya zorlanan hareket cıvatalarının çalışma boyları ile çapları arasındaki oran, cıvatada flambaj (burkulma) tehlikesinin olup olmadığını gösterir. Flambaj tehlikesi cıvatadaki bası gerilmesi emniyetli bası mukavemet değerinin çok çok altında olmasına rağmen ortaya çıkabilir. Flambaj tehlikesinin, yani cıvatanın burkulmasının, mukavemet değeri ile bir alakası yoktur.

Bu tehlike, hareket cıvatasının ekseninin hiçbir zaman tam doğru olamayacağı ve zorlayan kuvvetin cıvatanın tam ağırlık ekseninde etki gösteremeyeceği içindir.

1.2.1 Flambaj tehlike sınırının tanımı

Basıya zorlanan hareket cıvatasında flambaj tehlikesi olup olmadığı şu şekilde anlaşılır:

flambaj tehlikesi yok	$\lambda = \frac{4 \cdot L_{bk}}{d_3} \leq 20$	F (1)
-----------------------	--	---------

flambaj tehlikesi var	$\lambda = \frac{4 \cdot L_{bk}}{d_3} \geq 20$	F (2)
-----------------------	--	---------

λ	1	Narinlik derecesi
L_{bk}	mm	Burkulma boyu, önerilen değer $L_{bk} \approx 0,7 \cdot L$
d_3	mm	Vidanın iç çapı

Bu kontrol yapıldıktan sonra cıvatanın hangi değerlere göre ölçülendirileceğine karar verilir.

1.2.1.1 Flambaj tehlikesi olmayan hareket cıvatasının ölçülendirilmesi

Böyle bir cıvatanın ölçülendirilmesi normal bir silindir şaftlı parçanın ölçülendirilmesi gibidir.

Genel şart:
$$\sigma_{b(\zeta)vorh} = \frac{F_{bk}}{A_3} \leq \sigma_{B(\zeta)EM}$$

Dış dibi kesit alanını:
$$A_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}$$

Dış dibi kesit alanını (A_3) değerini yukarıdaki formüle yerleştirirsek:

$$\frac{4 \cdot F_{bk}}{\pi \cdot d_3^2} = \sigma_{B(\zeta)EM}$$

buluruz ve bu eşitliği d_3 e göre çözersek:

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{bk}}{\pi \cdot \sigma_{B(\zeta)EM}}} \quad F (3)$$

d_3	mm	Vidanın iç çapı
F_{bk}	N	Flambaj (burkma) kuvveti
$\sigma_{B(\zeta)EM}$	N/mm ²	Emniyetli basma (çekme) mukavemet değeri

Emniyetli basma mukavemet değeri “ $\sigma_{B(\zeta)EM}$ ” şu şekilde hesaplanır:

Statik zorlama	$\kappa = +1$	$\sigma_{B(\zeta)EM} = R_e (R_{p0,2}) / 1,5$
Dalgalı zorlama	$\kappa \geq 0$	$\sigma_{B(\zeta)EM} = \sigma_{DL} / 2$
Değişken zorlama	$-1 \leq \kappa < 0$	$\sigma_{B(\zeta)EM} = \sigma_{DG} / 2$

σ_{DI} ve σ_{DG} değerleri malzemenin mukavemet değerinden alınır.

1.2.1.2 Flambaj tehlikesi olan hareket cıvatasının ölçülendirilmesi

Eğer flambaj tehlikesi varsa, yani hesaplanan narinlik derecesi $\lambda \geq 20$ ise bak F (2) vidanın iç çapı Euler’ e göre ölçülendirilir. Diğer şartta $\lambda < \lambda_0$ olmasıdır.

Euler’ e göre burkulma gerilmesi
$$\sigma_{bk} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \quad F (4)$$

σ_{bk}	N/mm ²	Burkulma gerilmesi
E	N/mm ²	Elastiklik modülü
λ	1	Narinlik derecesi

Diğer taraftan narinlik derecesi $\lambda_{bk} = L_{bk} / i_{min}$ olarak yazılır.

Burada atalet yarı çapı $i_{min} = \sqrt{I / A_3}$ dür.

Bunun yanında cıvatadaki atalet momenti, vidanın iç çapı yuvarlak olduğundan $I = \pi d_3^4 / 64$ dür.

Vidanın iç çapının kesit alanında $A_3 = \pi \cdot d_3^2 / 4$ dür.

Böylece atalet yarı çapını hesaplarsak: $i_{min} = \sqrt{I / A_3} = \sqrt{\frac{\pi \cdot d_3^4 \cdot 4}{64 \cdot \pi \cdot d_3^2}} = \frac{d_3}{4}$ elde ederiz.

Böylece narinlik derecesi fomülü $\lambda = L_{bk} / i_{min}$ da atalet yarı çapını yerleştirirsek $\lambda = 4 \cdot L_{bk} / d_3$ elde edilir ve narinlik derecesini Euler gerilimi formülüne yerleştirirsek şu Euler gerilim formülünü buluruz:

$$\sigma_{bk} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot d_3^2}{16 \cdot L_{bk}^2} \quad F (5)$$

σ_{bk}	N/mm ²	Euler’ e göre burkulma gerilmesi
E	N/mm ²	Elastiklik modülü
d_3	mm	Vidanın iç çapı
L_{bk}	N	Hesap için burkulma boyu

Diğer taraftan cıvatadaki bileşik gerilim değeri hesaplanır.

$$\sigma_{bi} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_t)^2} \leq \sigma_{BEM} \quad F (6)$$

σ_b	N/mm ²	Cıvatadaki basma gerilmesi
τ_t	N/mm ²	Cıvatadaki torsiyon gerilmesi
α_0	1	Zorlanma katsayısı
		$\alpha_0 = 1$ eğer σ ve τ aynı zorlama,
		$\alpha_0 = 0,7$ eğer σ ve τ değişik zorlama ise.
σ_{BEM}	N/mm ²	Cıvata malzemesinin emniyetli basma mukavemet değeri

Cıvatadaki gerilme ile Euler burkulma gerilimi arasında şu bağıntı olmalıdır:

$$S_{bk} = \frac{\sigma_{bk}}{\sigma_{bi}} \geq S_{BKGER} \quad F (7)$$

S_{bk}	1	Hesaplanan burkulma emniyet katsayısı
σ_{bk}	N/mm ²	Euler'e göre burkulma gerilmesi
σ_{bi}	N/mm ²	Cıvatadaki bileşik gerilme
S_{BKGER}	1	Gerekli burkulma emniyet katsayısı, önerilen sayı $S_{BKGER} \approx 6...8$

Burada ölçülendirme için $\frac{\sigma_{bk}}{\sigma_{bi}} = S_{BKGER}$ alınır ve değerler yerleştirilir.

$$\sigma_{bk} = \sigma_{bi} \cdot S_{BKGER} \quad F (8)$$

Cıvatadaki gerilme (basma): $\sigma_{bi} = \sigma_b = \frac{F_{bk}}{A_3} = \frac{4 \cdot F_{bk}}{\pi \cdot d_3^2}$

Değerler F (8) yerleştirilirse: $\frac{\pi^2 \cdot E \cdot d_3^2}{16 \cdot L_{bk}^2} = \frac{4 \cdot F_{bk}}{\pi \cdot d_3^2} \cdot S_{BKGER}$

$$d_3^4 = \frac{64 \cdot F_{bk} \cdot S_{BKGER} \cdot L_{bk}^2}{\pi^3 \cdot E}$$

Flambaj tehlikesi olduğu zaman vida için gerekli iç çap

$$d_3 \geq 4 \sqrt{\frac{64 \cdot F_{bk} \cdot S_{BKGER} \cdot L_{bk}^2}{\pi^3 \cdot E}} \quad F (9)$$

Gerekli burkulma emniyet katsayısı için $S_{BKGER} = 6...8$ arası değerler önerilir. Burada $S_{BKGER} = 8$ yerleştirilir ve vidanın iç çapı değer formülü bulunur.

$$d_3 \geq 2 \cdot 4 \sqrt{\frac{F_{bk} \cdot L_{bk}^2}{E}} \quad F (10)$$

F_{bk}	N	Flambaj (burkma) kuvveti
L_{bk}	mm	Hesap için burkulma boyu
		$L_{bk} \approx 0,7 \cdot L$ önerilen değer. Euler, 3. Durum
E	N/mm ²	Elastiklik modülü

1.3 Hareket cıvatasının kontrolü

1.3.1 Birinci durum için

Cıvata hareketli, somun sabit. Burkma kuvveti F_{bk} ile cıvataı etkileyen torsiyon momenti M_t aynı yerde değil. Bunun için cıvatanın iki ayrı kesiminde gerilim kontrolünün yapılması gereklidir.

1.3.1.1 Cıvataı etkileyen torsiyon momenti tarafı

Burası somun ile döndürme hareketi yapan kol arasındaki kısımdır ve burayı zorlayan torsiyon gerilmesi şu şekilde hesaplanır.

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} \leq \tau_{TEM} \quad F (11)$$

M_t	Nmm	cıvataı etkileyen torsiyon momenti
W_t	N	Torsiyon karşıkoyma atalet momenti
τ_{TEM}	N/mm ²	Emniyetli torsiyon mukavemet değeri

Cıvatadaki torsiyon momenti (M_t) vidadaki (M_{SV}) ve yataklamadaki (M_{SY}) sürtünme momentlerinin toplamı olarak hesaplanır.

$$M_t = M_{SV} + M_{SY} \quad F (12)$$

Cıvatada vidadaki sürtünmeden doğan torsiyon momenti M_{SV}

$$M_{SV} = F_N \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi \pm \rho_V) \quad F (13)$$

Vida yağındaki normal kuvvet F_N

$$F_N = F_{bk} / \cos(\beta / 2) \quad F (14)$$

Cıvatada yataklamadaki sürtünmeden doğan torsiyon momenti M_{SY}

$$M_{SY} = \mu_{SY} \cdot F_{bk} \cdot a \quad F (15)$$

F_{bk}	N	Flambaj (burkma) kuvveti
d_2	mm	Vidanın profil çapı
φ	°	Vidanın helis açısı
ρ_V	°	Vidadaki sürtünme açısı
μ_{SY}	1	Yatakta sürtünme katsayısı
a	mm	Sürtünme kuvveti eksen mesafesi. Bazan r_{or} alınır. Ortalama yatak yarı çapı $a = r_{or} = (D+d)/4$

Emniyetli torsiyon mukavemet değeri " τ_{TEM} " şu şekilde hesaplanır:

Statik zorlama	$\kappa = +1$	$\tau_{TEM} = \tau_{tAK} / 1,5$
Dalgalı zorlama	$\kappa \geq 0$	$\tau_{TEM} = \tau_{tDL} / 2$
Değişken zorlama	$-1 \leq \kappa < 0$	$\tau_{TEM} = \tau_{tDG} / 2$
		$\tau_{tAK} \approx 1,2 \cdot R_e / 1,732$

1.3.1.2 Cıvatayı etkileyen burkma kuvveti tarafı

Cıvatadaki bileşik gerilim;

$$\sigma_{bi} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_t)^2} \leq \sigma_{BEM} \quad F (16)$$

σ_b	N/mm ²	Cıvatadaki basma gerilimi
τ_t	N/mm ²	Cıvatadaki burkulma gerilimi
α_0	1	Zorlanma katsayısı
		$\alpha_0 = 1$ eğer σ ve τ aynı zorlama ise,
		$\alpha_0 = 0,7$ eğer σ ve τ değişik zorlama ise.

Cıvatadaki basma gerilimi

$$\sigma_b = \frac{F_{bk}}{A_3} \quad F (17)$$

F_{bk}	N	Flambaj (burkma) kuvveti
A_3	mm ²	Diş dibi kesit alanı

1.3.2 İkinci durum için

Cıvata sabit, somun hareketli. Burkma kuvveti F_{bk} ile cıvatayı etkileyen torsiyon momenti M_t aynı alanda. Bunun için yalnız bir alandaki gerilim kontrolünü yapmak yeterlidir.

1.3.2.1 Cıvatadaki burkulma gerilimi

Burada sistemdeki narinlik derecesi ile referans narinlik derecesi bulup karşılaştırırız. Sistemdeki hesaplanan narinlik derecesi şu şekilde bulunur bak F (1):

$$\lambda_{he} = \frac{4 \cdot L_K}{d_3}$$

Eğer sistemdeki narinlik derecesi St37 için $\lambda_{he} \geq \lambda_0 = 105$ ise ve :
St50 için $\lambda_{he} \geq \lambda_0 = 89$ ise

burkulma gerilimi hesabı Euler' e göre yapılır.

1.3.2.1.1 Euler'e göre burkulma geriliminin hesaplanması

Genelde basma gerilimi bak F (16) $\sigma_b = \frac{F_{bk}}{A_3}$ dir.

Euler'e göre burkulma kuvveti: $F_{bk} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_{bk}^2}$

Burada burkulmanın karakteristik büyüklüğü narinlik derecesini λ (*Lambda*) yazıp biraz değiştirirsek:

$$\lambda = \frac{L_{bk}}{i_{min}} = \frac{L_{bk}}{\sqrt{\frac{I}{A}}}$$

buradan burkulma boyu L_{bk} yı hesaplırsak

$$L_{bk} = \lambda \cdot \sqrt{\frac{I}{A}}$$

eşitliğini buluruz.

İlk evvela burkulma boyu L_{bk} yı burkulma kuvveti formülünde ve sonra bu buluna burkulma boyu değerini basma gerilimi formülünde yerleştirirsek:

$$F_{bk} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{\lambda^2 \cdot \left(\frac{I}{A_3}\right)}$$

ve

$$\sigma_{bk} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{\lambda^2 \cdot \left(\frac{I}{A_3}\right) \cdot A_3}$$

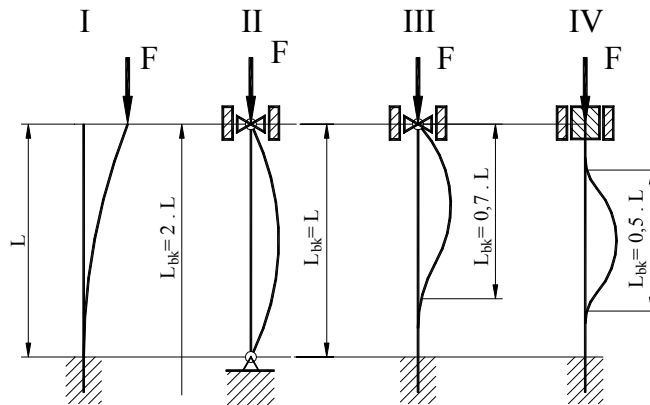
Euler gerilim formülü bulunur.

$$\sigma_{Eu} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \quad F (18)$$

σ_{Eu}	N/mm ²	Euler'e göre burkulma gerilmesi
E	N/mm ²	Elastiklik modülü
λ	1	Narinlik derecesi

Burada konstruksiyon genelde çeliklerle yapıldığından formülü dahada basite indirmek için çeliğin elastiklik modülü $E = 210\,000\text{ N/mm}^2$ ve $\pi^2 = 10$ formülde yerleştirilirse, Çelik için Euler formülü bulunur.

$$\sigma_{Eu} = \frac{2,1 \cdot 10^6}{\lambda^2} \quad F (19)$$



Şekil 3, Euler'e göre burkulma boyunun dört hali

Euler'e göre burkulma gerilim formülü Hook kanunlarının geçerli olduğu elastik deformasyon sınırları içerisinde geçerlidir.

1.3.2.1.2 Tetmajer'e göre burkulma gerilimi

Eğer sistemdeki narinlik derecesi $\lambda < \lambda_0$ ise, burkulma gerilimi Tetmajer' e göre yapılır.

$$\sigma_{Tet} = a - b \cdot \lambda$$

Eğer sistemdeki narinlik derecesi: St37 için $\lambda < \lambda_0 = 105$ ise, St37 için Tetmajer formülü;

$$\sigma_{Tet} = 310 - 1,14 \cdot \lambda \quad F (20)$$

Eğer sistemdeki narinlik derecesi: St50 için $\lambda < \lambda_0 = 89$ ise, St50 için Tetmajer formülü;

$$\sigma_{Tet} = 335 - 0,62 \cdot \lambda \quad F (21)$$

σ_{Tet}	N/mm ²	Tetmajer'e göre burkulma gerilmesi
λ	1	Narinlik derecesi

1.3.2.1.3 Johnson'a göre burkulma gerilimi

$$\sigma_{John} = \sigma_{EZ} - (\sigma_{EZ} - \sigma_O) \cdot \left(\frac{\lambda}{\lambda_0} \right)^2 \quad F (22)$$

σ_{John}	N/mm ²	Johnson'a göre burkulma gerilmesi
σ_{EZ}	N/mm ²	Malzemenin ezilme mukavemet değeri; $\sigma_{EZ} \approx R_e$ veya $R_{p0,2}$
σ_O	N/mm ²	Malzemenin orantılı mukavemet değeri; $\sigma_O \approx 0,8 (R_e \text{ veya } R_{p0,2})$
λ	1	Narinlik derecesi
λ_0	1	Narinlik sınırı

Johnson'a göre narinlik sınırı;

$$\lambda_0 = \pi \cdot \sqrt{E / \sigma_O} \text{ dir.}$$

Bu formüle malzemenin orantılı mukavemet değerini yerleştirirsek, $\lambda_0 = 3,5 \cdot \sqrt{E / R_e}$ değerini elde ederiz. Formül F (22) de bütün değerler yerleştirilip basitleştirilirse Johnson'a göre burkulma formülü basite indirgenmiş hali ile elde edilir:

$$\sigma_{John} = R_e \cdot \left[1 - 0,2 \cdot \left(\frac{\lambda}{\lambda_0} \right) \right] \quad F (23)$$

σ_{John}	N/mm ²	Johnson'a göre burkulma gerilmesi
R_e	N/mm ²	Malzemenin akma mukavemet değeri
λ	1	Narinlik derecesi
λ_0	1	Narinlik sınırı

1.3.3 Gerekli emniyet faktörleri

Burkulmada emniyet

$$S_{bk} = \frac{\sigma_{bk}}{\sigma_{bi}} \geq S_{BKGER} \quad F (24)$$

Cıvata ne kadar ince olursa emniyet katsayısıda o kadar yüksek olmalıdır.

Emniyet faktörleri için şu değerler önerilir:

Cıvatanın ölçülendirilmesinde $S_{GER} \approx 8 \dots 6$

EULER'e göre kontrolde $S_{GER} \approx 3 \dots 6$

$$S_{GER} \approx 3$$

$\lambda = 105$ veya 89 için

$$S_{GER} \approx 6$$

$\lambda \geq 106$ veya 90 için

TETMAJER'e göre kontrolde

$$S_{GER} \approx 4 \dots 2$$

$$S_{GER} \approx 4$$

$\lambda \leq 105$ veya 89 için

$$S_{GER} \approx 2$$

$\lambda > 21$

Eğer $\lambda \leq 20$ ise zaten cıvata'yı burkulmaya göre kontrol etmeye gerek yoktur.

1.4 Hareket cıvata sisteminde somun

Standart vidalı somunda ölçülendirme ve kontrol doğrudan yüzey basıncı ile ilgilidir.

$$p = \frac{F_{bk}}{A_{top}} \leq p_{EM} \quad F (25)$$

p	N/mm ²	Vida yanaklarındaki yüzey basıncı
A _{top}	mm ²	Burkulma kuvvetini taşıyan toplam yüzey alanı
p _{EM}	N/mm ²	Malzemenin emniyetli yüzey basıncı mukavemet değeri

Burkulma kuvvetini taşıyan toplam yüzey alanı şu şekilde hesaplanır: $A_{ges} = n_{diş} \cdot A_{diş}$

Bir dişin yanak alanı: $A_{diş} = \pi \cdot d_2 \cdot H_1$

Somunda burkulma kuvvetini taşıyan diş sayısı: $n_{diş} = \frac{L_1}{P}$

Bu değerleri numaralı formüle yerleştirirsek şu formülünü buluruz.

$$p = \frac{F_N \cdot P}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot L_1} \leq p_{EM} \quad F (26)$$

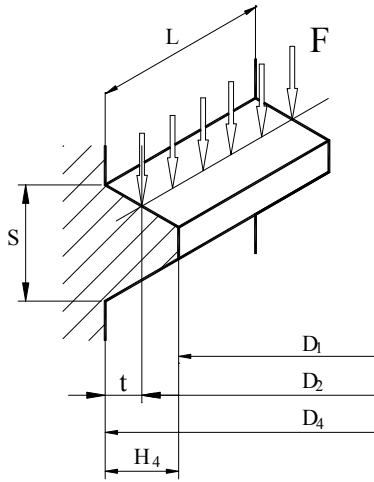
Bu formülü ölçülendirmeye göre çözümlersek aşağıdaki formülü elde ederiz.

1.4.1 Ölçülendirme

$$L_1 \geq \frac{F_{bk} \cdot P}{p_{EM} \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1} \quad F (27)$$

L_1	mm	Somunun kullanılan dişler kısmının boyu Somun boyu, öneri: $L_{1min} \geq 2,5 \cdot d$
F_{bk}	N	Flambaj (burkma) kuvveti.
F_N	N	Diş yanağını etkileyen normal kuvvet $F_N = F_{bk}/\cos(\beta/2)$
P	mm	Adım, hatve
p_{EM}	N/mm ²	Malzemenin emniyetli yüzey basıncı mukavemet değeri
d_2	mm	Bölüm veya profil çapı
H_1	mm	Dişin değen yanak yüksekliği
p_{he}	N/mm ²	Sistemde hesaplanan yüzey basıncı

Standartlara göre açılmamış dişlerde diş dibi kesilmesi ve diş eğilmesi kontrolleri yapılmalıdır. Genelde hep somunun dişleri kontrol edilir. Çünkü somunun malzemesinin mukavemet değeri cıvatanıkinden daha düşüktür.



Şekil 4,, Vidanın diş yanağı

Diş dibindeki bileşik gerilim büyüklüğü:

$$\sigma_{bi} = \sqrt{\sigma_{eg}^2 + 3 \cdot \tau_k^2}$$

Eğilme gerilimi σ_{eg} :

$$\sigma_{eg} = \frac{M_{eg}}{W_{eg}}$$

Yanağı etkileyen eğilme momenti:

$$M_{eg} = F \cdot t$$

Kuvvet kolu $t = \frac{D_4 - D_1}{4}$ formülüyle hesaplanır. Diş

dibinin eğilme karşıkoyma momenti W_{eg} :

$$W_{eg} = \frac{L \cdot s^2}{6} = \frac{D_2 \cdot \pi \cdot n_{diş} \cdot s^2}{6}$$

Böylece diş dibindeki eğilme gerilimi σ_{eg} şu fomülle hesaplanır:

$$\sigma_{eg} = \frac{6 \cdot F_{bk} \cdot t}{D_2 \cdot \pi \cdot n_{diş} \cdot s^2} \quad F (28)$$

F_{bk}	N	Flambaj (burkma) kuvveti
t	mm	Diş dibi ile bölüm dairesinin mesafesi
D_2	mm	Somunun bölüm veya profil çapı
$n_{diş}$	mm	Burkma kuvvetini taşıyan diş sayısı
s	mm	Diş dibi kalınlığı

1.4.2 Kesme gerilimi τ_k

Somunun diş dibi kesme gerilimi $\tau_k = \frac{F_{bk}}{A_{ktop}}$ olarak hesaplanır.

Burada A_{ktop} alanı $A_{ktop} = \pi \cdot D_4 \cdot s \cdot n_{diş}$ değerini kesme geilimi formülüne yerleştirir ve küçük faydalı bir hata ile $D_4 \approx d$ olarak alırsak, somunun diş dibi kesme gerilimini şu şekilde hesaplayabiliriz.

$$\tau_k = \frac{F_{bk}}{d \cdot \pi \cdot n_{diş} \cdot s}$$

F (29)

F_{bk}	N	Flambaj (burkma) kuvveti
d	mm	Somun vidasının anma çapı
$n_{diş}$	mm	Burkma kuvvetini taşıyan diş sayısı
s	mm	Diş dibi kalınlığı

Tablo 1, Vidada sürtünme katsayısı ve açısı

Somun malzemesi (Cıvata çelik)		μ_v	ρ_v
Kır döküm	Kuru	$\approx 0,2$	$\approx 12^\circ$
	Yağlı	$\approx 0,1$	$\approx 6^\circ$
CuZn veya CuSn alaşımı	Kuru	$\approx 0,17$	$\approx 10^\circ$
	Yağlı	$\approx 0,1$	$\approx 6^\circ$
Özel suni malzeme	Kuru	$\approx 0,1$	$\approx 6^\circ$
	Yağlı	$\approx 0,05$	$\approx 3^\circ$

Tablo 2, Hareket cıvatalarında emniyetli yüzey basıncı p_{EM}

Cıvata	Malzeme ikilisi		p_{EM} N/mm ² olarak
		Somun	
Çelik Örneğin: C15, St 50, 9SMn28K		Kır döküm	3 – 7
		Çelik döküm, Temper döküm	5 – 10
		CuSn veya Alu alaşımları	10 – 20
		Çelik (C 35, v.b.)	10 – 15
		Suni malzeme	5 – 15
CuSn veya Alu alaşımları		Çelik (C 35, v.b.)	10 – 20

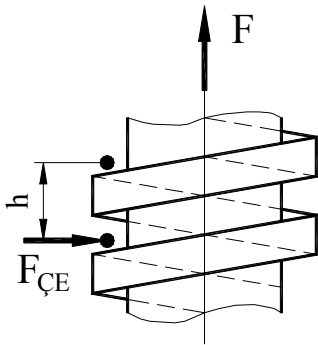
1.5 Hareket cıvatalarında verim

Çalışması motorlu olan veya çalıştırıldığı yerde hareket cıvatasının verimi bilinmesi gereken bir büyüklük olduğu zaman, hareket cıvatası sisteminin verimi hesaplanmalıdır.

Genelde bir sistemdeki verim, o sistemden alınan işin verilen işe oranıdır.

$$\eta = \frac{\text{alınan iş}}{\text{verilen iş}} = \frac{A_{al}}{A_{ver}}$$

F (30)



Şekil 5, Vida

Alınan iş: $A_{al} = F_{bk} \cdot h = F_{bk} \cdot P$ Adım veya hatve: $P = \pi \cdot d_2 \cdot \tan \varphi$

$$A_{al} = F_{bk} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \tan \varphi$$

Verilen iş: $A_{ver} = F_{ÇE} \cdot \pi \cdot d_2$ Çevre kuvveti: $F_{ÇE} = F_{bk} \cdot \tan(\varphi + \rho_v)$

$$A_{ver} = F_{bk} \cdot \tan(\varphi + \rho_v) \cdot d_2 \cdot \pi$$

Burada bulunan değerleri yukarıdaki formül F (30) de yerleştirirsek:

$$\eta = \frac{A_{\text{alı}}}{A_{\text{ver}}} = \frac{F_{\text{bk}} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \tan \varphi}{F_{\text{bk}} \cdot \tan(\varphi + \rho_V) \cdot d_2 \cdot \pi}$$

formülünü elde ederiz.

Kısaltmalar yapıldıktan sonra verim formülü olarak şu formül elde edilir:

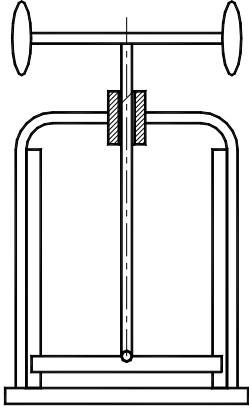
$$\eta = \frac{\tan \varphi}{\tan(\varphi + \rho_V)} \quad \text{F (31)}$$

η	1	Verim
φ	°	Vidanın helis açısı
ρ_V	°	Vida yüzeylerindeki sürtünme açısı

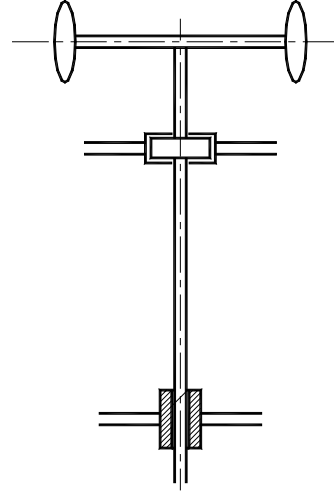
1.5.1 Kilitlenme, oto blokaj

Eğer vidada şu şart $\rho_V > \varphi$ var ise, sistemde kilitlenme, oto blokaj vardır.

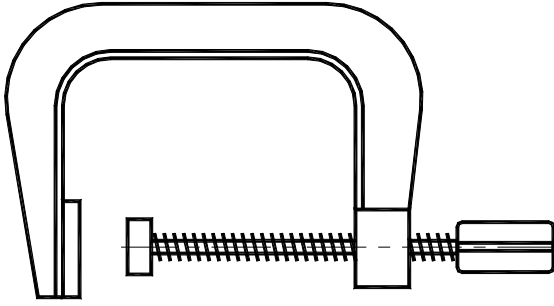
1.6 Hareket cıvatalarına çeşitli örnekler



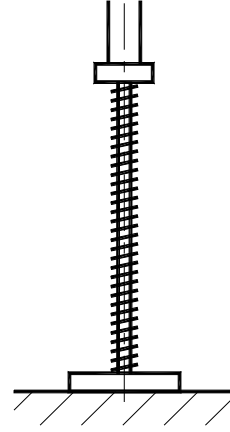
Şekil 6, Cilteci presi



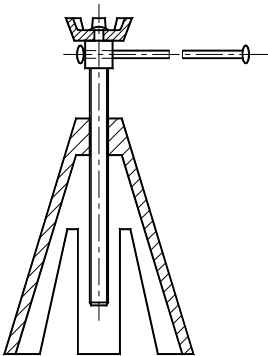
Şekil 7, Vana



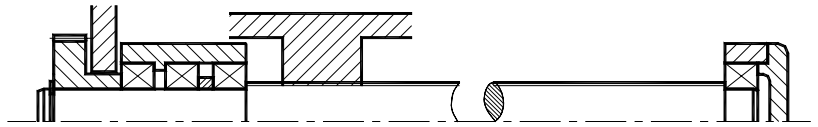
Şekil 8, Marangoz cenderesi



Şekil 9, Ayarlı iskele veya raf ayağı



Şekil 10, Kriko



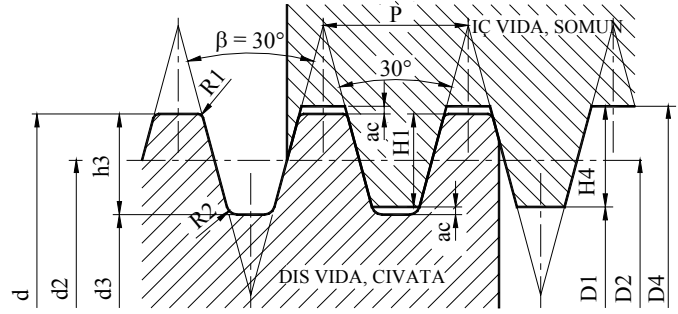
Şekil 11, Torna tezgahı vidalı ana mili

Tablo 3, Metrik ISO-Trapez profilli vidalar, (DIN 103). Ölçüler mm dir.

$$\begin{aligned} d_2 = D_2 = d - 0,5P & & D_4 = d + 2a_c \\ d_3 = d - 2h_3 & & H_1 = 0,5 P \\ D_1 = d - 2H_1 = d - P & & H_4 = h_3 = H_1 + a_c \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_1 = \max 0,5 \cdot a_c & & d_s = (d_2 + d_3)/2 \\ R_2 = \max a_c & & \tan \varphi = P/(\pi \cdot d_2) \end{aligned}$$

Matkap çapı $D_M = D_1 = d - P$
Gösterilmesi : Anma çapı $d=40$ mm ve
hatvesi 7 mm olan Trapez vida Tr 40x7



Şekil 12,

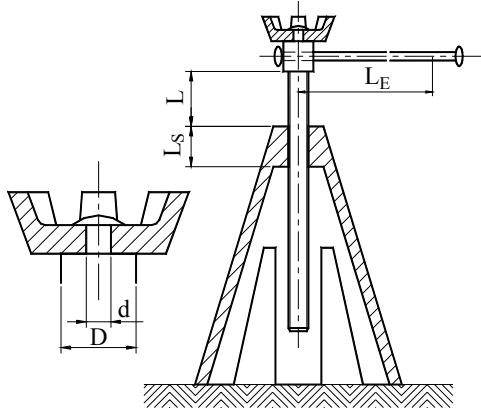
P	1.5	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	18	20
a_c	0.15	0.25	0.25	0.25	0.25	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	1	1	1	1
$H_4 = h_3$	0.9	1.25	1.75	2.25	2.75	3.5	4	4.5	5	5.5	6.5	8	9	10	11

Anma çapı d	Hatve (Adım) P			Bölüm çapı $d_2 = D_2$	Dış dibi çapı d_3	Dış dibi yüksekliği H_1	Dış dibi kesiti A_3	Dış dibi boşluğu a_c	Helis açısı φ
8		1.5		7.25	6.2	0.75	30.2	0.15	3.768°
10	(1.5)	2		9	7.5	1	44.2	0.25	4.046°
12	(2)	3		10.5	8.5	1.5	56.7	0.25	5.197°
16	(2)	4		14	11.5	2	104	0.25	5.197°
20	(2)	4		18	15.5	2	189	0.25	4.046°
24	(3)	5	(8)	21.5	18.5	2.5	269	0.25	4.234°
28	(3)	5	(8)	25.5	22.5	2.5	398	0.25	3.571°
32	(3)	6	(10)	29	25	3	491	0.5	3.768°
36	(3)	6	(10)	33	29	3	661	0.5	3.312°
40	(3)	7	(10)	36.5	32	3.5	804	0.5	3.493°
44	(3)	7	(12)	40.5	36	3.5	1018	0.5	3.149°
48	(3)	8	(12)	44	39	4	1195	0.5	3.312°
52	(3)	8	(12)	48	43	4	1452	0.5	3.037°
60	(3)	9	(14)	55.5	50	4.5	1963	0.5	2.955°
65	(4)	10	(16)	60	54	5	2290	0.5	3.037°
70	(4)	10	(16)	65	59	5	2734	0.5	2.804°
75	(4)	10	(16)	70	64	5	3217	0.5	2.604°
80	(4)	10	(16)	75	69	5	3739	0.5	2.430°
85	(4)	12	(18)	79	72	6	4072	0.5	2.768°
90	(4)	12	(18)	84	77	6	4657	0.5	2.604°
95	(4)	12	(18)	89	82	6	5281	0.5	2.458°
100	(4)	12	(20)	94	87	6	5945	0.5	2.327°
110	(4)	14	(20)	103	94	7	6940	1	2.477°
120	(6)	14	(22)	113	104	7	8495	1	2.258°

Bu tabeladaki değerler, yukarıda verilmiş olan formüllerle hesaplanmıştır. Burada bulunmayan vida değerleri, yukarıda verilmiş olan formüllerle hesaplanır.

1.7 Hareket cıvataları için örnek

1.7.1 Kriko



Şekil 13, Kriko

Taslakta görüldüğü gibi cıvatalı kriko ile 50 kN kaldırılmak isteniyor. Konstruksiyonun boyutları nedir?

Taslaktan bilinen değerler:

Cıvata St 50 ve max. kaldırma boyu, cıvata boyu $L = 600$ mm.

El ile çevirme yarı çapı $L_E = 710$ mm.

Çaplar $D = 60$ mm, $d = 16$ mm.

Sehpa yani somunun malzemesi GG 25 .

1.7.1.1 Çözüm

$$\text{Vidanın gerekli iç çapı bak F (9) } d_3 \geq 4 \sqrt{\frac{64 \cdot F_{bk} \cdot S_{BKGER} \cdot L_{bk}^2}{\pi^3 \cdot E}} \quad d_3 \geq 48,779 \text{ mm}$$

Kaldırılacak ve burkulma etkisi veren toplam yük kuvveti

$$F_{bk} = 50\,000 \text{ N}$$

Burkulma için gerekli emniyet katsayısı

$$S_{BKGER} = 8$$

Burkulma boyu, Euler e göre 1.Durum $L_{bk} = 2 \cdot L$ bak Şekil 1

$$L_{bk} = 1200 \text{ mm}$$

Elastikiyet modülü

$$E = 210000 \text{ N/mm}^2$$

Seçilen vida : bak Tablo 3, $d_3 = 50$ mm $H_1 = 4,5$ mm
 $d_2 = 55,5$ mm $\beta = 30^\circ$
 $P = 9$ mm

$$\text{Tr60x9}$$

Diş dibi kesit alanı $A_3 = 0,25 \cdot \pi \cdot d_3^2$

$$A_3 = 1963 \text{ mm}^2$$

Vidada sürtünme katsayısı bak Tablo 1

$$\mu_V \approx \mu_Y \approx 0,1$$

Vidada sürtünme açısı bak Tablo 1

$$\rho_V \approx 6^\circ$$

$$\text{Vidanın helis açısı } \tan \varphi = \frac{P}{\pi \cdot d_2} \quad \varphi = \arctan\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right)$$

$$\varphi = 2,95..^\circ$$

I. Kilitlenme (otoblokaj) koşulu $\rho_V \approx 6^\circ > \varphi = 2,95..^\circ$ yerinde olup, kriko kendi kendine hareket etmez.

Kilitlenme koşulu yerinde

$$\text{Vida yanağına etki eden normal kuvvet } F_N = \frac{F_{bk}}{\cos(\beta/2)}$$

$$F_N = 51\,764 \text{ N}$$

Vidada sürtünme momenti bak F (13)

$$\text{Kaldırmada } M_{SVK} = F_N \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi + \rho_V)$$

$$M_{SVK} = 226,4 \text{ Nm}$$

$$\text{İndirmede } M_{SVI} = F_N \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi - \rho_V)$$

$$M_{SVI} = 76,4 \text{ Nm}$$

Yatakta sürtünme momenti bak F (15) $a = (D+d)/4$

$$a = 19 \text{ mm}$$

$$M_{SY} = \mu_Y \cdot F \cdot a$$

$$M_{SY} = 98,4 \text{ Nm}$$

$$\text{Toplam moment } M_t = M_{SVK} + M_{SY}$$

$$M_t = 325 \text{ Nm}$$

Basma gerilmesi	bakF (16)	$\sigma_b = \frac{F}{A_3}$	$\sigma_b = 26 \text{ N/mm}^2$
Torsiyon gerilmesi	bakF (11)	$\tau_t = \frac{M_{SVK}}{W_t}$	$\tau_t = 9 \text{ N/mm}^2$
Bileşik gerilme	bak F (6)	$\alpha_0 = 1$	$\sigma_{bi} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_t)^2}$
Emniyetli basma mukavemet değeri,	bak F (3)	Hemen hemen statik.	
Statik zorlama	$\sigma_{BEM} = R_e / 1,5 = 285/1,5 = 190$		$\sigma_{BEM} = 190 \text{ N/mm}^2$
R_e "Mukavemet Değerleri"n den $\phi = 60 \text{ mm}$ için $R_{eSt50} = 285 \text{ N/mm}^2$			

II. Kopma tehlikesi yok. Kriko normal çalışır.

Burkulmaya karşı kontrol

Narinlik derecesi	bak F (1) veya F (2)	$\lambda = \frac{4 \cdot L_{bk}}{d_3}$	$\lambda = 96 > \lambda_{0St50} = 89$ nach Euler
Euler'e göre burkulma gerilmesi	bak F (4)	$\sigma_{Eu} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2}$	$\sigma_{Eu} = 225 \text{ N/mm}^2$
Burkulmada emniyet,	bak F (24)	$S_{bk} = \frac{\sigma_{Eu}}{\sigma_{bi}} \geq S_{BKGER}$	$S_{bk} = 7,3$
Euler'e göre σ_{Eu} için, $S_{EUGER} \approx 3...6$	bak F (24)		$S_{BKGER} = 6$

III. Burkulma tehlikesi yok. Kriko normal çalışır.

Burada el ile tahrik olduğundan verimin hesaplanmasına gerek yoktur.

IV. Somunun boyu

Somun boyu, bak **Hata!**

Başvuru kaynağı bulunamadı.

$$L_1 \geq \frac{F \cdot P}{p_{EMV} \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1} + 2 \cdot P = 136,75.. \quad L_1 = 140 \text{ mm}$$

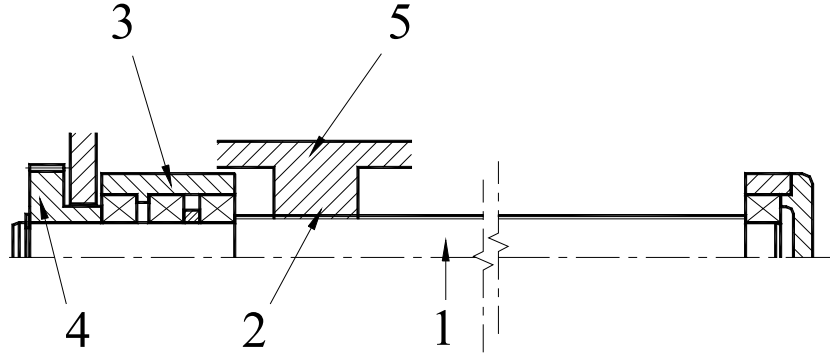
Vidada emniyetli yüzey basıncı bak Tablo 2, $p_{EMV} = 3 - 7$

$$p_{EMV} = 5 \text{ N/mm}^2$$

Böylece krikonun bütün hesapları yapılmış olur. Kriko tereddütsüz kullanılabilir.

1.7.2 Freze tezgahı vidalı klavuz mili

Taslağı Şekil 14 de görülen freze tezgahı vidalı klavuz milinin üretilmesi için hesaplanması gerekmektedir.



Şekil 14, Freze tezgahı klavuz vida mili

1 Vidalı klavuz mili	2 Kızak konsolu somunu	3 Tazgah konsolu
4 Redüktör	5 Kızak konsolu	

Bilinenler:

Vidalı klavuz milini etkileyen dalgalı kuvvet

$$F_{\max} = 32 \text{ kN}$$

Vidalı klavuz milinin malzemesi

St60-2, W.Nr. 1.0060

Bilyalı rulman yatak

Çap serisi 2

Vidalı klavuz milinin devir sayısı

$$n_{VM} = 62,5 \text{ d/dak}$$

Kızak konsolu somunun hareket hızı

$$v_2 = 0,5 \text{ m/dak}$$

Kızak konsolu somunun hareket yolu

$$L = 800 \text{ mm}$$

Hesaplanması gereken şartlar:

1. DIN 103 e göre tek ağızlı trapez vidanın boyutları
2. Dayanıklılık ve burkulma kontrolü
3. Kızak konsolu taşıyacak bronz somunun boyu
4. Vidalı klavuz milinin verimi (Redüktör hariç)
5. Redüktör verimi $\eta_{Red} = 0,91$ kabul edilirse ana motorun gücü ne kadar olmalıdır?

1.7.2.1 Çözüm

1.7.2.1.1 DIN 103 e göre tek ağızlı trapez vidanın boyutları

Burkulma için gerekli emniyet katsayısını **Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı.** göre S_{BKGER}
 $= 8$ alalım.

Flambaj tehlikesi olduğu zaman vida için gerekli iç çap bak F (9)

$$F_{bk} = F_{\max} = 32'000 \text{ N} ; E = 210'000 \text{ N/mm}^2$$

$$L_{bk} = L = 800 \text{ mm} \quad \text{Euler'e göre II. Burkulma hali}$$

$$d_3 \geq 4 \sqrt{\frac{64 \cdot F_{bk} \cdot S_{BKGER} \cdot L_{bk}^2}{\pi^3 \cdot E}} \geq 36 \text{ mm}$$

$$d_3 \geq 36 \text{ mm}$$

Vida hatvesinin bulunması:

$$v_2 = P_v \cdot n_{VM} \text{ formülünden. } v_2 = 500 \text{ mm/dak ; } n_{VM} = 62,5 \text{ dak}^{-1}$$

$$P_v = v_2 / n_{VM} = 500 / 62,5 = 8 \text{ mm}$$

$$P_v = 8 \text{ mm}$$

Vidanın seçimi ve geometrik ölçüleri bak Tablo 3,:

DIN 103 e göre Trapez vida Tr 48x8

Vidalı klavuz milin akma mukavemeti $\phi > 40 \text{ mm}$ için

$$R_e = 305 \text{ N/mm}^2$$

Vida çapı

$$d = 48 \text{ mm}$$

Hatve

$$P_v = 8 \text{ mm}$$

Bölüm çapı

$$d_2 = 44 \text{ mm}$$

Diş dibi çapı

$$d_3 = 39 \text{ mm}$$

Temas eden diş yüksekliği

$$H_1 = 4 \text{ mm}$$

Uç açısı

$$\beta = 30^\circ$$

Diş dibi kesit alanı

$$A_3 = 1'195 \text{ mm}^2$$

1.7.2.1.2 Dayanıklılık ve burkulma kontrolü

Narinlik derecesi bak F (1) veya F (2) $\lambda = \frac{4 \cdot L_{bk}}{d_3}$

$$\lambda = 82,051$$

St 60 $\lambda < 89$ için bak F (19) $\sigma_{bk} = 335 - 0,62 \cdot \lambda$

$$\sigma_{bk} = 284 \text{ N/mm}^2$$

Vida yanağındaki normal kuvvet bak F (27) $F_N = F / \cos(\beta/2)$

$$F_N = 33'129 \text{ N}$$

Vidada sürtünme momenti bak F (13)

$$M_{SV} = F_N \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi + \rho_v)$$

$$M_{SV} = 115'734 \text{ Nmm}$$

Torsiyon karşı koyma momenti $W_t = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16}$

$$W_t = 11'647 \text{ mm}^3$$

Torsiyon gerilmesi bak F (11) $\tau_t = \frac{M_t}{W_t}$

$$\tau_t = 9,9 \text{ N/mm}^2$$

Çekme veya basma gerilmesi bak F (16) $\sigma_b = \frac{F}{A_3}$

$$\sigma_b = 27,7 \text{ N/mm}^2$$

Zorlanma katsayısı $\kappa_b = -1$ ve $\kappa_\tau = -1$ ikisi aynı

$$\alpha_0 = 1$$

Vidalı klavuz milindeki bileşik gerilme bak F (6)

$$\sigma_{bi} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_t)^2}$$

$$\sigma_{bi} = 32,6 \text{ N/mm}^2$$

Emniyetli basma mukavemeti bak F (3)

Değişken zorlama $\sigma_{BEM} = R_e / 2 = 305 / 2$

$$\sigma_{BEM} = 150 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{bi} = 32,6 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{BEM} = 150 \text{ N/mm}^2$$

kırılmaz.

Burkulmada emniyet bak F (7) $S_{bk} = \sigma_{bk} / \sigma_{bi}$

$$S_{bk} = 8,7$$

Tetmajer'e göre gerekli burkulma emniyet katsayısı

$$S_{BKGER} = 4$$

$$S_{BKGER} \approx 4 \dots 2$$

$$S_{BKGER} = 4 < S_{bk} = 8,7 \quad \text{burkulmaz.}$$

1.7.2.1.3 Kızak konsolu taşıyacak bronz somunun boyu

$$\text{Somun boyu } L_1 \geq \frac{F \cdot P}{p_{EM} \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1} + 2 \cdot P = 63,93$$

$$L_1 = 70 \text{ mm}$$

Somun malzemesi, G-CuSn12Ni, W.Nr.:2.1060.01,
Somunda emniyetli yüzey basıncı

$$\mu_V = 0,1$$

$$p_{EM} = 10 \text{ N/mm}^2$$

1.7.2.1.4 Vidalı klavuz milinin verimi (Redüktör hariç)

Verim bak **Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı.**

$$\eta_V = \frac{\tan \varphi}{\tan(\varphi + \rho_V)}$$

$$\eta_V = 0,364$$

Bir rulman yatağın verimi

$$\eta_{YR} = 0,995$$

Yataklamanın verimi (4 yatak) $\eta_{Ytop} = \eta_{YR}^4 = 0,995^4$

$$\eta_{Ytop} = 0,98$$

Toplam verim $\eta_{VMtop} = \eta_{Ytop} \cdot \eta_V$

$$\eta_{VMtop} = 0,357$$

1.7.2.1.5 Ana motorun gücü

Redüktör verimi

$$\eta_{Red} = 0,91$$

Rulman yataklardaki sürtünme momenti bak F (15)

$$M_{SY} = \mu_{YR} \cdot F \cdot r_{or}$$

$$M_{SY} = 31'472 \text{ Nmm}$$

Toplam moment $M_{top} = M_{SV} + M_{SY}$

$$M_{top} = 147'207 \text{ Nmm}$$

Açısal hız $\omega_{VM} = 2 \cdot \pi \cdot n_{VM}$ ($n_{VM} \text{ s}^{-1}$ olarak)

$$\omega_{VM} = 6,545 \text{ s}^{-1}$$

Toplam verim $\eta_{top} = \eta_{VMtop} \cdot \eta_{Red}$

$$\eta_{top} = 0,325$$

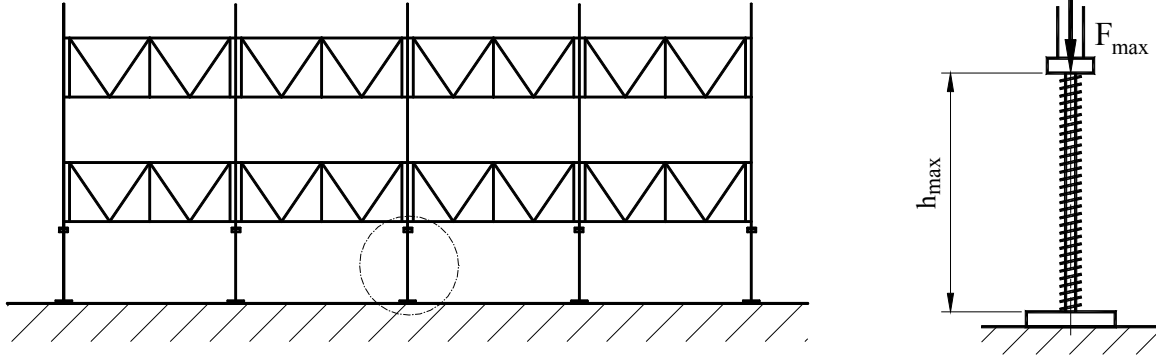
$P_{Mot} = M_{top} \cdot \omega_{VM} / \eta_{top} = 2,964$

$$P_{Mot} > 2,964 \text{ kW}$$

Ana motor işletmede en az 3 kW verecek güçte olmalıdır.

1.7.3 İskele ayarlama ayağı

Taslağı Şekil 15 de görülen iskele ayarlama ayağının üretilmesi için hesaplanması gerekmektedir.



Şekil 15, İskele ayarlama ayağı

Bilinenler:

Vidalı klavuz milini etkileyen dalgalı kuvvet
Vidalı klavuz milinin malzemesi
İstenilen genel emniyet katsayısı
Ayağın ayarlama hareket yolu

$F_{max} = 7 \text{ kN}$
St60-2, W.Nr. 1.0060
 $S_{EMGER} = 12$
 $h_{max} = 600 \text{ mm}$

1.7.3.1 Çözüm

Flambaj tehlikesi olduğu zaman vida için gerekli iç çap bak F (9)

$$d_3 \geq 4 \sqrt{\frac{64 \cdot F_{bk} \cdot S_{BKGER} \cdot L_{bk}^2}{\pi^3 \cdot E}} \geq 23,349 \text{ mm}$$

$$d_3 \geq 23,5 \text{ mm}$$

Vidanın geometrik ölçüleri (bak Tablo 3.): DIN 103 e göre Trapez vida Tr 32x6

Vidalı klavuz milin akma mukavemeti bak

$$R_e = 305 \text{ N/mm}^2$$

Vida çapı

$$d = 32 \text{ mm}$$

Hatve

$$P_v = 6 \text{ mm}$$

Bölüm çapı

$$d_2 = 29 \text{ mm}$$

Diş dibi çapı

$$d_3 = 25 \text{ mm}$$

Temas eden diş yüksekliği

$$H_1 = 3 \text{ mm}$$

Uç açısı

$$\beta = 30^\circ$$

Diş dibi kesit alanı

$$A_3 = 491 \text{ mm}^2$$

1.7.3.1.1 Dayanıklılık ve burkulma kontrolü

Narinlik derecesi bak F (1) veya F (2)

$$\lambda = \frac{4 \cdot L_{bk}}{d_3}$$

$$\lambda = 96$$

St 60 $\lambda > 89$ için bakF (4)

$$\sigma_{bk} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2}$$

$$\sigma_{bk} = 225 \text{ N/mm}^2$$

Vida yanağındaki normal kuvvet bak F (27) $F_N = F/\cos(\beta/2)$

$$F_N = 7'247 \text{ N}$$

Vidada sürtünme momenti bak F (13) $M_{SV} = F_N \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi + \rho_V)$ $M_{SV} = 17'544 \text{ Nmm}$

Vidanın helis açısı bak dan $\varphi = \arctan\left(\frac{P_V}{\pi \cdot d_2}\right)$ $\varphi = 3,7679^\circ$

Sürtünme açısı bak $\rho_V = \arctan(\mu_V)$ $\rho_V = 5,71059^\circ$

Vidada sürtünme katsayısı; hafif yağlı Çelik/Çelik $\mu_V = 0,1$

Torsiyon karşı koyma momenti $W_t = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16}$ $W_t = 3'068 \text{ mm}^3$

Torsiyon gerilmesi bak F (11) $\tau_t = \frac{M_t}{W_t}$ $\tau_t = 5,7 \text{ N/mm}^2$

Çekme veya basma gerilmesi bak F (16) $\sigma_b = \frac{F_N}{A_3}$ $\sigma_b = 14,8 \text{ N/mm}^2$

Zorlanma katsayısı $\kappa_b = +1$ ve $\kappa_\tau = +1$ ikisi aynı $\alpha_0 = 1$

Vidalı klavuz milindeki bileşik gerilim bak F (6) $\sigma_{bi} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_t)^2}$ $\sigma_{bi} = 17,8 \text{ N/mm}^2$

Emniyetli basma mukavemeti bak F (3) $\sigma_{BEM} = R_e / 12 = 305 / 12$ $\sigma_{BEM} = 25 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_{bi} = 17,8 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{BEM} = 25 \text{ N/mm}^2 \quad \text{Kırılmaz.}$$

Burkulmada emniyet bak F (7) $S_{bk} = \sigma_{bk} / \sigma_{bi}$ $S_{bk} = 127$

$$S_{BKGER} = 12 < S_{bk} = 12,7 \quad \text{burkulmaz.}$$

1.7.3.1.2 Ayarlama ayağını taşıyacak somunun boyu (Ust37-2)

Somun boyu bak F (27) $L_1 \geq \frac{F \cdot P_{Vi}}{p_{EM} \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1} + 2 \cdot P = 27,909$ $L_1 = 30 \text{ mm}$

Somunda emniyetli yüzey basıncı $p_{EM} = 10-15$ $p_{EM} = 10 \text{ N/mm}^2$

2 Konu İndeksi***B***

Burkulma 8

E

Euler gerilmesi..... 8

Euler'e göre burkulma kuvveti 8

N

Narinlik derecesi..... 8

T

Tetmajer gerilmesi 10

Trapez Cıvatalar 16