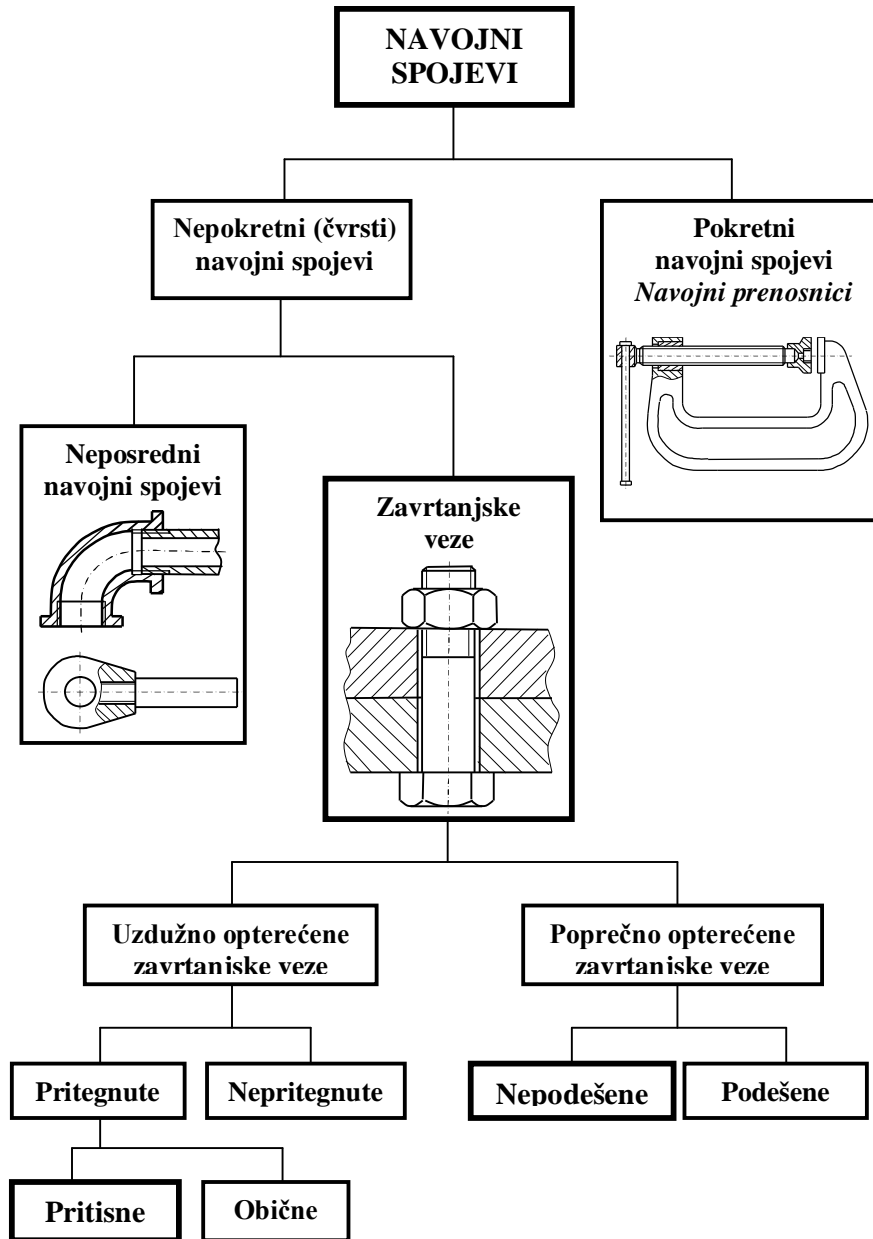


## NAVOJNI SPOJEVI

---

Navojni spojevi se ostvaruju posredstvom navoja. Navoj može biti izradjen neposredno na delovima koji se spajaju - neposredni navojni spojevi ili na posebnim delovima kao što su navojna vretena, zavrtnji, navrtke koji se koriste za realizaciju posrednih navojnih spojeva (sl.1). Delovi u spoju mogu izvršavati funkciju tačno definisanog međusobnog kretanja ili funkciju obezbedjenjem čvrste veze - spoja. Pokretni navojni spojevi osim za transformaciju kretanja mogu se koristiti i za transformaciju mehaničke energije i predstavljati **navojne prenosnike**. Nepokretni navojni spojevi koji se ostvaruju pomoću zavrtnja i navrtke poznati su kao **zavrtnajske veze**.

Zavrtnajske veze mogu prenositi opterećenje u pravcu ose zavrtnja – *uzdužno opterećene zavrtnajske veze* ili opterećenje koje deluje popreko u odnosu na osu zavrtnja – *poprečno opterećene zavrtnajske veze*. Funkcija uzdužno opterećenih zavrtnajskih veza se zasniva na relativno velikom pritezanju zavrtnja. Sila pritezanja je potrebna ili za obezbedjenje zaptivanja na dodiru spojenih delova posredstvom pritiska na ovom dodiru - pritisne zavrtnajske veze, ili samo radi poboljšanja raspodele radne sile - obične zavrtnajske veze. Neke uzdužno opterećene zavrtnajske veze ne smeju se pritezati jer bi sila pritezanja dovela do nepotrebnog opterećivanja delova u spoju - nepritegnute uzdužno opterećene zavrtnajske veze. Poprečno opterećene zavrtnajske veze dele se u dve grupe. Prvu čine one kod kojih se opterećenje prenosi posredstvom otpora trenja između spojenih delova i zovu se frikcione odnosno nepodešene zavrtnajske veze. U drugoj grupi su one poprečno opterećene zavrtnajske veze kod kojih se opterećenje prenosi smicanjem stabla zavrtnja tj. smicajne ili podešene. Najširu primenu imaju **nepodešene** (frikcione) poprečno opterećene zavrtnajske veze, a zatim **pritisne** uzdužno opterećene zavrtnajske veze.

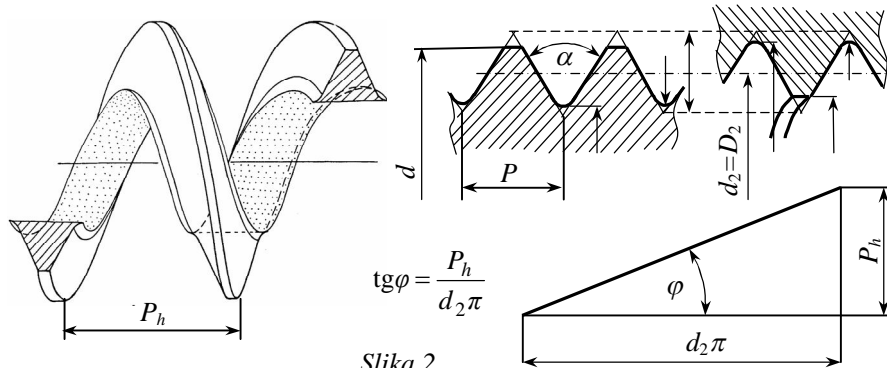


Slika 1.  
Podela navojnih spojeva

## Navoj i navojni parovi

### Parametri navoja i navojnih parova

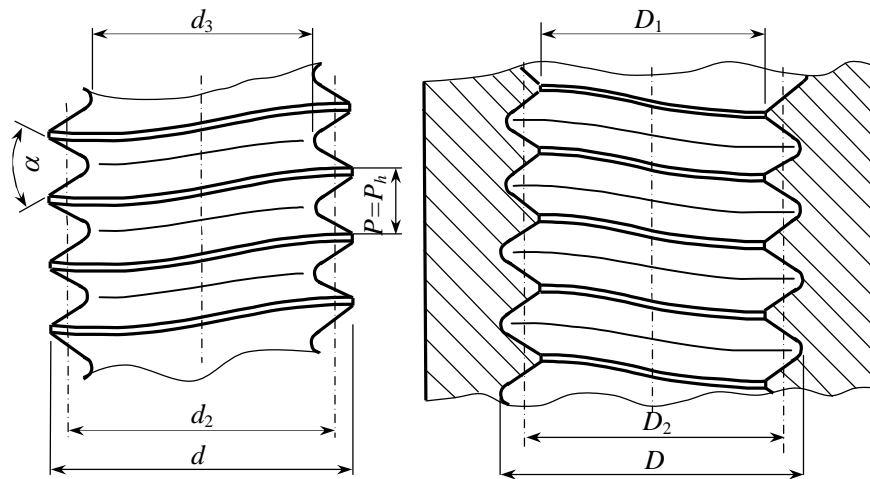
Navoj je geometrijsko telo koje nastaje zavojnim kretanjem geometrijske slike u obliku trougla. Zavojno kretanje je složeno od rotacije i translacije. Svaka tačka na trouglu pri tom opisuje prostornu krivu liniju - zavojnicu, a svaka stranica na trouglu opisuje zavojnu površinu te je navoj ograničen zavojnim površinama. Trougao, koji opisuje navoj zavojnim kretanjem, predstavlja teorijski profil navoja. Stvarni profil se razlikuje od teorijskog usled zaobljavanja i zasecanja u zoni temena trougla. Zaobljavanje se vrši radi smanjivanja koncentracije napona, a zasecanje radi sprečavanja da oštre ivice zadiru u zaobljenja. Navojak je deo navoja koji nastaje pri jednom punom obrtu profila. Zavojak je deo zavojnice koji tačka opiše pri jednom obrtu. Hod zavojnice (navoja) ( $P_h$ ) je aksijalno rastojanje izmedju krajnjih tačaka zavojka. Korak navoja ( $P$ ) je aksijalno rastojanje susednih navojaka. Navoj može biti jednovojni ako nastaje zavojnim kretanjem jednog trougla. Kod jednovojnog odnosno jednostrukog navoja hod navoja je jednak koraku ( $P_h = P$ ). Ako je navoj dvovojni (dvostruki) pri njegovom obrazovanju kreću se dva trougla tako da je  $P_h = 2P$ , kod trovojnog  $P_h = 3P$  odnosno kod viševojnog  $P_h = zP$ , gde je  $z$  broj hodova odnosno broj početaka navoja. Ugao profila navoja ( $\alpha$ ) je ugao izmedju bočnih stranica profila. Ugao navoja ( $\varphi$ ) je ugao izmedju tangente na zavojnicu i njene projekcije na ravan upravnu na osu navoja. Kada se jedan zavojak ispravi (odvije) dobija se trougao čija je hipotenuza ispravljeni zavojak. Navoj je po pravilu desni, a izuzetno može biti i levi. Pri zavojnom kretanju, pri udaljavanju od posmatrača, kod desnog navoja tačka rotira u desnom smeru (u smeru kazaljke na satu), a kod levog navoja ova rotacija je u levom smeru.



Slika 2

Navoj: parametri i profil navoja

Navoj može biti spoljašnji i unutrašnji. Kod spoljašnjeg navoja geometrijske slike u vidu trougla vrše zavojno kretanje sa spoljne strane cilindra, a kod unutrašnjeg navoja sa unutrašnje strane cilindra. Spoljni prečnik spoljnog navoja je nazivni prečnik navoja  $d$ . Veliki prečnik unutrašnjeg navoja označava se sa  $D$  koji je po pravilu nešto veći od prečnika  $d$ . Srednji prečnik spoljnog navoja označava se sa  $d_2$ , a unutrašnjeg navoja sa  $D_2$ . Mali prečnik spoljnog navoja  $d_3$  je istovremeno i prečnik jezgra navoja. Jezgro je deo spoljnog navoja ograničeno podnožnim cilindrom. Mali prečnik unutrašnjeg navoja je  $D_1$ .

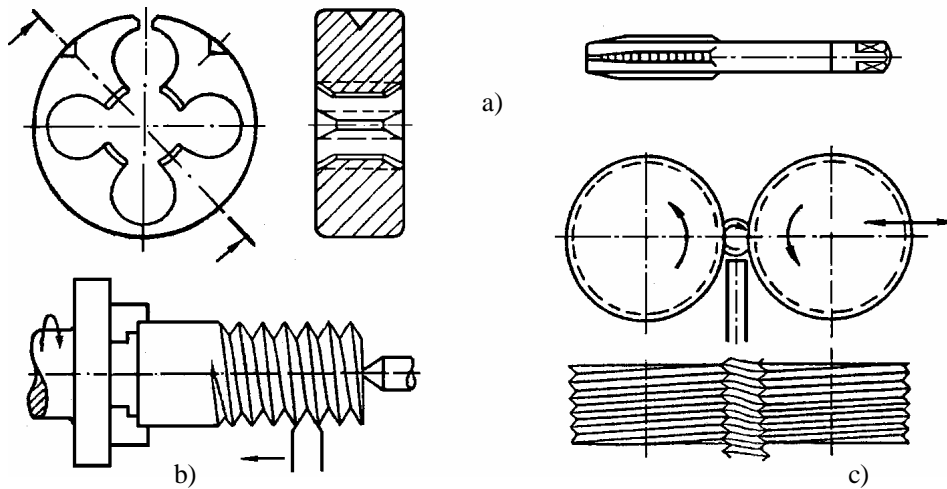


Slika 3

Geometrijske mere navoja: a) spoljašnjeg, b) unutrašnjeg

**Navojni par** je spoj unutrašnjeg i spoljnog navoja istog profila, istog smera zavojnice, istih srednjih prečnika  $d_2=D_2$  odnosno istog nazivnog prečnika  $d$ . Aksijalno rastojanje izmedju krajnjih tačaka dodira spoljnog i unutrašnjeg navoja u navojnom paru je *dužina nošenja* navojnog para  $l_n$ . Radijalno rastojanje izmedju krajnjih tačaka dodira navojaka navojnog para je *dubina nošenja*  $H_1$ .

**Izrada navoja** može biti izvedena narezivanjem primenom ručnih alata - nareznica i ureznica prikazane na slici 4a. Osim toga navoj može biti izradjen rezanjem na strugu (sl.4b), glodanjem. Navoj povećane preciznosti se još i brusi. Najproduktivniji je postupak hladnog valjanja navoja - sl.4c koji se uglavnom koristi za izradu standardnih navojnih delova. Ovaj postupak, osim produktivnosti doprinosi značajnom povećanju čvrstoće i izdržljivosti navojnih delova jer se pri utiskivanju navoja ostvaruje hladno deformisanje.



Slika 4.

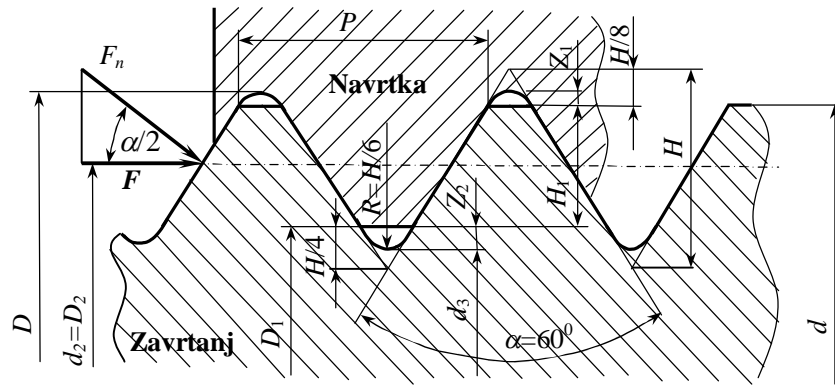
Izrada navoja: a) nareznice i ureznice za ručnu izradu navoja,  
b) rezanje navoja na strugu, c) valjanje navoja

## Standardni profili navoja

Varijacijom ugla profila  $\alpha$  i varijacijom radijusa zaobljenja u korenu navoja, mogu nastati različiti profili. U primeni su se zadržali oni koji svojim svojstvima u najvišem stepenu zadovoljavaju odgovarajuće potrebe. Oblici i dimenzije tih navoja su standardizovane. Najviše je u primeni navoj sa trouglastim profilom - **metrički navoj**. Ovo je prvi navoj čije su dimenzije standardizovane u metričkom sistemu jedinica i u to vreme je nazvan metrički navoj. Ugao profila ovog navoja je  $\alpha=60^\circ$  i on određuje njegove glavne osobine i područje primene. Na slici 5 prikazan je navojni par sa navojem trouglastog profila sa osnovnim merama. Temeno skraćenje unutrašnjeg navoja je relativno veliko ( $H/4$ ), profili navojaka su zbog velikog ugla  $\alpha$ , na malom međusobnom rastojanju. Time su stvoreni uslovi za veliki radijus zaobljenja u korenu spoljnog navoja ( $R=H/6$ ). Ovaj radijus doprinosi značajnom smanjenju koncentracije napona u odnosu na druge navoje, na primer u odnosu na trapezni navoj. Smanjivanjem praznih međuprostora između navojaka povećana je aktivna noseća površina na jedinici dužine nošenja  $l_n$ . Povećani ugao profila  $\alpha$  odrazio se na povećanje otpora trenja pri kretanju pod opterećenjem

$$F_\mu = F_n \mu = \frac{F}{\cos(\alpha/2)} \mu = F \cdot \mu_n ; \quad \mu_n = \frac{\mu}{\cos(\alpha/2)} ,$$

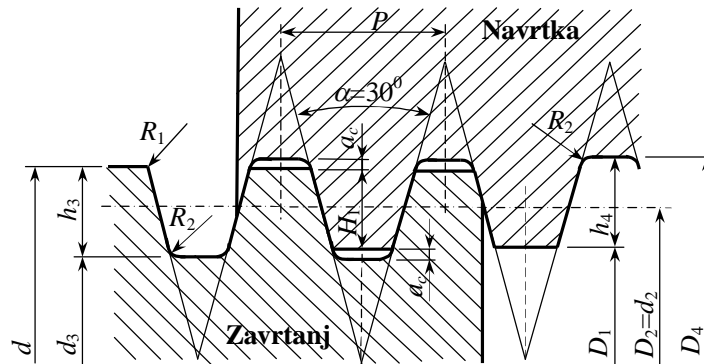
tj. koeficijent otpora  $\mu_n$  je veći od koeficijenta trenja pri dodiru ravnih površina.



Slika 5

Metrički navoj: oblik profila u navojnom paru i dimenzije

U odnosu na metrički navoj, **trapezni navoj** je sa smanjenim uglom profila  $\alpha=30^\circ$  te je visina teorijskog profila  $H$  jako uvećana. Pri prelasku na stvarni profil, izvršeno je veliko skraćivanje, a između navojaka su stvoreni veliki prazni međuprostori odnosno smanjena je aktivna noseća površina na dužini nošenja  $l_n$ . Radijus zaobljenja u korenu navoja je mali jer je smešten u prostoru temenog zazora. Veličina ovog radijusa kreće se u granicama  $R=0,2..0,5$  mm te ovaj navoj nije pogodan za visoka i dinamička opterećenja. Usled smanjenog ugla profila  $\alpha$ , u odnosu na metrički navoj, koeficijent otpora  $\mu_n$  je smanjen što ovaj navoj čini pogodnijim za pokretne navojne spojeve. Kod ovih spojeva funkcija se ostvaruje stalnim kretanjem, a opterećenja su manja i manje su dinamična. Ipak i u ovim uslovima dosta se primenjuje i metrički navoj. Na slici 6 prikazan je profil trapeznog navoja sa odgovarajućim dimenzijama.



Slika 6.

Trapezni navoj: oblik profila u navojnom paru i dimenzije

**Označavanje** navoja je predviđeno tako da se iz oznake može videti vrsta i dimenzije navoja. Metrički navoj se označava sa  $Md$  odnosno  $MdxP$ . U prvom slučaju metrički navoj je krupnog koraka, a u drugom slučaju je metrički navoj sitnog koraka tj. metrički fini navoj. Sitan korak smanjuje aksijalno pomeranje pri jednom obrtu navojnih delova i smanjuje dubinu navoja. U tablici 1 dat je skraćeni pregled kombinacija prečnika i koraka navoja. Prečnici su razvrstani u tri stepena prioriteta, a primenjuju se uglavnom oni prvog stepena prioriteta. U tablici 1 dati su i obrasci za izračunavanje dimenzija navoja, a u tablici 2 za prioritete navoje date su izračunate dimenzije. Trapezni navoj se označava sa  $TrdxP$ , prečnici su razvrstani u dva stepena prioriteta, a korak može biti normalan, sitan i krupan. U tablicama 3 i 4 date su kombinacije prečnika i koraka i dimenzije navoja.

**Drugi profili navoja** razvijani su s ciljem da se poprave neke od osobina navoja. Tako je nastalo mnogo navoja od kojih danas neki nisu u primeni, a neki se primenjuju samo za posebne svrhe. U ovu grupu može se svrstati cevni navoj koji je sitnog koraka kako nebi zadirao duboko i smanjivao debljinu zida cevi. U ovu svrhu se primenjuje metrički navoj sitnog koraka koji je u određenoj meri konusan radi boljeg stezanja pri spajanju cevi. Temeni zazor kod metričkog navoja čini to da ovaj navoj nije hermetičan. Iz tog razloga je standardizovan i Vitvortov cevni navoj koji je sa uglom profila  $55^{\circ}$  ali je bez temenog zazora. Nazivni prečnici ovog navoja se izražavaju u inčima ali su sve druge mere standardizovane u milimetrima. Zbog male razlike u dimenzijama moguće je sprežati metrički cevni navoj i Vitvortov cevni navoj.

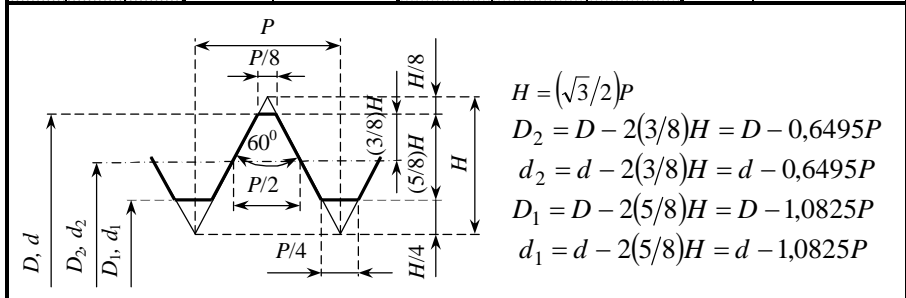
Da bi se zadržale dobre osobine i metričkog i trapeznog navoja nastao je **kosi navoj** koji je nesimetričnog profila. Jedan bok je sa vrlo malim uglom od  $3^{\circ}$  i on prenosi opterećenje usled čega su i otpori kretanja smanjeni. Drugi profil je pod uglom od  $30^{\circ}$  što je omogućilo da se stvori prostor za smeštaj velikog radijusa zaobljenja u korenu navoja i smanji koncentracija napona. Smanjeni su i prazni međuprostori između navojaka. Pošto ovaj drugi bok ne prenosi opterećenje to je kosi navoj namenjen za prenos sila koje dejstvuju samo u jednom smeru. Prečnici i koraci su isti kao i kod trapeznog navoja, a označava se sa  $SdxP$ . Ovaj navoj ipak nije našao ozbiljniju primenu.

Standardizovan je još i **obli navoj** ( $R_{d}dxP$ ) koji je ovaj naziv dobio po veoma velikom zaobljenju tako da je polazni profil oblika trougla prešao u polukrug. Odlikuje se velikim temenim zazorima i malom dodirnom površinom između navojaka. Kroz ove zazole može da prolazi prljavština pa se sporadično može primeniti u zaprljanoj sredini, na primer na železnici. Zbog velikog zaobljenja pogodan je za presovanje u limu i kao takav našao je primenu kod sijaličnih grla

kao Edisonov navoj. Osim ovih treba spomenuti navoje za lim i za drvo koji se koriste bez navrtke jer sebi sami prosecaju prolaz kroz otvor u limu i kroz drvo.

Tablica 1. Prečnici i korak metričkog navoja prema ISO 261

Nominalni prečnik			Korak		Nominalni prečnik			Korak	
Stepen prioriteta			Krupan korak	Sitan korak	Stepen prioriteta			Krupan korak	Sitan korak
I	II	III			I	II	III		
1			0,25	0,2			32		2 1,5
1,2	1,1		0,25	0,2		33		3,5	(3) 2 1,5
	1,4		0,25	0,2	36	39		4	3 2 1,5
			0,3	0,2			35, 38		1,5
1,6			0,35	0,2				4	3 2 1,5
			0,35	0,2			40	4	3 2 1,5
2	1,8		0,4	0,25	42	45		4,5	4 3 2 1,5
			0,45	0,25	48			5	4 3 2 1,5
2,5	2,2		0,45	0,35			50		3 2 1,5
3			0,5	0,35		52		5	4 3 2 1,5
			0,6	0,35			55 58		4 3 2 1,5
4	3,5		0,7	0,5	56			5,5	4 3 2 1,5
			0,75	0,5		60		5,5	4 3 2 1,5
5	4,5		0,8	0,5			62		4 3 2 1,5
				0,5	64	68		6	4 3 2 1,5
6			1	0,75			65		4 3 2 1,5
		7	1	0,75			70		6 4 3 2 1,5
8			1,25	1 0,75	72	76			6 4 3 2 1,5
		9	1,25	1 0,75			75		4 3 2 1,5
10			1,5	1,25 1 0,75			78 82		2
		11	1,5	1 0,75	80				4 3 2 1,5
			1,75	1,5 1,25 1		85, 95			6 4 3 2
	14		2	1,5 1,25 1	90, 100	105, 115	135		6 4 3 2
		15		1,5 1	110, 125	120, 130	145		6 4 3 2
16			2	1,5 1	140	150			6 4 3 2
		17		1,5 1			155, 165		6 4 3
	18		2,5	2 1,5 1	160	170	175, 185		6 4 3
			2,5	2 1,5 1	180	190	195, 205		6 4 3
	22		2,5	2 1,5 1	200	210	215, 225		6 4 3
24			3	2 1,5 1	220	240	230, 235		6 4 3
		25		2 1,5 1	250		245		6 4 3
		26		1,5			255, 265		6 4
	27		3	2 1,5 1		260	270, 275		6 4
		28		2 1,5 1	280		285, 290		6 4
30			3,5	(3) 2 1,5		300	295		6 4





Tablica 2. Osnovne dimenzije navoja za zavrtnje

Nomin. prečnik $d=D$ mm		Korak $P$ mm	Srednji prečnik $d_2=D_2$ mm	Dubina nošenja $H_1$ mm	Noseći presek $A_S$ mm <sup>2</sup>	Prečnik jezgra $d_3$ mm	Ugao
I	II						$\varphi$ stepeni
Metrički navoj krupnog koraka							
1		0,25	0,838	0,135	0,460	0,693	5,43
1,2		0,25	1,038	0,135	0,732	0,893	4,38
1,6		0,35	1,373	0,189	1,270	1,170	4,64
2		0,40	1,740	0,217	2,070	1,509	4,19
2,5		0,45	2,208	0,244	3,390	1,948	3,71
3		0,50	2,675	0,271	5,030	2,387	3,41
	3,5	0,60	3,110	0,325	6,780	2,765	3,51
4		0,70	3,545	0,379	8,780	3,141	3,60
	4,5	0,75	4,013	0,406	11,3	3,580	3,41
5		0,80	4,480	0,433	14,2	4,019	3,25
6		1	5,350	0,541	20,1	4,773	3,41
8		1,25	7,188	0,677	36,6	6,466	3,17
10		1,5	9,026	0,812	58,0	8,160	3,03
12		1,75	10,863	0,947	84,3	9,853	2,94
	14	2	12,701	1,083	115	11,546	2,87
16		2	14,701	1,083	157	13,546	2,48
	18	2,5	16,376	1,353	193	14,933	2,78
20		2,5	18,376	1,353	245	16,933	2,48
	22	2,5	20,376	1,353	303	18,933	2,24
24		3	22,051	1,624	353	20,319	2,48
	27	3	25,051	1,624	459	23,319	2,18
30		3,5	27,727	1,894	561	25,706	2,30
	33	3,5	30,727	1,894	694	28,706	2,08
36		4	33,402	2,165	817	31,093	2,19
	39	4	36,402	2,165	976	34,093	2,00
Metrički navoj sitnog koraka							
8		1	7,350	0,541	39,2	6,773	2,48
10		1,25	9,188	0,676	61,2	8,466	2,48
12		1,25	11,188	0,676	92,1	10,466	2,04
16		1,5	15,026	0,811	167	14,160	1,82
20		1,5	19,026	0,811	172	18,160	1,44
24		2	22,701	1,082	384	21,546	1,61
30		2	28,701	1,082	621	27,546	1,27
36		3	34,051	1,623	865	32,319	1,61
	$A_S = \frac{\pi}{4} \left( \frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \quad R = 0,14434P$ $d_3 = d_1 - H / 6 \quad R_{\min} = 0,125P$ $d_{3\min} = d_1 - 2a \quad d_{3\max} = d_1 - 2b$ $a = H / 4 - R_{\min} = 0,107H$ $b = R_{\min} \left[ 1 - \cos \left[ \frac{\pi}{3} - \arccos \left( 1 - \frac{T_{d2}}{4R_{\min}} \right) \right] \right] + \frac{T_{d2}}{2}$						

Tablica 3. Pregled standardnih prečnika i koraka trapeznog navoja u mm

Nazivni prečnik $d$ mm Stepen prioriteta		Korak navoja $P$ u mm			Nazivni prečnik $d$ mm Stepen prioriteta		Korak navoja $P$ u mm		
I	II	normalni	sitni	krupni	I	II	normalni	sitni	krupni
8		1,5			70		10	4	16
	9		1,5			75		4	16
10		2	1,5		80		10	4	16
	11			3		85		4	18
12		3	2		90		12	4	18
	14		2			95		4	18
16		4	2		100		12	4	20
	18		2			110		4	20
20		4	2		120		14	6	22
	22		3	8		130		6	22
24		5	3	8	140		14	6	24
	26		3	8		150		6	24
28		5	3	8	160		16	6	28
	30		3	10		170		6	28
32		6	3	10	180		18	8	28
	34		3	10		190		8	32
36		6	3	10	200		20	8	32
	38		3	10		210		8	36
40		7	3	10	220		20	8	36
	42		3	10		230		8	36
44		7	3	12	240		22	8	36
	46		3	12		250		12	40
48		8	3	12	260		22	12	40
	50		3	12		270		12	40
52		8	3	12	280		24	12	40
	55		3	14		290		12	44
60		9	3	14	300		24	12	44
	65		4	16					

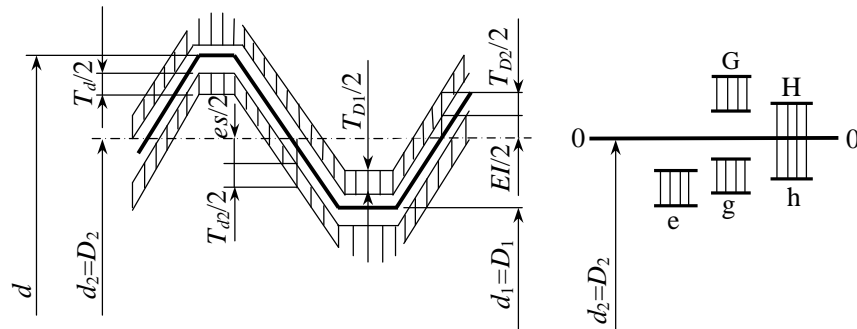
$P$	$a_c$	$R_{1max}$	$R_{2max}$	Mere navoja: $\alpha=30^\circ$ ; $H=1,866P$ ; $H_1=0,5P$ ; $H_4=0,5P+a_c$ $H_3=0,5P+a_c$ ; $d_2=D_2=d-0,5P$ ; $d_3=d-2h_3$ ; $D_1=d-P$ ; $D_4=d+2a_c$ ; $s=0,26795es$ ; $R_{1max}=0,5a_c$ ; $R_{2max}=a_c$ $a_c$ – temeni zazor, $s$ – bočni zazor, $es$ – odstupanje prema ISO 2903
1,5	0,15	0,08	0,15	
2...4	0,25	0,13	0,25	
5	0,25	0,13	0,50	
6...12	0,5	0,25	0,50	
14...4	1,0	0,50	1,0	

Tablica 4. Dimenzije izabranih trapezних navoja

Nazivni prečnik $d$ Stepen prioriteta		Korak $P$ mm	Sr. preč. $d_2=D_2$ mm	Pr. jezgra $d_3$ mm	Dub.noš. $H_1$ mm	Pres. jez. $A_3$ mm <sup>2</sup>	Ugao nagiba navoja $\varphi$ u $^\circ$	
I	II						jednov.	dvovoj.
10		2	9,0	7,5	1	44,1	4,04	8,05
12		3	10,5	8,5	1,5	56,7	5,20	10,30
	14	3	12,5	10,5	1,5	86,5	4,36	8,68
16		4	14,0	11,5	2	104	5,20	10,30
	18	4	16,0	13,5	2	143	4,57	9,05
20		4	18,0	15,5	2,5	189	4,05	8,02
	22	5	19,5	16,5	2,5	214	4,68	9,28
24		5	21,5	18,5	2,5	269	4,25	8,40
	26	5	23,5	20,5	2,5	330	3,88	7,70
28		5	25,5	22,5	2,5	398	4,06	8,06
	30	6	27,0	23,0	3	415	4,06	8,06
32		6	29,0	25,0	3	490	3,78	7,50
	34	6	31,0	27,0	3	572	3,52	7,02
36		6	33,0	29,0	3	660	3,31	6,60
	38	7	34,5	30,0	3,5	706	3,69	7,36
40		7	36,5	32,0	3,5	803	3,50	6,98
	42	7	38,5	34,0	3,5	907	3,31	6,60
44		7	40,5	36,0	3,5	1017	3,15	6,29
	46	8	42,0	37,0	4	1074	3,46	6,91
48		8	44,0	39,0	4	1194	3,31	6,60
	50	8	46,0	41,0	4	1319	3,17	6,31
52		8	48,0	43,0	4	1451	3,04	6,05
	55	9	50,5	45,0	4,5	1589	3,25	6,48
60		9	55,5	50,0	4,5	1962	2,96	5,90
	65	10	60	54	5	2289	3,04	6,05
70		10	65	59	5	2732	2,81	5,62
	75	10	70	64	5	3215	2,61	5,22
80		10	75	69	5	3737	2,44	4,88
	85	12	79	72	6	4069	2,74	5,48
90		12	84	77	6	4654	2,57	5,14
	95	12	89	82	6	5278	2,46	4,92
100		12	94	87	6	5941	2,37	4,74
	110	12	104	97	6	7386	2,10	4,20
120		14	113	104	7	8490	2,26	4,52
	130	14	123	114	7	10201	2,98	4,16
140		14	133	124	7	12070	1,92	3,84
	150	16	142	132	8	13677	2,06	4,12
160		16	152	142	8	15828	1,92	3,84
	170	16	162	152	8	18136	1,80	3,60
180		18	171	160	9	20096	1,92	3,84
	190	18	181	170	9	22686	1,83	3,66
200		20	191	180	10	25434	1,72	3,44
	210	20	200	188	10	27745	1,83	3,66
220		20	210	198	10	30775	1,74	3,48
	230	20	220	208	10	33962	1,66	3,32
240		22	229	216	11	36625	1,75	3,50
	250	22	239	226	11	40094	1,67	3,35
260		22	249	236	11	43721	1,61	3,22

## Tolerancije navoja

Tolerancije navoja se propisuju da bi se obezbedilo sklapanja spoljnog i unutrašnjeg navoja, omogućila zamenjivost, ostvario dodir oko srednjeg prečnika i obezbedila potrebna dubina nošenja. Izvedene su iz opštih tolerancija dužinskih mera, s tim da je broj dopuštenih položaja tolerancijskih polja i stepena tolerancije jako smanjen. Koriste se tolerancijska polja G i H za unutrašnje navoje i e, f, g i h, za spoljašnje navoje i stepeni tolerancije 3...9. Oznake tolerancija navoja razlikuju se od oznaka opštih tolerancija dužinskih mera. Primeri ovih oznaka za unutrašnji navoj su M16-6H, odnosno M20x2-6H, gde se navedeni stepen tolerancije odnosi na srednji i na mali prečnik. Kod spoljašnjih navoja primenjuju se dve varijante označavanja. Primer za prvu je M16-6f. Navedeni stepen tolerancije 6f odnosi se na veliki i na srednji prečnik. U drugoj varijanti, M16-5g6g, prvi stepen tolerancije 5g odnosi se na srednji prečnik, a drugi 6g na veliki prečnik spoljnog navoja. Oblik tolerancijskog polja je prilagodjen obliku profila navoja. Na slici 7 prikazani su oblici i položaji tolerancijskih polja za metrički navoj kao i odnos tolerancijskih polja za naleganje spoljašnjeg i unutrašnjeg navoja.



Slika 7.

Oblik i položaj tolerancijskih polja metričkog navoja

Naleganja navojnih parova se označavaju, na primer M20x2-6H/6g. Naleganja su po pravilu labava. Odstupanja oblika dovode do smanjenja ili do potpunog gubljenja zazora, naročito kod navojnih parova veće dužine. To je od značaja za precizne navojne parove. U zavisnosti od veličine zazora naleganja mogu biti fina, srednja i gruba. Fina naleganja su sa vrlo malim zazorom, a gruba sa velikim zazorom. Naleganja navojnih delova se još dele i prema dužini tako da naleganja odnosno navojni parovi mogu biti kratki (S), normalni (N) i dugački (L) (tablica 5). Ova podela je ostvarena prema broju koraka po dužini nošenja navojnog spoja. Standardom ISO 965 su propisane tolerancije i naleganja navojnih delova sa metričkim navojem.

Tablica Prioritetna tolerancijska polja metričkog navoja prema ISO 965/1

	Unutrašnji navoj						Spoljašnji navoj														
	Tolerancijska polja						Tolerancijska polja														
	G			H			e			f			g			h					
	S	N	L	S	N	L	S	N	L	S	N	L	S	N	L	S	N	L			
<b>Fina</b>				4H	5H	6H													3h4h	4h	5h4h
<b>Srednja</b>	5G	6G	7G	5H	6H	7H	6e	7e6e		6f			5g6g	6g	7g6g	5h6h	6h	7h6h			
<b>Gruba</b>		7G	8G		7H	8H								8g	9g8g						
<i>Približna podela navojnih parova na kratke S, normalne N i dugačke L</i>																					
<i>d</i> mm	4.. 12			12..45			4..90			90...180			180...355								
<i>l<sub>n</sub>/P</i>	S	N	L	S	N	L	S	N	L	S	N	L	S	N	L	S	N	L	S	N	L
	<3	3..9	>9	<4	4.. 12	>12	<5	.15	>15	<6	6..18	> 18	<7	7..20	>20						

Tolerancije trapeznog navoja definisane su korišćenjem tolerancijskog polja **H** za unutrašnji navoj i tolerancijskih polja **e** i **e** za spoljašnji navoj. Odstupanja srednjih prečnika i prečnika jezgra navoja, definisana su za tri stepena tolerancije i to 7, 8 i 9. Odstupanje malog prečnika unutrašnjeg navoja i velikog prečnika spoljnog navoja, definišu se samo pomoću stepena 4. Površine definisane pomoću ovih prečnika ne obrađuju se pomoću alata za izradu navoja. One su prethodno već obrađene ili se mogu naknadno obraditi. To je razlog što u oznaci tolerancija, ova odstupanja nisu uključena. Oznaka naleganja Tr 40x7-7H/7e obuhvata samo odstupanja srednjih prečnika i prečnika jezgra. U tablici 6 navedene su preporučene tolerancije spoljašnjeg i unutrašnjeg navoja koje se mogu koristiti za formiranje normalnih i dugačkih navojnih spojeva srednje i grube klase izrade. Podela na normalne N i dugačke navojne spojeve L, propisana je po ISO 2903.

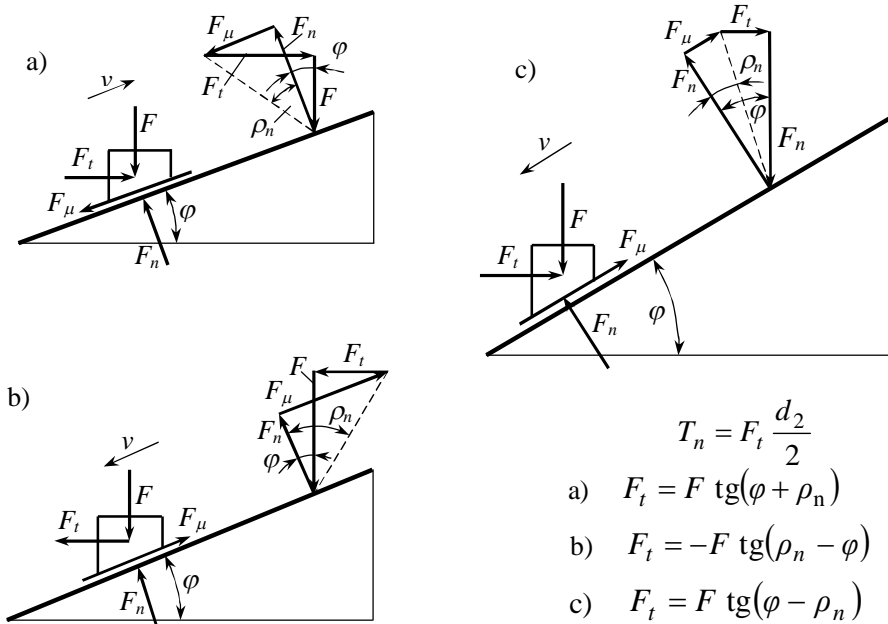
Tablica 6. Preporučene tolerancije trapeznog navoja

	Unutrašnji navoj		Spoljašnji navoj	
	N	L	N	L
Srednja klasa	7H	8H	7e	8e
Gruba klasa	8H	9H	8c	9c

## Opterećenje navoja

a) **Sila i moment:** Navojni par je spoj spoljnjeg i unutrašnjeg navoja koji je izložen dejstvu uzdužne sile  $F$ . Da bi se ostvarilo kretanje pod dejstvom ove sile, na navojni par mora delovati obrtni moment  $T$ . Zavisno od funkcije navojnog para, moguće su sledeće varijante:

- Navojni par je izložen uzdužnoj sili u stanju mirovanja (moment je jednak nuli), na primer čvrsti navojni spojevi.
- Navojni par je izložen uzdužnoj sili i ostvaruje se aksijalno kretanje u suprotnom smeru od smera ove sile (pritezanje zavrtnja ili podizanje tereta pomoću dizalice sa navojnim vretenom).
- Navojni par je izložen aksijalnoj sili i ostvaruje se aksijalno kretanje u smeru dejstva sile (odvrtnanje zavrtnja ili spuštanju tereta kod dizalice sa navojnim vretenom).
- Navojni par je izložen aksijalnoj sili i ostvaruje se aksijalno kretanje u smeru sile. Ovo stanje odgovara nesamokočivom navoju kod kojeg je potreban obrtni moment suprotan smeru rotacije da održi stanje ravnoteže.



Slika 8

Odnos sila u navojnom paru: a) pri kretanju navrtke suprotno smeru sile, b) pri kretanju navrtke u smeru sile, c) ravnoteža sila nesamokočivog navoja

Analiza odnosa sila u navojnom paru za navedene slučajeve, koristi se model strme ravni. Navojni par je modifikovani vid strme ravni. Jedan navojak odvijen sa cilindra i ispravljen, stoji pod uglom  $\varphi$  i predstavlja strmu ravan. Deo unutrašnjeg navoja (navrtke) kreće se po spoljnjem navoju i predstavlja telo koje se kreće po strmoj ravni. Na ovo telo deluje spoljna aksijalna sila  $F$ . Normalna reakcija strme ravni je sila  $F_n$ , a tangentna reakcija je sila trenja  $F_\mu$  koja je suprotna smeru kretanja tela. U smeru kretanja deluje sila  $F_t$  čiji se pravac poklapa sa pravcem tangente na srednji cilindar navoja prečnika  $d_2$  (horizontalni pravac). Na slici 8 prikazani su poligoni sila za kretanje tela uz strmu ravan (a-pritezanje) i za kretanje niz strmu ravan (b-odvrtanje). Aksijalna sila  $F$  deluje u pravcu ose navoja, a normalna reakcija  $F_n$  upravno na strmu ravan. Druga reakcija strme ravni je sila trenja  $F_\mu$  koja deluje u pravcu strme ravni suprotno smeru kretanja tela po ovoj ravni. Sile se nanose redosledom kako su navedene ( sila  $F$ , zatim  $F_n$  i  $F_\mu$ ), poligon se zatvara silom  $F_t$  kojom se uspostavlja ravnoteža. Između sila  $F$  i  $F_n$  je ugao strme ravni  $\varphi$ , a ugao naspram sile trenja  $F_\mu$  je ugao trenja u navoju

$$\rho_n = \arctg \mu_n = \arctg \frac{\mu}{\cos(\alpha/2)}$$

Tako je obuhvaćen uticaj ugla profila navoja  $\alpha$  na povećanje otpora u navojnom paru. Za ravne površine navoja (bez nagiba  $\alpha$ ) koeficijent trenja  $\mu=0,14\dots0,16$ . Formirani trouglovi sila omogućavaju da se uspostavi veza između sila tj. da se izračuna potrebna sila za kretanje tela po strmoj ravni  $F_t$ . Iz trougla koji obrazuje sila  $F_t$  sa silom  $F$ , za kretanje uz strmu ravan odnosno niz strmu ravan ova sila je

$$F_t = F \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n); \quad F_t = F \operatorname{tg}(\rho_n - \varphi)$$

Množenjem tangentne sile  $F_t$ , srednjim poluprečnikom  $d_2/2$ , dobija se moment  $T_n$  koji je potreban za savladavanje otpora u navojnom paru tj. za pokretanje navrtke koja je izložena spoljnjem opterećenju  $F$ . Smer momenta  $T_n$  pri odvrtanju je suprotan u odnosu na pritezanje i ima negativan predznak.

$$T_n = F_t \frac{d_2}{2} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n); \quad T_n = F_t \frac{d_2}{2} = -F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi - \rho_n)$$

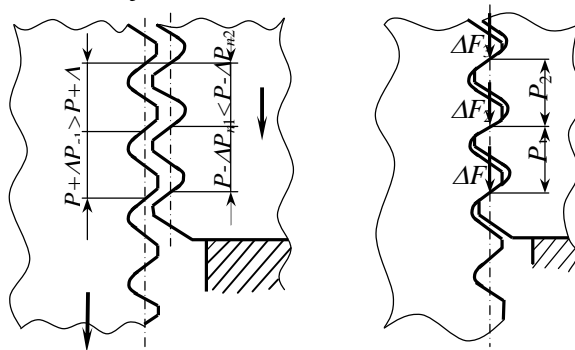
Stanje prikazano na slici 8b odnosi se na samokočiv navoj kod kojeg je potrebno delovati silom da bi se ostvarilo kretanje niz strmu ravan. Povećavanjem ugla strme ravni  $\varphi$ , kada ovaj ugao dostigne dovoljno veliku vrednost, telo može da se spušta niz strmu ravan bez dejstva sile  $F_t$ . Za održavanje ravnoteže potrebna je sila  $F_t$  suprotna smeru kretanja. Na slici 8c, prikazane su sile i određen je moment  $T_n$  za sprečavanje slobodnog okretanja navojnih delova. Granica samokočivosti navoja je za  $\varphi = \rho_n$ . Navoj je samokočiv za  $\varphi < \rho_n$ , a nije samokočiv za  $\varphi > \rho_n$ . Veliki ugao  $\varphi$  i nesamokočivost navoja

nastaje kod višestrukih navoja kod kojih je hod navoja  $P_h = zP$ , gde je  $z$ -broj početaka višestrukog navoja.

**b) Raspodela opterećenja na navojke** u navojnom paru je neravnomerna. Sila  $F$  koju prenosi navojni par ravnomerno bi se raspodelila na navojke u navojnom paru ako bi koraci bili jednaki, ako bi navrtka i zavrtanj bili iste krutosti i ako bi smerovi deformacija bili isti. Tada bi svako navojak prenosio deo ove sile  $\Delta F = F/z$ , gde je  $z = l_n/P$  -broj navojaka u zahvatu navojnog para,  $l_n$  -dužina nošenja,  $P$  -korak navoja. Pošto ni jedan od navedenih uslova nije ispunjen, raspodela sile na navojke je neravnomerna. Najveći deo sile prenosi prvi navojak u dodiru sa navrtkom, posmatrano sa strane gde deluje sila, te je

$$\Delta F_1 = \frac{F}{z} \zeta_r ; \quad F = \sum_{i=1}^z \Delta F_i$$

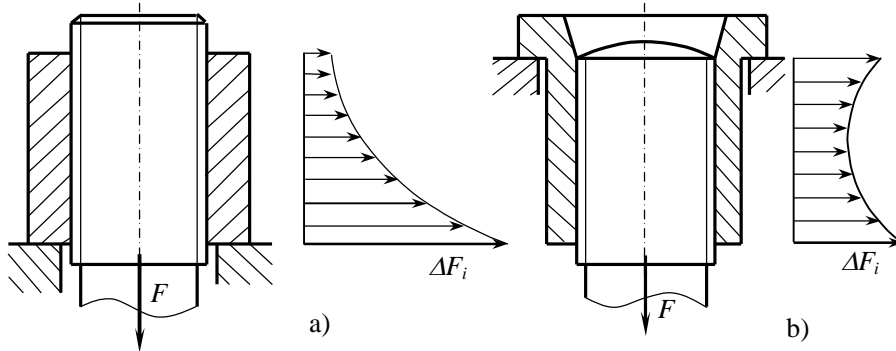
Faktor neravnomernosti raspodele  $\zeta_r$  zavisi od više uticaja, a najviše od smera elastičnih deformacija navojnih delova. Ako su ove deformacije suprotnih smerova (na primer kod zavrtanja na zatezanje, a kod navrtke na pritisak), neravnomernost raspodele je velika. Ako su navojni delovi istosmerno napregnuti (na primer oba na zatezanje), raspodela sile je ravnomernija, a faktor neravnomernosti  $\zeta_r$  je manji. Na slici 9 prikazane su promene koraka kod navojnih delova usled elastičnih deformacija. Navojni deo sa spoljnim navojem (zavrtanj) je zategnut, a korak usled deformacija na zatezanje je uvećan. Povećanje koraka  $\Delta P_i$  je proporcionalno sili u zavrtanju. Ova se sila predaje preko navojaka na navrtku i postepeno se smanjuje polazeći od prvog navojka  $i=1$ , prema višim. U tom odnosu se smanjuje i izduženje koraka. Navrtka je oslonjena sa donje strane i izložena je pritisku, a koraci navojaka se usled elastičnih deformacija skraćuju. Korak je najmanji tamo gde je sila najveća, a to je prvi navojak pored oslonca navrtke. Prvi navojak kod zavrtanja je sa najvećim povećanjem koraka, a kod navrtke je sa najvećim smanjenjem koraka. Pošto je razlika u koracima u dodiru prvih navojaka najveća to će ovi navojci apsorbovati najveći deo sile. Ostali navojci prenose ostatak sile proporcionalno navedenim elastičnim deformacijama.



Slika 9. Razlike u koraku navoja usled elastičnih deformacija navojnih delova



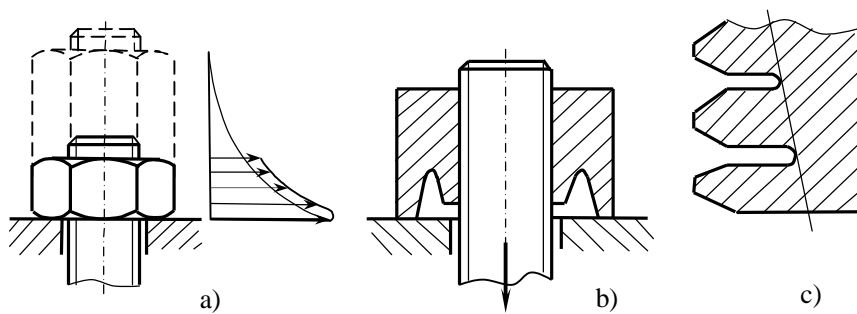
Na slici 10a prikazana je raspodela sile u navojnom paru za suprotno napregnute navojne delove (zavrtnanj je zategnut, a navrtka je izložena pritisku). Ako je i navrtka zategnuta kao i zavrtnanj (istosmerno napregnuti – sl.10b), razlike u koracima su manje, a raspodela opterećenja je povoljnija. Ipak neravnomernost nije potpuno otklonjena jer krutosti na zatezanje zavrtnja i navrtke nisu jednake.



Slika 10.

Raspodela opterećenja na navojke unavojnom paru a) suprotno napregnuti  
b) istosmerno napregnut zavrtnanj i navrtka

Pošto opterećenje prenosi samo manji broj navojaka iza prvog, to visina navrtke ne treba da je velika jer neće biti iskorišćena (sl. 11a). Optimalan broj navojaka u zahvatu je  $z=7$ , a u primeni je 5...9. Ravnomernost raspodele se još može popraviti ako se poveća elastičnost tela navrtke u zoni prvih navojaka (sl.11b). Isto tako se može povećati i elastičnost samih navojaka (sl.11c). Elastičniji prvi navojci apsorbiraju manji deo sile, a ostatak se raspoređuje na navojke koji su udaljeniji od prvog navojka.



Slika 11.

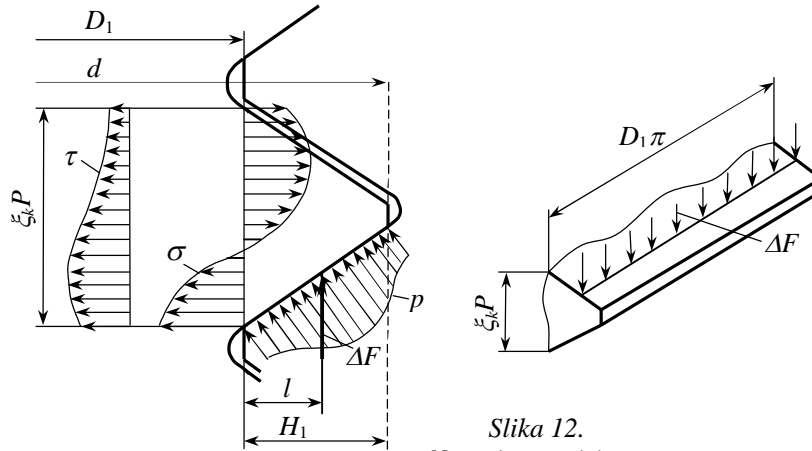
Konstrukcijska rešenja za poboljšanje raspodele opterećenja na navojke

## Naponi u navoju

a) **Naponi u navojcima.** Navojak je izložen dejstvu sile  $\Delta F_i$  koja je raspoređena po obimu  $d_2\pi$  i po dubini nošenja  $H_1$ . Na prvom navojku ova sila je uvećana faktorom  $\zeta_r$  u odnosu na prosečnu vrednost. Površinski pritisak na najopterećenijem navojku je

$$p = \frac{F}{z d_2 \pi H_1} \zeta_r$$

Ako su navojci spoljnjeg i unutrašnjeg navoja tačnih dimenzija, pritisak se raspodeljuje srazmerno krutosti navojaka po širini dodira. Krutost je najveća oko srednjeg prečnika pa je i pritisak  $p$  u toj zoni veći u odnosu na krajeve dodira (sl. 12).



Slika 12.  
Naponi u navojcima

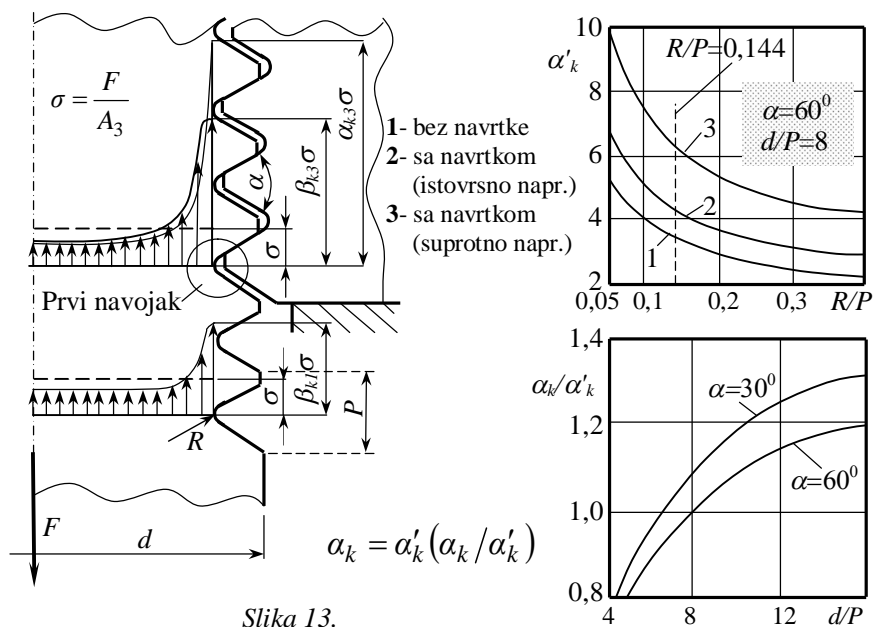
Navojak je još izložen savijanju i smicanju. Navojak je konzola male dužine u odnosu na poprečni presek. Kod spoljnjeg navoja ona je obavijena oko cilindra prečnika  $D_1$  (sl.12), a naponi u kritičnom preseku najopterećenijeg navojka su

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{\Delta F_1 l}{W} = \frac{Fl}{zW} \zeta_r; \quad W = \frac{D_1 \pi (\zeta_k P)^2}{6}; \quad l = \frac{d - D_1}{4}$$

$$\tau = \frac{\Delta F_1}{A} = \frac{F}{z(\zeta_k P)(D_1 \pi)} \zeta_r$$

Smanjenje noseće površine navoje usled prisustva praznih međuprostora navojaka obuhvaćeno je faktorom  $\zeta_k$ . Pošto su navojci kratke konzole, stvarni naponi ne odgovaraju izračunatim vrednostima. Na slici 12a prikazana je raspodela napona bliska realnoj.

**b) Napon u jezgru navoja.** Jezgro spoljašnjeg navoja (zavrtnja), izloženo je dejstvu uzdužne sile  $F$  kojoj odgovara nominalni napon  $\sigma = F/A_S$ , gde je  $A_S$  - noseća površina. Ova površina odgovara preseku jezgra navoja, uvećana za uticaj navojaka  $A_S = [(d_3 + d_2)/2]^2 \pi/4$ . Kod trapeznog navoja, gde je razmak između navojaka veći, ovaj se uticaj može zanemariti i usvojiti da je  $A_S = d_3^2 \pi/4$ . Usled koncentracije napona, veličina napona u korenu navoja se povećava, a u sredini jezgra, smanjuje (sl.13). Koncentracija napona je posledica uticaja navojaka koji stvaraju diskontinuitet preseka, kao i usled naprezanja navojaka odnosno napona prikazanih na slici 12. Ovi su naponi najveći na prvom navojku koji je u dodiru sa navrtkom. Sabiranjem napona u jezgru i u navojcima, na mestu prvog navojka nastaju ekstremno visoki naponi. Usled toga razaranja po pravilu nastupaju u preseku neposredno ispod navrtke. Na slici 13, osim raspodele napona u jezgru navoja, dati su i dijagrami koji pokazuju karakter promene koncentracije napona. Geometrijski faktor koncentracije napona  $\alpha_k$  zavisi od odnosa radijusa u korenu navoja  $R$  i koraka kao i od veličine prečnika. Krupan korak i mali radijus uvećavaju veličinu faktora  $\alpha_k$ . Osim toga ona zavisi i od toga da li je naprezanje zavrtnja i navrtke istosmerno ili suprotno (jedan deo zategnut, a drugi pritisnut). Na veličinu efektivnog faktora koncentracije napona  $\beta_k$ , utiče još i materijal navojnog dela.

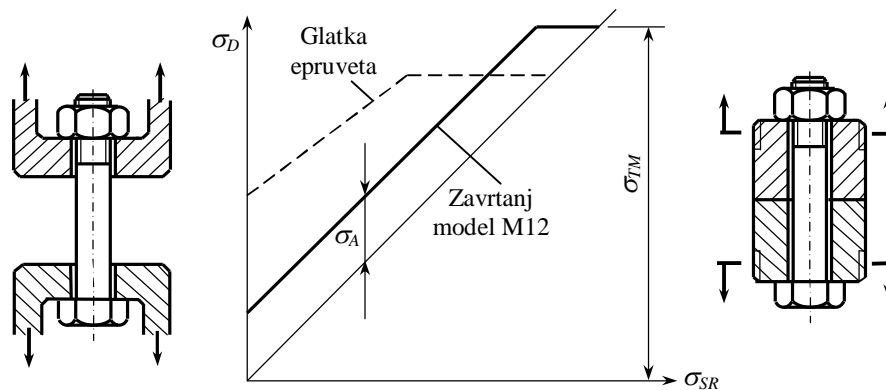


Slika 13.  
Koncentracija napona u jezgru navoja

## Materijal i izdržljivost navojnih delova

Navojni delovi su izloženi visokim naponima sa izrazitom koncentracijom napona. Izrađuju se od konstrukcionih čelika, ugljeničnih i legiranih čelika za poboljšanje. Za posebne namene odnosno za posebne uslove rada koriste se i posebni materijali. To su nerdjajući čelici za prehrambenu industriju, vatrootporni čelici za visoke temperature, obojeni metali i legure kao što je mesing za hemijski agresivne sredine ili bronza kada su potrebna dobra klizna svojstva. Za lake konstrukcije koriste se legure aluminijuma, magnezijuma ili titana (za visoke temperature). Navojni delovi se izrađuju i od plastičnih masa i drugih materijala kada se za to ukaže potreba. Sve su ovo izuzeci u odnosu na konstrukcione čelike i čelike za poboljšanje.

Standardi propisuju obavezu proizvođačima da na zavrtanj unesu oznaku jačine materijala – klasu čvrstoće. Ona se sastoji od dva broja razdvojena tačkom, na primer 5.6 ili 12.9. Prvi broj označava zateznu čvrstoću, a proizvod prvog i drugog broja napon tečenja materijala. Radi dobijanja odgovarajućih jedinica za napone, ove brojke se množe sa 10 ili sa 100. Na primer klasa čvrstoće 5.6 predstavlja zateznu čvrstoću od  $500 \text{ N/mm}^2$  i napon tečenja  $\sigma_{TM} = 5 \times 6 \times 10 = 300 \text{ N/mm}^2$ . Standard ne propisuje materijala zavrtanja već samo najmanju čvrstoću koja se dobija ispitivanjem zavrtanja sa navrtkom. Klasa čvrstoće navrtke se označava jednim brojem koji se odnosi na zateznu čvrstoću. Čvrstoća materijala navrtke je za jednu klasu niža od čvrstoće zavrtanja. Razlog za to su niži naponi u navoju navrtke jer je kritični presek ovog navoja na većem prečniku.



Slika 14.

Ispitivanje dinamičke izdržljivosti i Smitov dijagram navojnih delova ISO 3800

Zavrtnj sa navrtkom izložen sili zatezanja razara se (kida se) po preseku jezgra. Odnos dimenzija jezgra i dimenzija navoja je takav da je navoj veće otpornosti na razaranje u poredjenju sa jezgrom navoja. Visoka koncentracija napona dovodi do lokalnih plastičnih deformacija u korenu navoja koje doprinose plastičnom ojačanju. Ako je navoj izradjen valjanjem u hladnom stanju ili je nakon izrade navoj gnječen u korenu takodje u hladnom stanju, ovi efekti su još veći. Efekat plastičnog ojačanja može se uzeti u obzir koeficijentom  $\xi_T$ , a uticaj veličine poprečnog preseka koeficijentom  $\xi_1$ . Ako se napon tečenja zavrtnja  $\sigma_{TM}$  određuje na osnovu napona tečenja glatke epruvete  $R_e$ , onda je

$$\sigma_{TM} = R_e \xi_T \xi_1$$

Uticaj koncentracije napona na statičku čvrstoću ( $\xi_T > 1$ ) je značajan (sl.14). Usled lokalnih plastičnih deformacija u korenu navoja, statička čvrstoća zavrtnja sa navrtkom je znatno veća od statičke švrstoće glatke epruvete. Pri ispitivanju zatezanjem zavrtnja sa navrtkom ovaj uticaj je već obuhvaćen te korekcija nije potrebna.

Dinamička izdržljivost zavrtnja se može odrediti na osnovu dinamičke izdržljivosti standardne epruvete, uzimajući u obzir uticaj koncentracije napona, stanje površine i dr. S obzirom da je uticaj koncentracije napona veliki to je i razlika u izdržljivosti glatke epruvete i zavrtnja, velika. Veliki je i broj uticaja na izdržljivost zavrtnja sa navrtkom. U takvim slučajevima polazna izdržljivost se utvrđuje ispitivanjem modela istog oblika. Kod navojnih delova za model je izabran zavrtnj M12 koji je izložen zatezanju, a navrtka je pritisnuta. Usled visoke koncentracije napona amplituda izdržljivosti je mala i približno ista za sve srednje napone u Smitovom dijagramu (sl.14). Amplitude dinamičke izdržljivosti  $\sigma_A$  zavrtnja modela, za različite materijale i različite načine izrade, dobijene ispitivanjem, daju se u odgovarajućim tablicama (tab.7). Amplituda dinamičke izdržljivosti bilo kojeg drugog zavrtnja dobija se korekcijom eksperimentalne amplitude  $\sigma_A$ , uzimajući u obzir razlike u uslovima kod ispitivanog modela i navojnog dela čija se izdržljivost određuje

$$\sigma_{AM} = \sigma_A \xi_\beta \xi_1 \xi_2 \xi_3$$

Razlika u koncentraciji napona obuhvata koeficijent  $\xi_\beta = \beta_{k0} / \beta_k$ , gde je  $\beta_{k0}$  - efektivni faktor koncentracije napona zavrtnja modela M12, a  $\beta_k$  - efektivni faktor koncentracije napona navojnog dela za koji se određuje izdržljivost. Koeficijentima  $\xi_1$ ,  $\xi_2$  i  $\xi_3$  uzima se u obzir razlika u veličini preseka, načina izrade i ojačanja ili zaštite. Veličina svih ovih uticaja nije velika tako da se za približnije proračune ili za zavrtnje slične zavrtnju modelu može usvojiti  $\sigma_{AM} = \sigma_A$ . U tablici 7 date su potrebne veličine za izračunavanje amplitude dinamičke izdržljivosti navojnih delova.

Tablica 7. Materijal, čvrstoća i izdržljivost navojnih delova

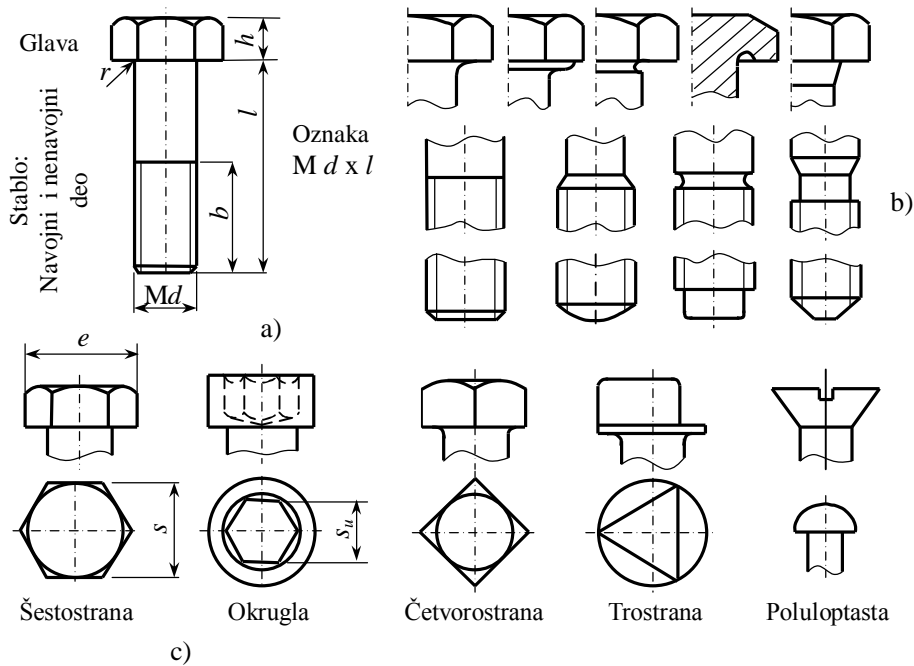
Klasa čvrstoće zavrtanja	Opitni zavrtanj sa navrtkom M12					Faktor uticaja hrapavosti $\xi_2$		
	Rezan navoj		Valjan navoj		$\beta_{k0}$	Srednja obrada	Gruba obrada	
	$\sigma_A$ N/mm <sup>2</sup>	$\xi_r$	$\sigma_A$ N/mm <sup>2</sup>	$\xi_r$				
4.6	45	1,1	55	1,2	3	0,95	0,85	
4.8	40...50		50...60					
6	45	1,1	70	1,2	3,5	0,95	0,85	
8	40...50		6..75					
6.6	50 4..55	1,1	80 7..85	1,3	3,9	0,92	0,82	
6.8								
6.9								
8.8	50...60	1,1	90..105	1,4	4,8	0,90	0,80	
10.9	55...65	1,05	11.125	-	5,2	0,85	0,75	
12.9	65...75	1,05	14.155	-	5,5	0,80	0,70	
14.9	70...80	1	16.175	-	6	0,80	0,70	
Prečnik navoja $d$ mm		6	8	12	30	60	100	>150
$\xi_1$	Zatezanje	1,3	1,1	1	0,92	0,85	0,77	0,75
	Uvijanje	1,3	1,1	1	0,9	0,8	0,7	0,6

$\xi_3 = 1, 1, 1, 1, 2$  – za navojne delove gnječene valjcima u hladnom stanju posle izrade navoja  
 $\xi_4 = 1, 1$  – za galvanski zaštićene navojne delove

## Zavrtnajske veze

Zavrtnajska veza je navojni spoj ostvaren posredstvom zavrtnja i navrtke. Izuzetno, navrtka može da izostane ako se unutrašnji navoj izradi u jednom od delova koji se spajaju. Zavrtnajsku vezu, čine spojeni delovi, zavrtnanj, navrtka i delovi za osiguranje ili zaptivanje.

**Oblici zavrtnja i navrtke**, uključujući dimenzije, tolerancije, materijal i dr. su standardizovani. Za svaki oblik zavrtnja, navrtke ili osigurača predviđen je odgovarajući poseban standard koji osim oblika propisuje dimenzije, klasu čvrstoće i klasu kvaliteta (A-finu, B-srednju ili C-grubu). U okviru ovih klasa propisane su tolerancije navoja, klasa hrapavosti površina, tolerancije oblika i dr. Izradjuju se u visokim serijama, plastičnim deformisanjem, najčešće u hladnom stanju. To se naročito odnosi na izradu navoja. Navoj skoro svih standardnih i drugih zavrtnjeva izradjuje se, po pravilu, valjanjem u hladnom stanju. To doprinosi većoj produktivnosti proizvodnje i značajnom povećanju čvrstoće i izdržljivosti zavrtnja.

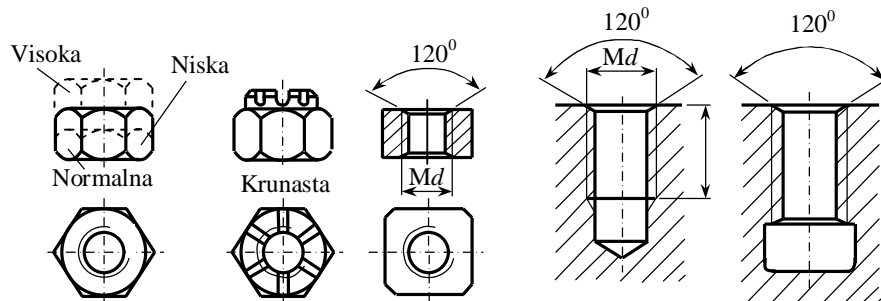


Slika 15.

Karakteristični detalji blika zavrtnja: a) oblik zavrtnja, b) prelaz glave u stablo, prelaz navojnog na nenavojni deo i završetak zavrtnja, c) oblici glave zavrtnja

Zavrtnaj čine stablo i glava zavrtnja. Stablo se sastoji iz navojnog i nenavojnog dela. Prelazi između navojnog i nenavojnog dela i između stabla i glave su mesta sa povećanom koncentracijom napona. Radijus na prelazu između stabla i glave omogućuje da se koncentracija napona smanji. Prelaz između navojnog i nenavojnog dela može biti različitog oblika zavisno od načina izrade i od drugih okolnosti (sl. 15). Ovaj prelaz može takođe da bude značajan izvor koncentracije napona. U pogledu odnosa dužine navoja i stabla, zavrtnji mogu biti sa navojem po celoj dužini stabla ( $b=l$ ) i sa navojem na delu stabla ( $b<l$ ). Osim toga mogu se podeliti i prema obliku glave. Najčešće su sa šestougaonom glavom. Za ovaj oblik glave karakteristična je mera  $s$  koja predstavlja otvor ključa za okretanje pri ugradnji, kao i visina glave  $h$ . Zavrtnji sa okruglom glavom i šestougaonom rupom za ključ pogodni su za ugradnju u one sklopove gde glava treba da bude spuštena ispod nivoa površine spojenih delova. Glava još može biti četvorougaona, trouglasta, konusna, poluloptasta i sl. Ovi oblici takođe su prikazani na slici 1 U tablici 8 date su osnovne dimenzije.

Navrtke su po pravilu šestostrane (šestougaone). Izuzetno mogu biti četvorougaone, krilaste ili posebnog (specijalnog) oblika. Šestougaona (šestostrana) navrtka može biti normalna, niska i visoka. Osim toga osnovni šestougaoni oblik može biti snabdeven raznim dodacima za osiguranje od samoodvrtanja ili za povećanje veličine dodirne površine sa delovima koje spaja. Tako se šestougaona navrtka u standardima javlja u raznim varijantama, međutim u najširoj primeni je osnovni šestougaoni oblik. Navrtke mogu biti snabdevene metričkim navojem krupnog ili sitnog koraka. Navojni delovi krupnog koraka se definišu zasebnim standardima u odnosu na navrtke sa navojem sitnog koraka. Izuzetno navrtke mogu biti i sa navojem levog smera (levi navoj) i one moraju biti označene žlebom na sredini šestostranog oblika. Sve to u vezi sa vrstom navoja odnosi se i na zavrtnje. Umesto da se koristi navrtka, unutrašnji navoj može biti izradjen neposredno i u jednom od delova koji se spajaju. Neki od oblika navrtki i navojnih rupa u mašinskim delovima prikazani su na slici 16.



Slika 16.

Najčešći oblici navrtki i navoja u delovima koji se spajaju



Tablica 8. Dimenzije izabranih zavrtneva i navrtki u mm

d mm	Sa šestostranom glavom				Sa okruglom glavom			Prečn. otvora $D_o$			Za tačno naleganje	Za utvrđivanje položaja			
	h	$l_n$	s	e	D	$h_u$	$s_u$	P	F	SG	$D_2$	$d_1$	c	$c_1$	$s_c$
6	4	5	10	11,5	10	6	5	6,4	6,6	7	7,2	4,5	3,5	1,8	9
8	5,5	6,5	13	15	13	8	6	8,4	9	10	9,2	6	5	2,5	11
10	7	8	17	19,6	16	10	8	10,5	11	12	11,2	7	5,5	3	14
12	8	10	19	21,9	18	12	10	13	14	15	13,2	9	7	3,5	17
14	9	11	22	25,4	21	14	12	15	16	17	15,2				
16	10	13	24	27,5	24	16	14	17	18	19	17,2	12	9	4,5	19
18	12	15	27	31,2	27	18	14	19	20	21	19,2				
20	13	16	30	34,6	30	20	17	21	22	24	21,3	15	9	5	22
22	14	18	32	36,9	33	22	17	23	24	26	23,3				
24	15	19	36	41,6	36	24	19	25	26	28	25,3	18	11	6	27
27	17	22	41	47,3				28	30	32					
30	19	24	46	53,1	45	30	22	31	33	35		23	14	8	36
33	21	26	50	57,7				34	36	38					
36	23	29	55	63,5	56	36	27	37	39	42		28	14	10	46
39	25	31	60	69,3				40	42	45		$s_c$ – otvor ključa			
42	26	34	65	75	63	42	32	43	45	48		P – Posebno fina klasa			
45	28	36	70	80,8				46	48	52		F – Fina klasa			
48	30	38	75	86,5	72			50	52	56		S – Srednja, G – Gruba klasa			

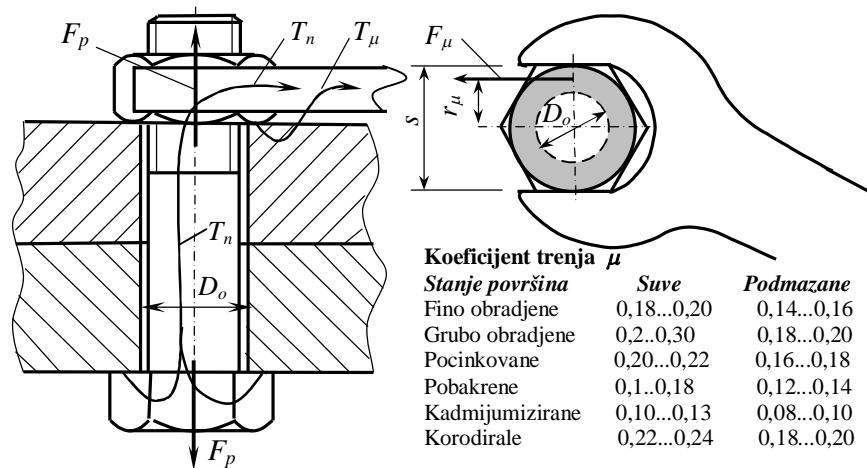
**Klasa čvrstoće:** 6 8.8 10.9  
**Za  $b < l$ :**  $b = 2d + 6$  za  $l < 125$ mm  
 $b = 2d + 12$  za  $l = 12..200$   
 $b = 2d + 25$  za  $l > 200$ mm  
 ISO 4014 – klasa A i B  
 ISO 4016 – klasa C  
**Za  $b = l$ :** ISO 4017 – klasa A i B  
 ISO 4018 – klasa C  
**Dužine  $l$ :** 6 8 10 12 15 18 20 22 25 30 35 40 45 50 55 60 65 70 75 80 85 90 95 100 110 120 130 140 150 160 170 180 190 200

**Fina klasa**  
 ISO 4762  
 $b = 2d + 12$   
 8.8 12.9  
**Navrtke:**  
 Klasa čvrstoće: 4 5 6 8 10  
 ISO 4032, 4033, 4034

**Klasa čvrstoće**  
 8.8 10.9 12.9  
**Dimenzije**  
 $b = (1..2)d$   
 $l_2 = 20 22 25 28 30 32 35 38 40 42 48 50 55 60$   
 6.150 160..200  
**Klasa čvrstoće:**  
 8 8.8  
**Dužine:** 12 15 18 20 25 30 35 40 45 50 60 70 80 90 100 120 140 160 180 200

## Pritezanje zavrtnajskih veza

U zavrtnajskoj vezi treba obezbediti uslove da ne dodje do razdvajanja niti do međusobnog relativnog kretanja spojenih delova. To se postiže obezbeđivanjem dovoljne sile pritiska između spojenih delova koja se ostvaruje pritezanjem zavrtnja. Veličina sile kojom se priteže zavrtnj može biti određena po osnovu više kriterijuma. Ako se želi optimalno iskorišćenje nosivosti zavrtnja onda napon usled dejstva sile pritezanja  $F_p$  treba da je reda veličine  $\sigma_p = F_p / A_S = (0,6..0,8)\sigma_{TM}$ , a izuzetno može biti i 0,9. Ako se posredstvom uzdužno opterećene zavrtnajske veze obezbeđuje zaptivanje suda pod pritiskom onda se sila pritezanja određuje na osnovu pritiska u sudu i na osnovu karakteristika zaptivača tj.  $F_p = \gamma F_r$ , gde je  $F_r$  – radna sila koja zavisi od pritiska u sudu, dimenzija suda i broja zavrtnjeva. Koeficijent  $\gamma$ - zavisi od karakteristika zaptivača i od promenljivosti radne sile i može biti u granicama 1,5...4. Slično je i kod običnih uzdužno opterećenih veza kod kojih takodje nije dopustivo da dodje do razdvajanja spojenih delova. Kod poprečno opterećenih zavrtnajskih veza silom pritezanja se obezbeđuje dovoljno velika sila trenja da spojeni delovi ne proklizaju pod dejstvom spoljnog opterećenja ( $F_p = \xi_p F_b$ ). Sila pritezanja zavrtnja se ostvaruje dejstvom momenta pritezanja  $T_p$  kojim se posredstvom ključa (ili mehanizmom za pritezanje) savladavaju otpori okretanju navrtke. Jedan od njih je moment otpora u navojnom paru  $T_n$  koji odgovara kretanju tela (navrtke) uz strmu ravan (navoj). Drugi je moment otpora klizanju navrtke po podlozi (slika 17)  $T_\mu = F_p \mu r_\mu$ , gde je  $\mu$  - koeficijent trenja na ovom dodiru,  $r_\mu$  - srednji poluprečnik sile trenja na kliznoj površini.



### Koeficijent trenja $\mu$

Stanje površina	Suve	Podmazane
Fino obradjene	0,18...0,20	0,14...0,16
Grubo obradjene	0,2...0,30	0,18...0,20
Pocinkovane	0,20...0,22	0,16...0,18
Pobakrene	0,1...0,18	0,12...0,14
Kadmijumizirane	0,10...0,13	0,08...0,10
Korodirale	0,22...0,24	0,18...0,20

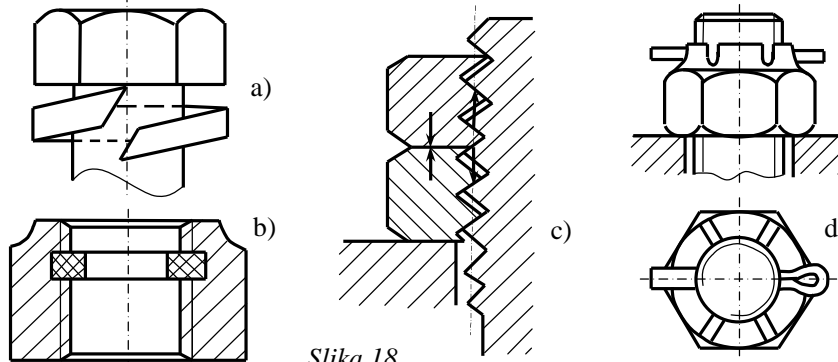
Slika 17

Pritezanje zavrtnajske veze

Zbir momenta otpora u navojnom paru  $T_n$  i momenta otpora klizanja navrtke po podlozi  $T_\mu$  predstavlja potreban moment pritezanja da bi se ostvarila sila  $F_p$

$$T_p = T_n + T_\mu = F_p \left[ \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n) + r_\mu \mu \right]; \quad r_\mu = \frac{s + D_o}{4}$$

Sila ostvarena pritezanjem  $F_p$  tokom eksploatacije zavrtnajske veze se smanjuje (gubi se), tj. nastupa labavljenje ili samoodvrtnje. Elastične deformacije ostvarene pritezanjem, tokom vremena se smanjuju prelazeći u plastične ili se gube mikrohabanjem dodirnih površina. Osim toga usled promenljivih sila i vibracija navrtka ostvaruje mikrokretanja – samoodvrtnje. Da bi se ovi procesi predupredili ili ublažili, zavrtnajska veza se priteže više nego što je potrebno za prenošenje opterećenja i osigurava se od labavljenja i samoodvrtnja. Na slici 18 prikazani su karakteristični predstavnici ovih osiguranja. Elastične podloške (a) nadomeštaju izgubljene elastične deformacije. Nemetalni prsten u navrtci (b) i dvostruka navrtka (c) obezbeđuju povećanje otpora trenja u navojnom paru i sprečava samoodvrtnje. Posebnim osiguračima kao što je rascepka (d) takođe se sprečava samoodvrtnje.



Slika 18  
Osiguranja od labavljenja i samoodvrtnja: a) elastične podloške, b) samoosiguravajuća navrtka, c) dvostruka navrtka, d) krunasta navrtka sa rascepkom

**Stepen sigurnosti zavrtnja na kraju pritezanja** se proverava radi provere da u zavrtnju nisu nastupile plastične deformacije. Sila  $F_p$  postoji samo ako je zavrtnaj ostao u oblasti elastičnosti. Pri pritezanju izložen je zatezanju silom  $F_p$  i uvijanju momentom  $T_n$ . Drugi deo momenta pritezanja  $T_\mu$  prenosi se direktno na ključ i ne deluje na stablo zavrtnja. Stepenn sigurnosti je

$$S_T = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}; \quad S_\sigma = \frac{\sigma_{TM}}{\sigma}; \quad S_\tau = \frac{\tau_{TM}}{\tau}$$

$$\sigma = \frac{F_p}{A_{\min}} = \frac{F_p}{A_S}; \quad \tau = \frac{T_n}{W_{p \min}} = \frac{T_n}{0,2d_3^3}$$

### Uzdužno opterećene zavrtnajske veze

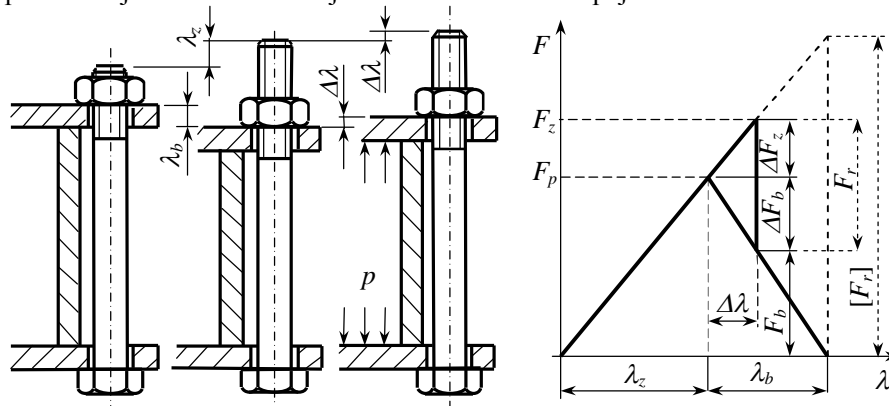
Radno opterećenje izraženo radnom silom  $F_r$  deluje u pravcu ose zavrtnja. Ova sila teži da razdvoji spojene delove, a to sprečava sila pritezanja. Pritezanjem se zavrtnaj isteže za veličinu  $\lambda_z = F_p/c_z$ , a spojeni delovi skraćuju (sabijaju) za  $\lambda_b = F_p/c_b$ , gde su  $c_z$  i  $c_b$  krutost zavrtnja i krutost spojenih delova (sl.19). Dejstvo radne sile  $F_r$  (na primer usled pritiska  $p$  fluida u sudu) dovodi do daljeg povećavanja deformacije zavrtnja i do oslobađanja deformacija spojenih delova za veličinu  $\Delta\lambda$ . Radna sila  $F_r$  se deli proporcionalno krutostima na dva dela  $\Delta F_z$  i  $\Delta F_b$  od kojih jedan dovodi do povećavanja sile u zavrtnju  $F_z$ , a druga do smanjenja sile na dodiru spojenih delova  $F_b$  u odnosu na silu pritezanja  $F_p$  tj.

$$F_z = F_p + \Delta F_z = F_p + \frac{c_z}{c_z + c_b} F_r; \quad F_b = F_p - \Delta F_b = F_p - \frac{c_b}{c_z + c_b} F_r$$

Povećavanjem radne sile  $F_r$  povećava se sila u zavrtnju i smanjuje se sila na dodiru spojenih delova. Kad ova sila  $F_b$  postane jednaka nuli dolazi do razdvajanja spojenih delova, a vrednost ove radne sile je kritična sila  $[F_r]$ .

$$F_b = F_p - \frac{c_b}{c_z + c_b} F_r = 0; \quad [F_r] = F_p \frac{c_z + c_b}{c_b} = F_p \left( 1 + \frac{c_z}{c_b} \right)$$

Stepen sigurnosti protiv razdvajanja veze je  $S_r = [F_r]/F_r$ . Ako se spojeni delovi razdvoje, pri daljem porastu sile  $F_r$  povećava se zazor između spojenih delova, a sila u zavrtnju se povećava proporcionalno porastu sile  $F_r$  tj.  $F_z = F_r$ . Razdvajanje veze može biti sprečeno povećavanjem sile pritezanja ili povećavanjem krutosti zavrtnja u odnosu na krutost spojenih delova.



Slika19.

Sile i deformacije u uzdužno opterećenoj zavrtnajskoj vezi

Zavrtnaj uzdužno opterećene zavrtnajske veze može biti plastično deformisan pri pritezanju dejstvom sile pritezanja  $F_p$  i momenta  $T_n$ . Proverom stepena

sigurnosti protiv plastičnih deformacija na kraju procesa pritezanja (odjeljak 2.1) ocenjuje se mogućnost pojave ovog kritičnog stanja. U nastavku se proverava stepen sigurnosti zavrtnja u radu. Ako je radna sila stalne veličine (približno konstantna), stepen sigurnosti protiv plastičnih deformacija u radu je

$$S = \frac{\sigma_{TM}}{\sigma}; \quad \sigma = \frac{F_z}{A_{\min}} = \frac{F_z}{A_S}$$

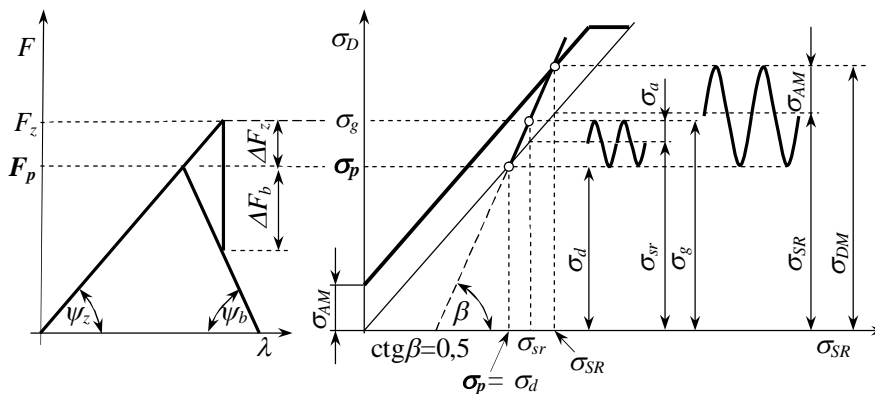
Pri dinamičkoj promeni radne sile  $F_r$ , sila u zavrtnju se menja od sile ostvarene pritezanjem  $F_p$  do najveće vrednosti sile  $F_z$ . Pri tom se napon menja od  $\sigma_d$  do  $\sigma_g$

$$\sigma_d = \frac{F_p}{[A]} = \frac{F_p}{A_3}; \quad \sigma_g = \frac{F_z}{[A]} = \frac{F_z}{A_3}; \quad \sigma_{sr} = \frac{\sigma_g + \sigma_d}{2}; \quad \sigma_a = \frac{\sigma_g - \sigma_d}{2}$$

Sila pritezanja zavrtnja je stalne veličine te je i donja vrednost napona stalna tj.  $\sigma_d = \text{const}$ . Za proveru dinamičkog stepena sigurnosti merodavan je kritični presek [A]. To je najmanji presek sa najvećom koncentracijom napona. To je presek na mestu dodira zavrtnja sa prvim navojkom navrtke. Veličina ovog poprečnog preseka odgovara nosećem preseku  $A_3$ . Izuzetno lomovi mogu nastati na mestu prelaza stabla i glave zavrtnja ili na stablu gde se završava navojni deo. Na slici 20 prikazan je odnos radnog i kritičnog napona dinamički napregnutog zavrtnja čiji je stepen sigurnosti u radu

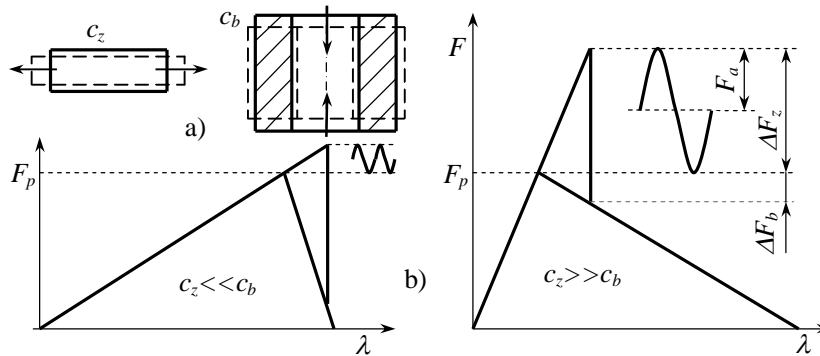
$$S_A = \frac{\sigma_{AM}}{\sigma_a}; \quad \sigma_{AM} = \sigma_A \zeta_\beta \zeta_1 \zeta_2 \zeta_3; \quad \sigma_a = \frac{\Delta F_z}{2A_3}$$

Stepen sigurnosti zavrtnja u radu treba da je veći od 1,25...2,5 zaviso od pouzdanosti podataka na osnovu kojih je određen kritični i radni napon.



Slika 20.  
Odnos radnog i kritičnog napona dinamički napregnutog zavrtnja

**Krutost zavrtnja i spojenih delova** predstavlja silu koja je potrebna da ostvari jediničnu deformaciju istezanja zavrtnja odnosno sabijanja spojenih delova. Ova krutost je proporcionalna veličini poprečnog preseka  $A$  i modulu elastičnosti  $E$ , a obrnuto je proporcionalna dužini  $l$ , tj. krutost  $c=AE/l$ . Pošto je veličina poprečnog preseka  $A$  određena na osnovu drugih uslova, krutost se može menjati promenom dužine  $l$ . Zavrtnji veće dužine su elastičniji (manje su krutosti) i obrnuto. Na slici 21 prikazan je karakter deformacija pri zatezanju zavrtnja i sabijanju spojenih delova. Na ovoj slici je prikazan i uticaj promene odnosa krutosti zavrtnja i spojenih delova na odnose sila u zavrtnjskoj vezi. Ako je zavrtnj male krutosti (elastičan) u odnosu na spojene delove  $c_z \ll c_b$  onda je mali deo sile  $F_r$  koju prenosi zavrtnj i mala je sila na dodiru spojenih delova  $F_b$ . Ovo stanje je pogodno u slučaju kada je potrebno zaštititi zavrtnj od dinamičkih sila koje dovode do zamora. U obrnutom slučaju (sl.21b), kada je  $c_z \gg c_b$ , zavrtnj prenosi mnogo veći deo radne sile, a sila na dodiru spojenih delova  $F_b$  je takodje velika. Ovo stanje je pogodno kada je potrebna velika sila  $F_b$  za zaptivanje, posebno kada radna sila nije promenljiva.



Slika 21

Uticaj odnosa krutosti zavrtnja i spojenih delova na raspodelu sila u zavrtnjskoj vezi

Odredjivanje krutosti zavrtnja i spojenih delova se zasniva na korišćenju osnovnog obrasca za aksijalnu krutost  $c=AE/l$ , kojim treba obuhvatiti zapreminu materijala koja je izložena elastičnim deformacijama. Kod zavrtnja to je deo stabla između glave i navrtke. Kod manjih dužina treba uključiti i uticaj elastičnih deformacija u navrtci i glave zavrtnja. Pošto je presek zavrtnja promenljiv, krutost se određuje za svaki presek posebno, a ukupna se dobija sabiranjem recipročnih vrednosti (tablica 9). Kod spojenih delova područje zahvaćeno deformacijama se širi u vidu konusa sa uglom  $\alpha$  ( $\text{tg}\alpha=0,4..0,5$ ). Ako je debljina spojenih delova mala, ovaj konus se može aproksimirati cilindrom. Kod većih debljina treba koristiti modele za određivanje ove krutosti date u tablici 9. Ako je stanje deformacija složeno, područje zahvaćeno deformacijama se deli na sekcije i izračunava se ekvivalentna krutost.

Tablica 9. Modeli za određivanje krutosti zavrtnja i spojenih delova

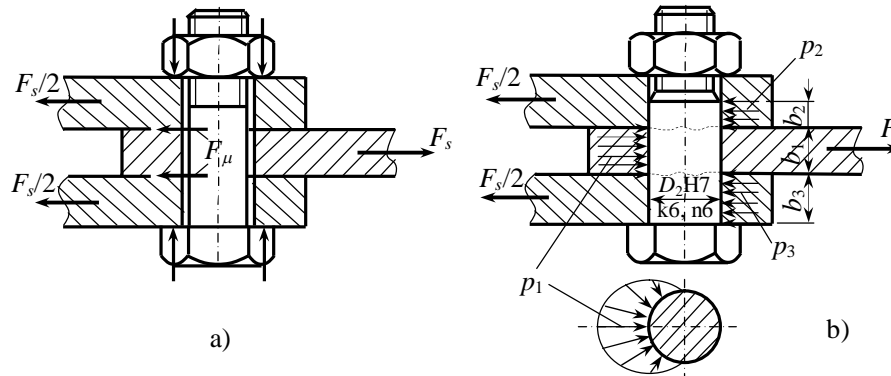
Skica	Obrazi
	$\frac{1}{c_z} = \frac{1}{c_s} + \frac{1}{c_g} + \frac{1}{c_n}; \quad \frac{1}{c_s} = \frac{1}{E_z} \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{A_i}$ <p>ako je <math>l_b &gt; 6d</math> <math>1/c_g</math> i <math>1/c_n</math> izostaviti za <math>d/P=6...10</math> za <math>d/P=10...20</math></p> $\frac{1}{c_n} = (0,95...0,8) \frac{1}{Ed} \quad \frac{1}{c_n} = (0,8...0,7) \frac{1}{Ed}$ $\frac{1}{c_g} = \frac{0,15}{E_z h}; \quad E = \frac{2E_z E_n}{E_z + E_n}$ <p>z- zavrtnaj, n -navrtka, g -glava zavrtnja</p>
	<p>za <math>l_b &lt; D_0</math>: <math>c_b = \frac{E_b A}{l_b}</math>; <math>A = \frac{\pi}{4} (D^2 - D_0^2)</math> <math>D = s + (l_b/2) \text{tg} \alpha</math>; <math>\text{tg} \alpha \approx 0,4</math>; s-otvor ključa</p> <p>za <math>l_b &gt; D_0</math>: <math>c_b = \frac{E_b \pi D_0 \text{tg} \alpha}{4,6 \log \frac{(s + D_0)(s + l_b \text{tg} \alpha - D_0)}{(s - D_0)(s + l_b \text{tg} \alpha + D_0)}}</math></p>
	<p>za <math>l_b &lt; D_0</math>: <math>c_b = \frac{E_b A}{l_b}</math>; <math>A = \frac{\pi}{4} (D^2 - D_0^2)</math> <math>D = s + l_b \text{tg} \alpha</math>; <math>\text{tg} \alpha \approx 0,4</math>; s-otvor ključa</p> <p>za <math>l_b &gt; D_0</math>: <math>c_b = \frac{E_b \pi D_0 \text{tg} \alpha}{2,3 \log \frac{(s + D_0)(s + 2l_b \text{tg} \alpha - D_0)}{(s - D_0)(s + 2l_b \text{tg} \alpha + D_0)}}</math></p>
$\frac{1}{c_b} = \frac{1}{c_{b1}} + \frac{1}{c_{b2}}$	$\frac{1}{c_b} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_i}$

### Poprečno opterećene zavrtnjske veze

Radno opterećenje (sila  $F_s$ ) deluje poprečno na osu zavrtnja. Pomeranje (klizanje) sprečava sila trenja  $F_\mu$  koja se dobija pritezanjem zavrtnja i ostvarivanjem sile  $F_b$  na dodiru spojenih delova. Sila trenja mora biti veća od poprečne sile  $F_s$  za stepen sigurnosti protiv klizanja  $S_\mu = 1,2..1,8$ . Ako je u dodiru  $i$  površina (sl.22a –  $i=2$ ), dobija se

$$iF_b\mu = S_\mu F_s; \quad F_b = \frac{S_\mu F_s}{i\mu}; \quad F_p = \xi_p F_b$$

Labavljenje i samoodvrtanje, se kompenzuje uvećavanjem sile pritezanja, gde je faktor pritezanja  $\xi_p=1,5..2$  za statičke sile  $F_s$  i  $\xi_p=2..4$  za dinamičke sile i za veze koje su izložene vibracijama. Koeficijenti trenja su dati u tablici na slici 17. Proračun nepodešenih zavrtnjskih veza se svodi na proveru stepena sigurnosti protiv plastičnih deformacija zavrtnja na kraju procesa pritezanja (odjeljak 2.1). Za izradu nepodešenih zavrtnjskih veza se koriste zavrtnji grube klase C i ugradjuju se u grubo obradjen otvor sa velikim zazorom.



Slika 22.

Poprečno opterećene zavrtnjske veze: a) nepodešene, b) podešene

Podešene zavrtnjske veze (sl.22b) se ostvaruju korišćenjem zavrtnja za tačno naleganje (tablica 8). Zavrtnanj i otvor se precizno obradjuju i formira neizvesno naleganje, što ih čini skupljim od nepodešenih. Opterećenje se prenosi smicanjem stabla zavrtnja i pritiskom na dodirne površine stabla.

$$\tau = \frac{F_s}{iA} = \frac{4F_s}{iD_2^2\pi} \leq \tau_{sdoz}; \quad p_1 = \frac{F_s}{b_1D_2} \leq p_{doz}; \quad p_2 = \frac{F_s}{2b_2D_2} \leq p_{doz};$$



Dozvoljeni napon smicanja kreće se u granicama:

- Za statičko opterećenje

$$\tau_{sdoz} = \frac{R_e}{S} = \frac{R_e}{1,7} = 0,6R_e$$

- Za jednosmerno promenljivo dinamičko opterećenje

$$\tau_{sdoz} = \frac{R_e}{S} = \frac{R_e}{2} = 0,5R_e$$

- Za naizmenično promenljivo dinamičko opterećenje

$$\tau_{sdoz} = \frac{R_e}{S} = \frac{R_e}{2,5} = 0,4R_e$$

Za proračun može da se koristi i stepen sigurnosti protiv razaranja zavrtnajske veze usled smicanja:

$$S_\tau = \frac{[\tau]}{\tau} \geq S_{\min} = 1,5 \dots 2.$$

Kritični napon zavrtnja  $[\tau]$  je napon tečenja  $\tau_T = 0,7R_e$  za statičko naprezanje odnosno dinamička izdržljivost  $\tau_{sD}$  za dinamičko naprezanje.

Kod površinskog pritiska proverava se najveći pritisak  $p_1$ ,  $p_2$  ili  $p_3$  u odnosu na  $p_{doz}$  za slabiji materijal u dodiru. Dozvoljeni površinski pritisak delova u dodiru kreće se u granicama:

- Za statičko opterećenje

$$p_{doz} = 1,2R_e \text{ (ili } 0,75 \cdot R_m)$$

- Za jednosmerno ili naizmenično promenljivo dinamičko opterećenje

$$p_{doz} = 0,9R_e \text{ (ili } 0,6 \cdot R_m).$$

Merodavna je granica tečenja  $R_e$ , odnosno zatezna čvrstoća  $R_m$  za slabiji materijal u dodiru.

Za delove od krutih materijala (npr. sivi liv) uzima se  $p_{doz} = 1,5 \cdot R_m$  za statičko opterećenje odnosno  $p_{doz} = 1,2 \cdot R_m$  za dinamičko opterećenje.

Smicajno opterećene zavrtnajske veze se malo pritežu, najviše do  $\sigma_p = 0,2\sigma_{TM}$ .

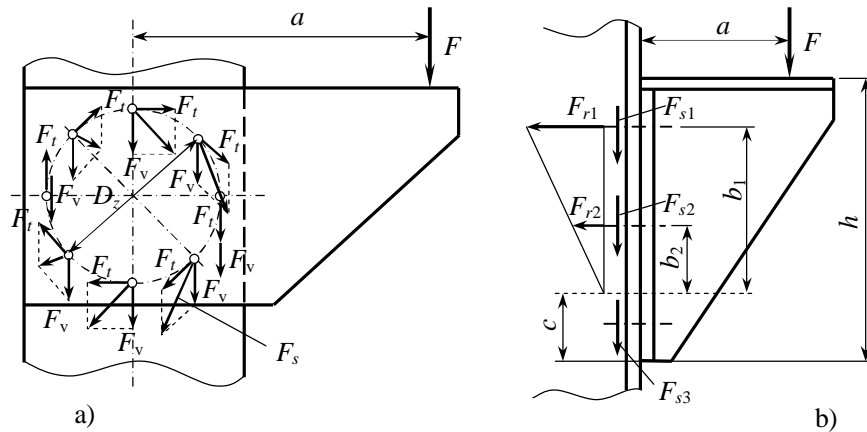
### Grupne zavrtnajske veze

Zavrtnajske veze su po pravilu grupne, tj. koristi se više zavrtnjeva za prenošenje istog opterećenja. Kod uzdužno opterećenih veza ova se sila

najčešće ravnomerno raspoređuje na sve zavrtnje. Kod nepodešenih poprečno opterećenih zavrtnjskih veza raspodela na sve zavrtnje je takodje ravnomerna ( $\xi_r=1$ ). Kod podešenih zavrtnjskih veza raspodela je veoma neravnomerna,  $F_s=(F_R/z)\xi_r$ , a faktor neravnomernosti raspodele opterećenja  $\xi_r=1,3\dots1,5$  pa i više, zavisno od tačnosti izrade. Potreba za visokom preciznošću izrade i neravnomerna raspodela opterećenja su razlozi zbog kojih se podešene zavrtnjske veze uglavnom ne koriste kod grupnih veza. Kao pojedinačne, znatno su veće nosivosti u poređenju sa nepodešenim.

Vrlo čest slučaj poprečno opterećene grupne zavrtnjske veze je veza polutki spojnika. Ako spojnica prenosi obrtni moment  $T$ , a zavrtnji su raspoređeni na prečniku  $D$ , onda poprečna sila po svakom zavrtnju  $F_{s1}$  iznosi:

$$F_{s1} = \frac{2T}{z \cdot D} \cdot \xi_r.$$



Slika 23

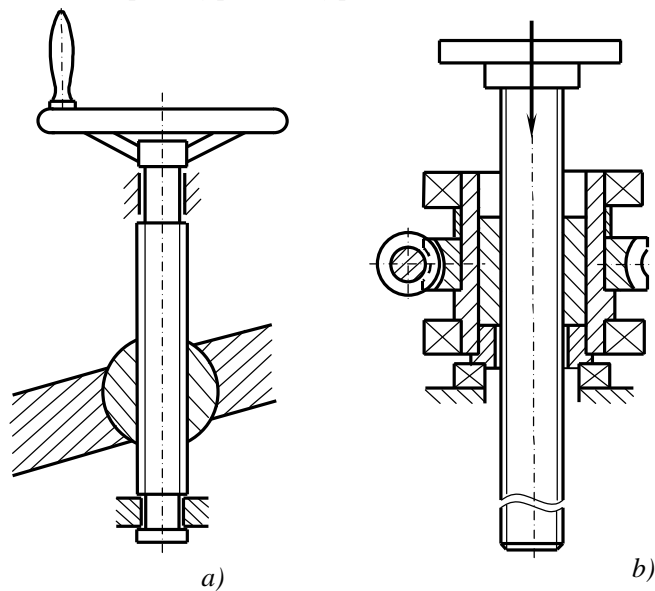
Kombinovano opterećene grupne zavrtnjske veze

Kombinovano opterećene zavrtnjske veze mogu biti izložene dejstvu više uzdužnih ili više poprečnih sila, kao i kombinovanom dejstvu uzdužnih i poprečnih sila. Na slici 23a prikazana je poprečno opterećena zavrtnjska veza kod koje se sila  $F$  ravnomerno raspodeljuje u vertikalnom pravcu na svih  $z$  zavrtnjeva ( $F_v=F/z$ ). Osim toga ova sila ostvaruje i moment koji stvara i drugu komponentu  $F_t=2Fa/zD$ . Pošto je rezultujuća poprečna sila  $F_s$  različita, proverava se najopterećeniji zavrtnj. Ako je zavrtnjska veza izložena i uzdužnoj i poprečnoj sili (sl.23b), poprečna se ravnomerno raspodeljuje na zavrtnje ( $F_{si}=F/z$ ), dok je uzdužna  $F_{ri}$  proporcionalna rastojanju od centra rotacije  $F_{r1}:F_{r2}=b_1:b_2$ , uz uslov ravnoteže  $Fa=F_{r1}b_1+F_{r2}b_2$ . Rastojanje centra (ose) rotacije  $c$  od kraja spojenih delova zavisi od krutosti na savijanje spojenih

delova. Za apsolutno krute spojene delove ovo rastojanje bi bilo  $c=0$ . Najnepovoljnije stanje je za  $c=h/4$  koje realno nije ostvarivo jer su delovi obično povećane fleksione krutosti.

## Pokretni navojni spojevi – navojni prenosnici

Pokretni navojni spojevi obezbeđuju spregnuto relativno kretanje spojenih delova, pretvaranje obrtnog kretanja u pravolinijsko kao i pretvaranje obrtnog momenta u aksijalnu silu. Osnovni delovi pokretnog navojnog spoja su deo sa spoljnim navojem (navojno vreteno) i deo sa unutrašnjim navojem (navrtka) sa kojima su spojeni delovi izmedju kojih se ostvaruje relativno kretanje. Pokretanje se može ostvarivati ručno (ručni pogon) i pomoću izvora mehaničke energije (motorni pogon). Primenuju se za definisanje tačnog relativnog odnosa pokretnih delova kod mernih instrumenata i mernih mašina, za podešavanje položaja radnih organa kod alatnih i drugih mašina, za transformaciju obrtnog momenta u uzdužnu silu kod dizalice sa navojnim vretenom, prese sa navojnim vretenom, kod ručnih alata za ostvarivanje trajnih i povremenih sila (stege, svlačkači i td). Na slici 24 prikazana su dva primera pokretnog navojnog spoja, jedan sa ručnim pogonom, a drugi je sa motornim pogonom kod kojeg se navrtka okreće posredstvom pužnog prenosnog para.



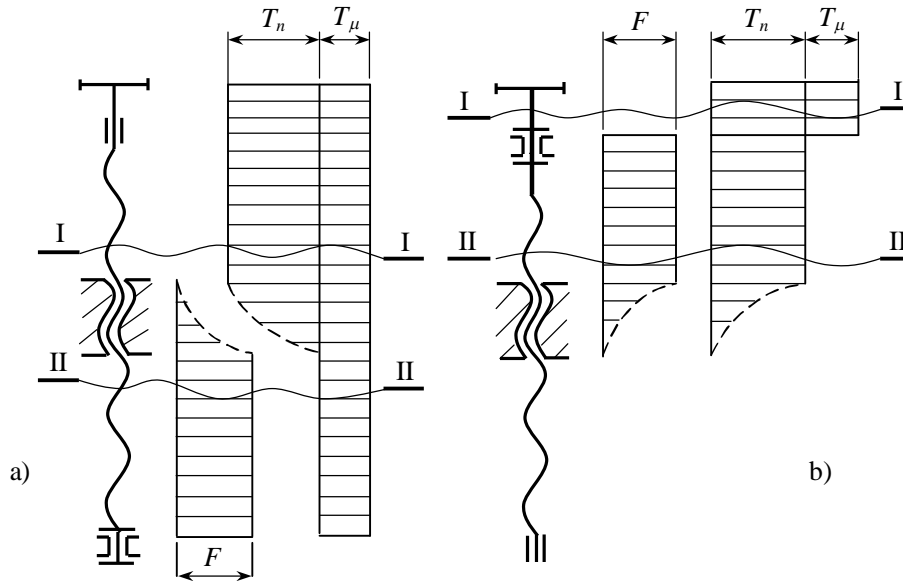
Slika 24.

Pokretni navojni spojevi: a) sa ručnim pogonom, b) sa motornim pogonom

U pravcu srednje zavojnice u navojnom paru ostvaruje se klizanje brzinom  $v_k$  koja je proporcionalna brzini aksijalnog kretanja  $v_a$  i obimnoj brzini u pravcu tangente na srednji cilindar navoja  $v_t$ . Pri svakom od  $n$  obrta ostvari se aksijalni pomeraj od jednog hoda navoja  $P_h=zP$ , gde je  $z$ -broj hodova navoja. Usled klizanja stepen iskorišćenja  $\eta$  pokretnog navojnog spoja nije veliki.

$$v_a = \frac{n}{60} P_h; \quad v_t = \frac{d_2 \pi n}{60}; \quad v_k = \sqrt{v_a^2 + v_t^2}; \quad \eta = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg}(\varphi + \rho_n) + (d_\mu / d_2) \mu}$$

Na smanjenje stepena iskorišćenja pokretnog navojnog spoja utiče i trenje u aksijalnom osloncu navojnog vretena. Ako je ovaj oslonac klizni (sl.24a) srednji prečnik gde deluje sila trenja u ovom osloncu je  $d_\mu$ . Ako je oslonac kotrljajni (sl.24b) ovaj prečnik  $d_\mu=0$ .



Slika 25

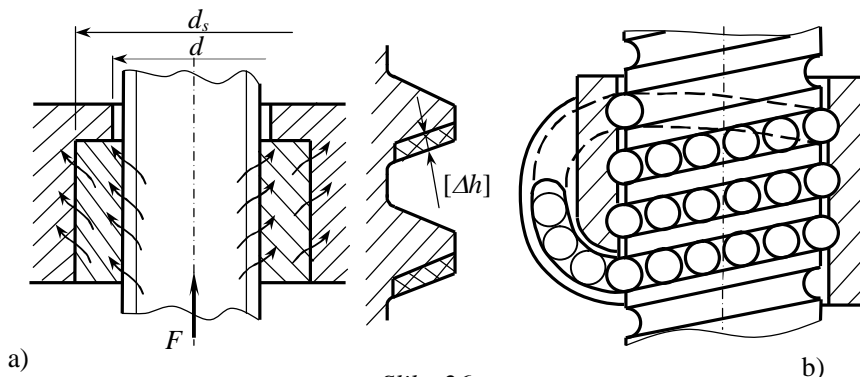
Opterećenje navojnog vretena: a) Moment deluje sa suprotne strane od aksijalnog oslonca, b) Moment deluje sa iste strane gde je i aksijalni oslonac

Navojno vreteno je izloženo dejstvu uzdužne sile  $F$  između navrtke i aksijalnog oslonca (sl.25). Moment kojim se savladavaju otpori u navoju  $T_n$  i otpori u aksijalnom osloncu  $T_\mu$  ( $T = T_n + T_\mu$ ), kod nekih se vretena uvodi sa iste strane gde se nalazi aksijalni oslonac, a kod drugih sa suprotne strane, posmatrano u odnosu na navrtku. Na slici 25a obrtni moment se uvodi sa suprotne strane od aksijalnog oslonca tako da su moment i sila ravnomernije raspoređeni duž

vretena. U drugom slučaju, kod kojeg se i moment i sila uvode sa iste strane (sl.25b), i aksijalno i torziono opterećenje trpi samo jedan deo vretena.

Navojno vreteno je u preseku I-I (sl.25) izloženo prostom naprezanju na uvijanje momentom  $T_t = T = T_n + T_\mu$ . Ako je u aksijalnom osloncu kotrljajni ležaj,  $T_\mu = 0$ ,  $T_t = T_n$ . Napon i stepen sigurnosti u ovom preseku su  $\tau = T_t / 0,2d^3$ ,  $S_\tau = \tau_{TM} / \tau$ . U preseku II-II vreteno je osim uvijanja izloženo i zatezanju odnosno pritisku, a napon i stepen sigurnosti su  $\sigma = F / A_3$ ;  $S_\sigma = \sigma_{TM} / \sigma$ .

Ukupni stepen sigurnosti u preseku II-II je  $S = S_\sigma S_\tau / (S_\sigma^2 + S_\tau^2)^{1/2}$ . Kritični napon za navojno vreteno, po pravilu je statička čvrstoća  $\sigma_{TM}$  i  $\tau_{TM}$ . Usled kretanja navrtke duž vretena, menja se položaj preseka sa najvećim naponom što značajno smanjuje mogućnost loma usled zamora.



Slika 26. Navrtka pokretnog navojnog spoja: a) klizna, b) kotrljajna

Navrtka pokretnog navojnog spoja je veoma složeno napregnuta. Pod dejstvom sile  $F$  navojci su izloženi površinskom pritisku, savijanju i smicanju (odeljak 1.5). Usled klizanja i površinskog pritiska, navojci navrtke se habaju tj. skida se sloj materijala koji je na slici 26a označen sa  $\Delta h$ . Zbog boljih kliznih svojstava, navrtka je od bronce, najčešće kalajne, što dodatno smanjuje nosivost. Habanjem se smanjuje debljina navojaka, povećava se zazor i smanjuje tačnost navojnog spoja. Veličina pritiska koji se može dopustiti na dodiru navojaka zavisi od kritične pohabanosti  $[\Delta h]$  tj. od brzine klizanja, vremena rada i potrebne tačnosti spoja. Za navojne spojeve ručnih alata to je oko  $50 \text{ N/mm}^2$ , a kod navojnih prenosnika na motorni pogon  $15 \text{ N/mm}^2$ . Za povećanu tačnost rada ovaj se pritisak smanjuje i do  $5 \text{ N/mm}^2$ . Visoka tačnost položaja spojenih delova, smanjeni otpori kretanja i dovoljna nosivost postiže se primenom kotrljajne navrtke i vretena (sl.26b). Navojci su zamenjeni zavojnim žlebovima po kojima se kotrljaju kuglice. Kada kuglica stigne do kraja navrtke,

vraća se na početak kroz povratni kanal za recirkulaciju. Osim navrtki sa kuglicama razvijene su i navrtke sa navojnim valjcima.