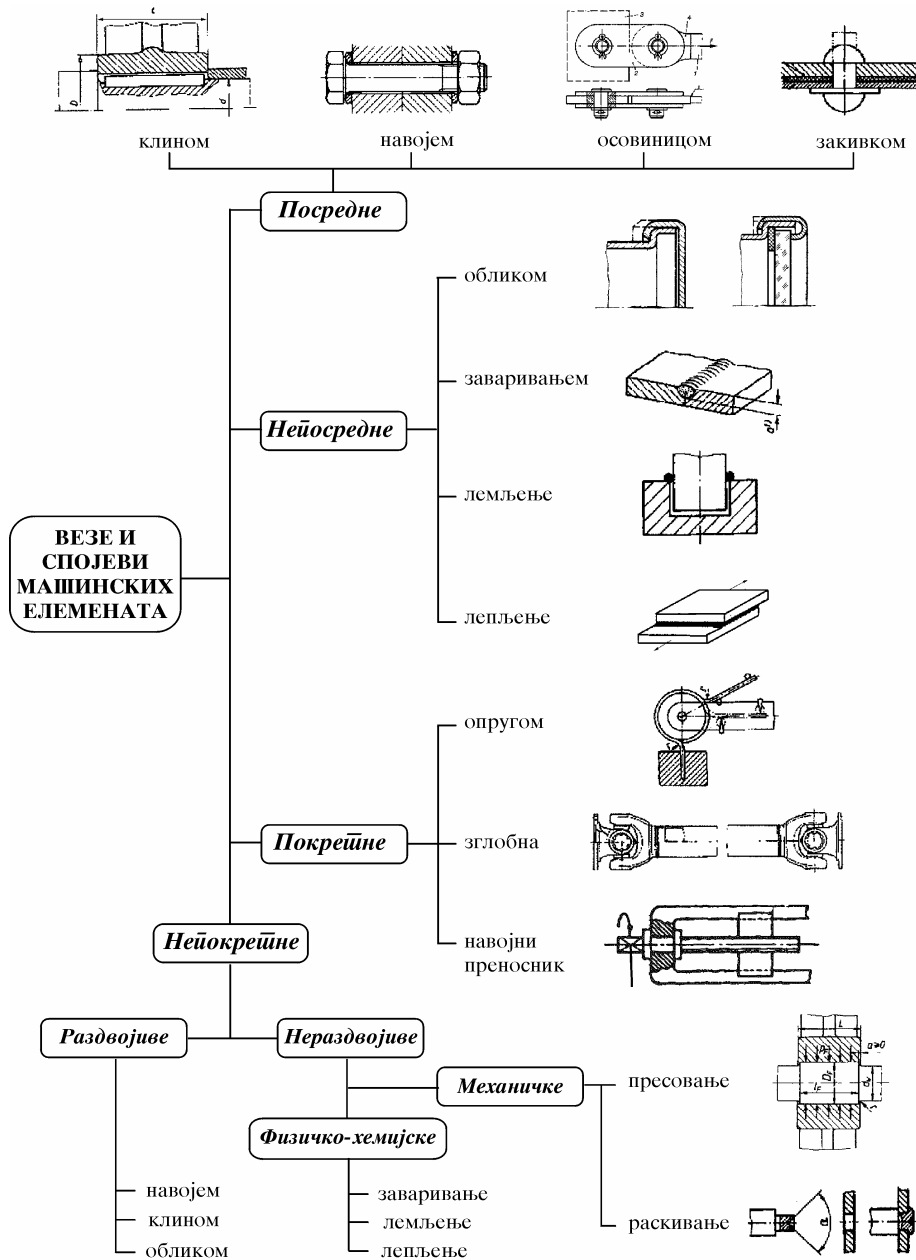




**ВЕЗЕ И
СПОЈЕВИ
МАШИНСКИХ
ЕЛЕМЕНАТА**

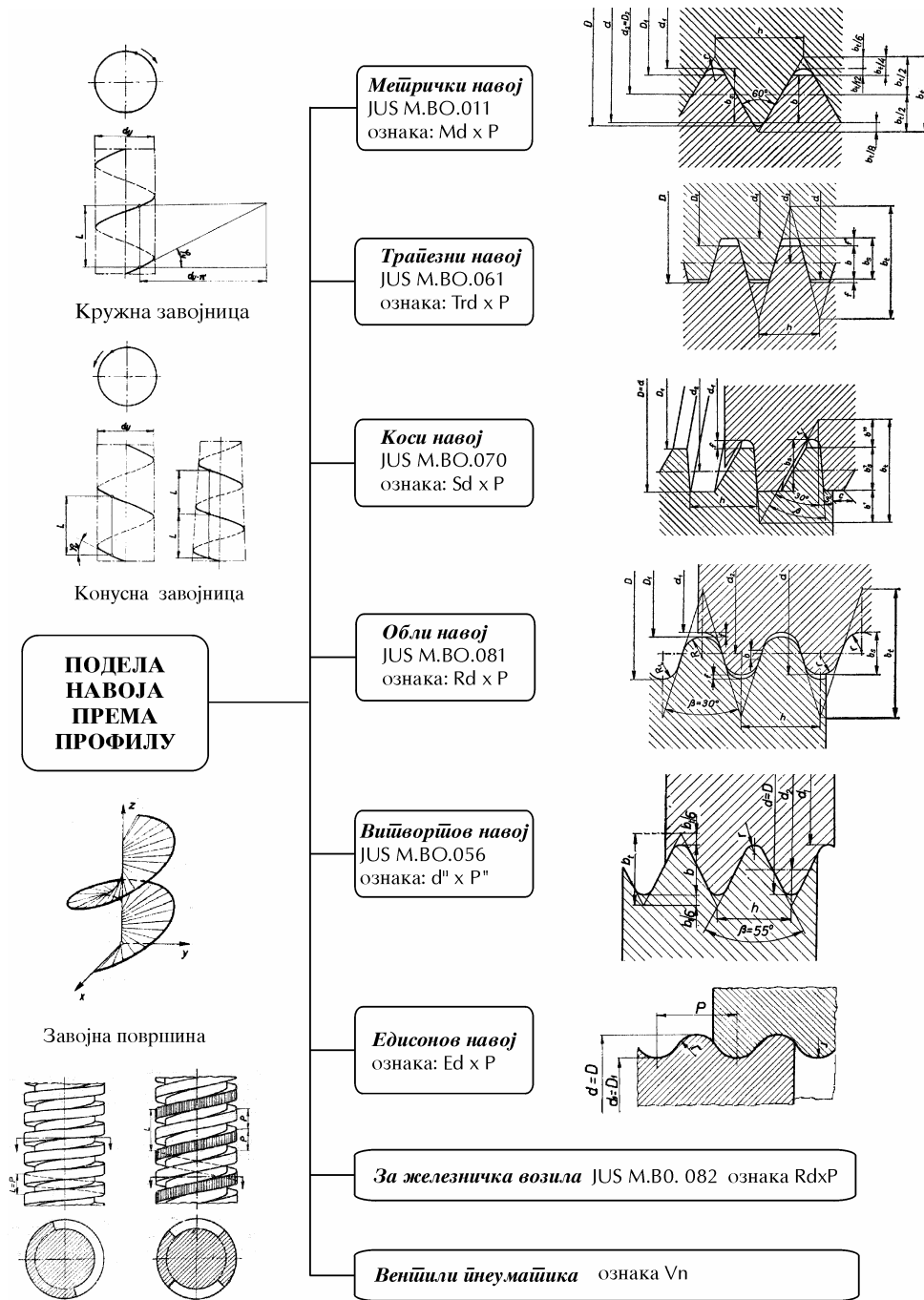
2 ВЕЗЕ И СПОЈЕВИ МАШИНСКИХ ЕЛЕМЕНАТА

Машински делови, склопови и групе, који улазе у састав једне машине, повезивани су међусобно у зависности од функције, елементима за везу. Основни задатак сваке везе машинских делова је преношење оптерећења са једног дела на други под условом да чврстоћа везе одговара чврстоћи делова који се везују. Осим овог општег услова, од везе машинских делова захтева се често и низ допунских услова: потребна покретљивост или непокретљивост, крутост или еластичност, раздвојивост или нераздвојивост, херметичност и др.



2.0 ВЕЗЕ МАШИНСКИХ ДЕЛОВА ПОСРЕДСТВОМ НАВОЈА

Параметри навоја су завојница (навојак), завојна површина (хеликоид) и угао успона навоја ϕ . Пресек навоја аксијалном равни дефинише профил навоја чији су параметри: d - називни пречник, P - корак, d_3 - пречник језгра навоја, α - угао профила и h - дубина навоја.



Навојни пар

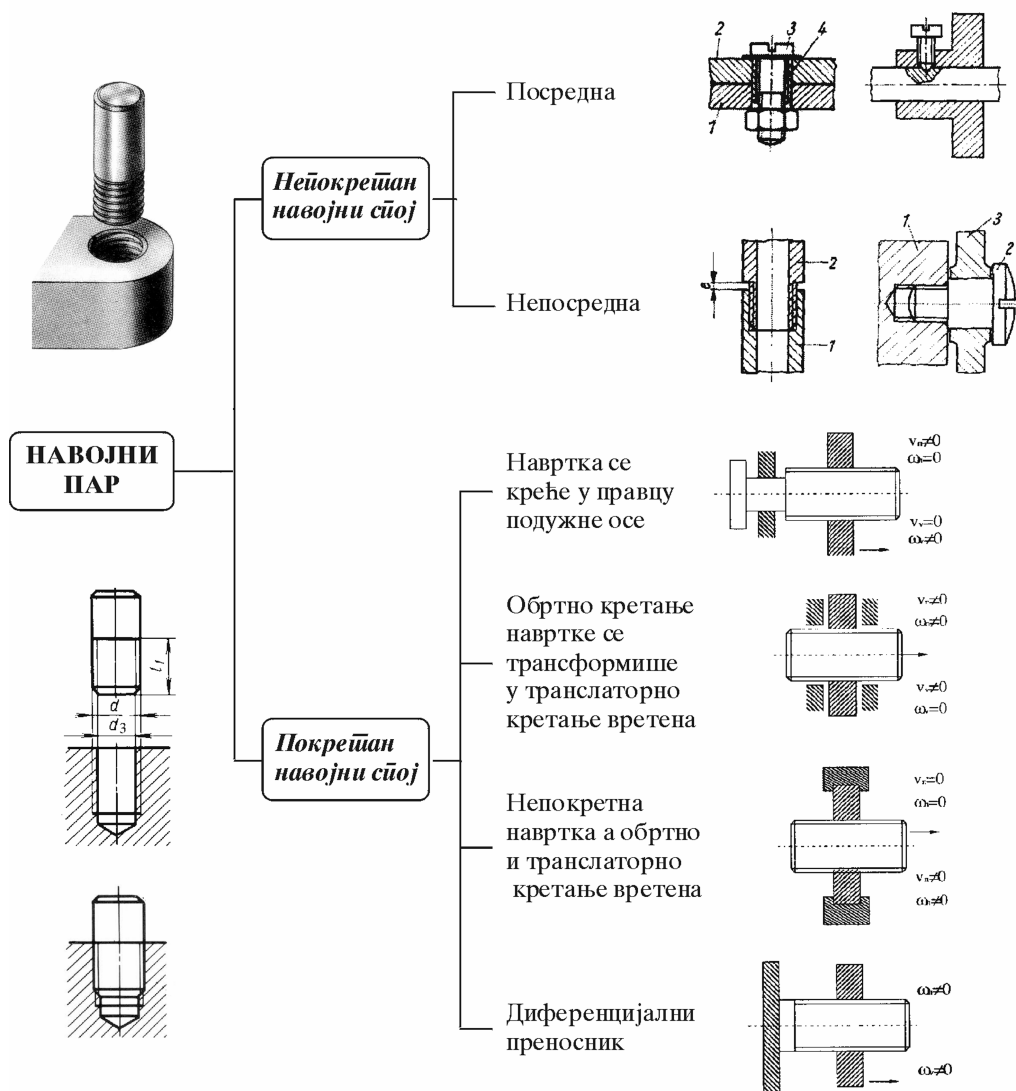
Спој једног спољашњег и једног унутрашњег навоја машинског елемента чини навојни пар. Спој се остварује ако навоји имају исти теоријски профил, исти називни пречник, средњи пречник и корак.

Код једноструког навоја ход навоја једнак је кораку ($L = P$) а код вишеструког навоја $L = z \cdot P$, (z је број навојака).

Дужина ношења навоја l_n је аксијално растојање између крајњих тачака додира у навојном пару ($l_n = z_n \cdot P$, где је z_n број навојака на дужини ношења навојног споја).

Дубина ношења је растојање између крајњих тачака навојног пара мерена у радијалном правцу $H_1 = (d - D_1) / 2$.

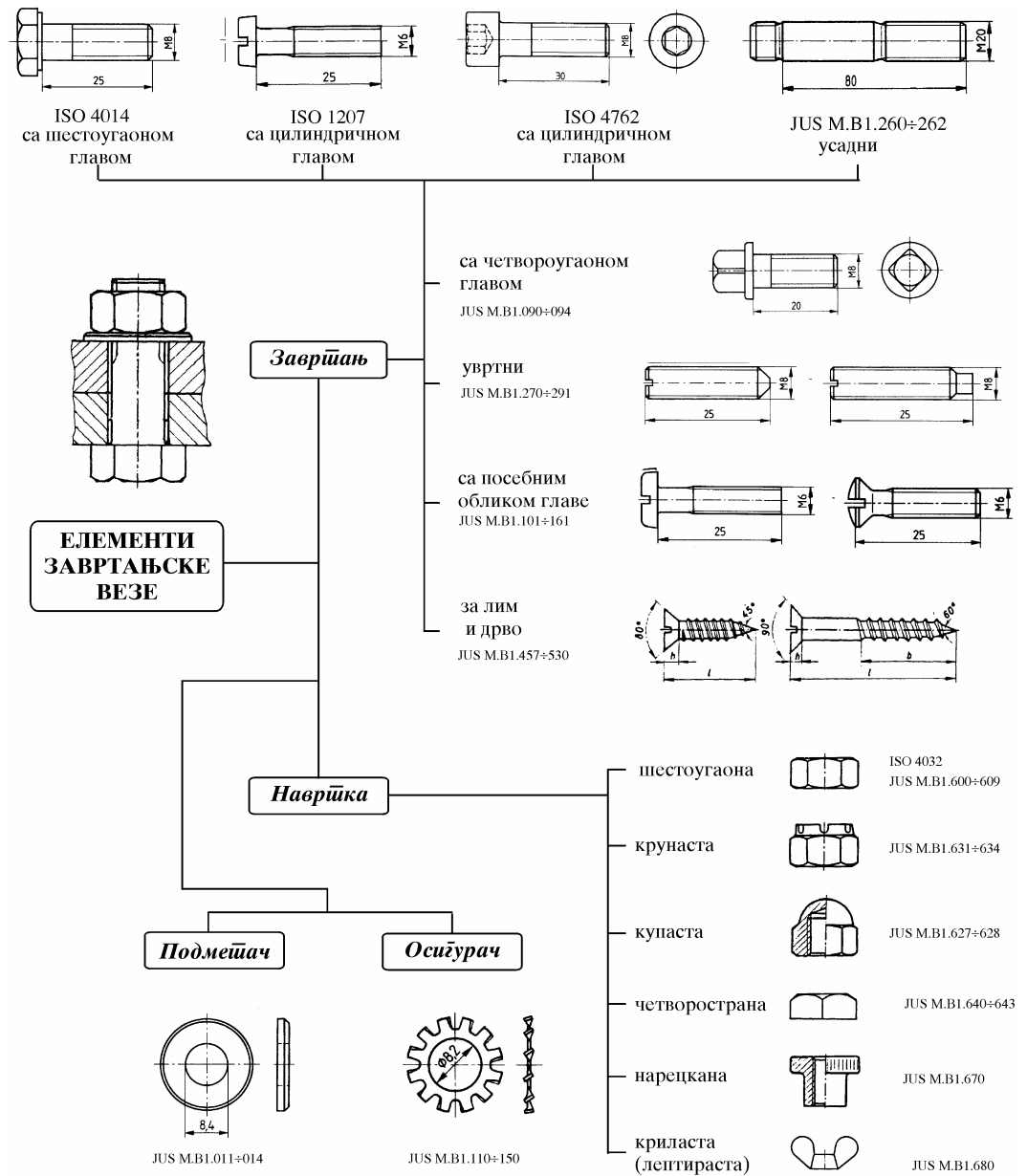
Навојни пар може бити непокретан навојни спој, односно **навојна веза** и покретан навојни спој, односно **навојни преносник**.



2.1 ЗАВРТАЊСКЕ ВЕЗЕ

Завртањска веза представља навојни спој остварен посредством завртња и навртке. Изузетно, навртка може да изостане ако се унутрашњи навој изради у једном од делова који се спајају. Завртањску везу, према томе, чине спојени делови, завртањ, навртка и елементи за осигурање или заптивање.

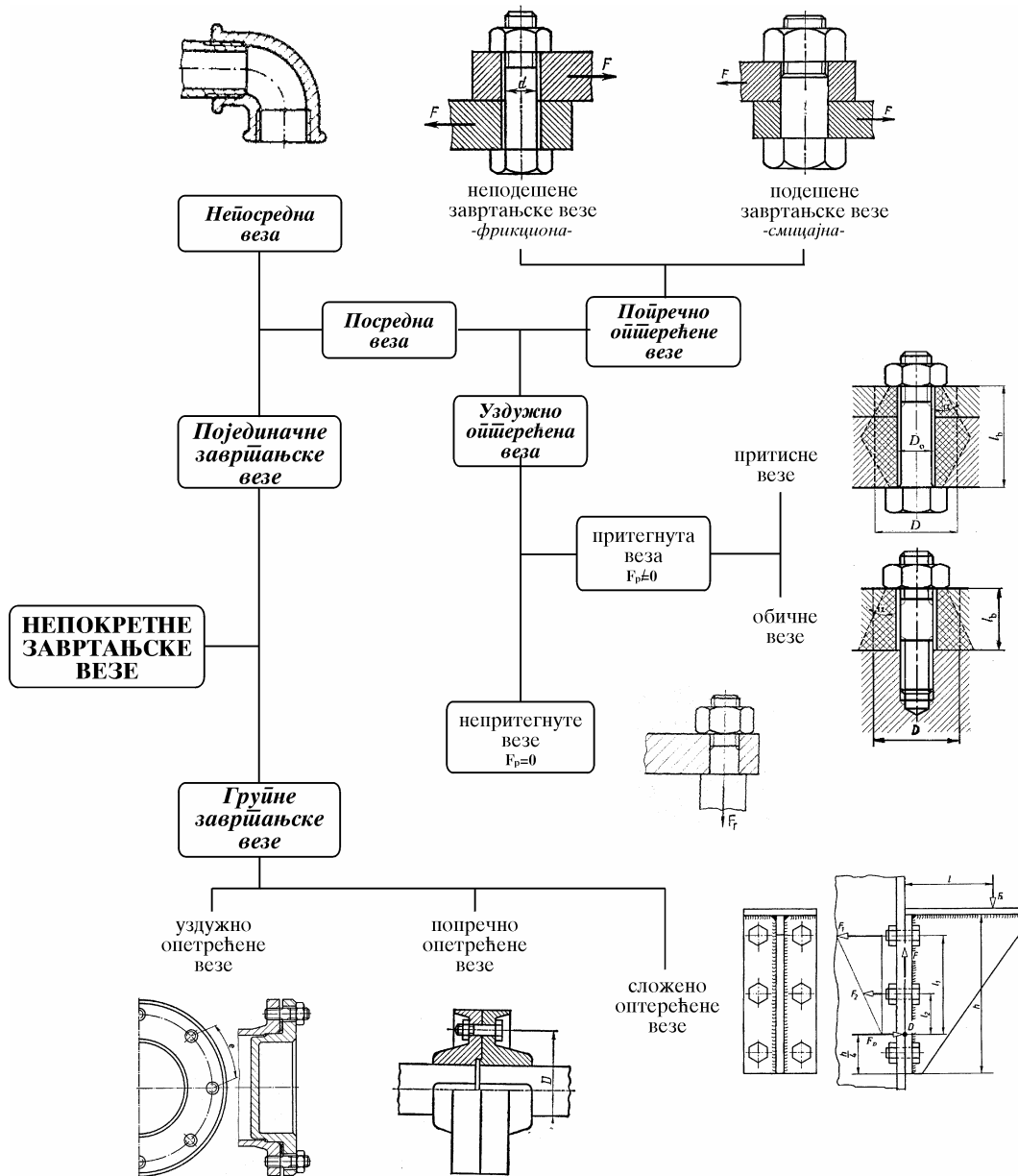
Завојно кретање једног елемента у односу на други елемент се користи само у току остваривања везе. Након остваривања везе, на везу делује оптерећење, што је основна разлика у односу на навојни преносник.



Подела завршањских веза

Завршањска веза се мора разматрати као целина састављена од завртња, навртке и делова који се спајају. Приликом остваривања завршањске везе, завртњи нису оптерећени радном силом. Након остваривања завршањске везе на везу делује радно оптерећење.

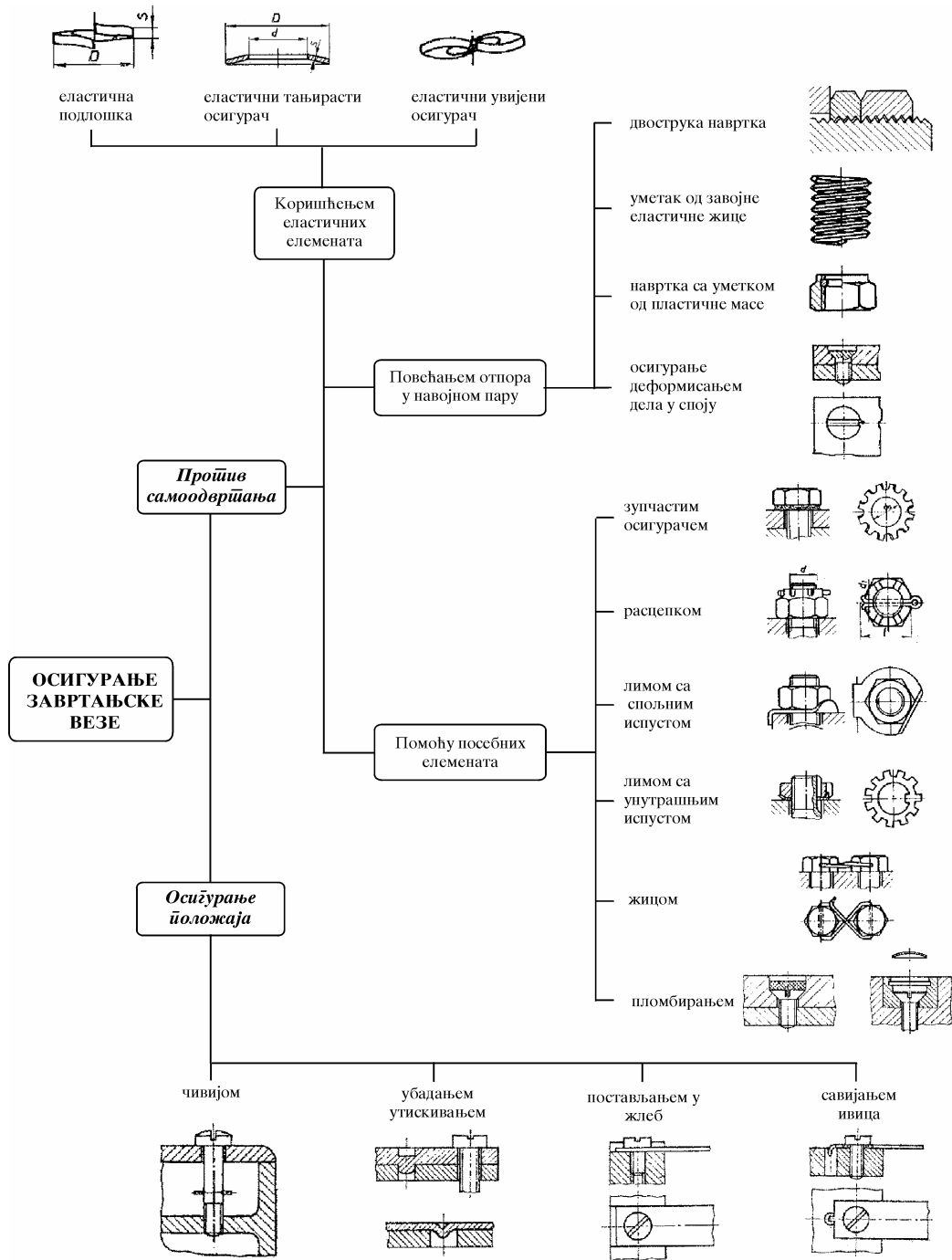
Разликујемо: -*уздужно оптерећене завршањске везе* код којих радна сила делује у правцу осе завртња, тј. у правцу нормале на додирну раван везаних делова,
-*појечно оптерећена завршањска веза* код које радна сила делује нормално на правац осе завртња, тј. у додирној равни везаних делова.



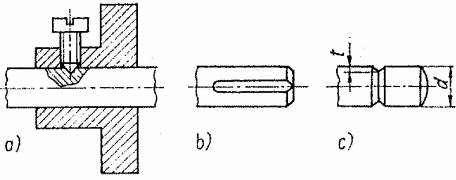
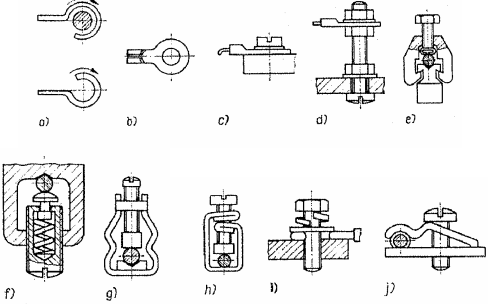
Осигурање заврћанске везе

Код заврћанских веза искључује се могућност спонтаног развртња. Сви навоји који се употребљавају за навојну везу имају особину самокочења.

Осигурање навојне везе се изводи ради спречавања лабављења везе и одвртња навртке или завртња.



Конструкцијска извођења

	<p>Повећањем дужине ношења m</p> <p>a,b) савијање лима c) провлачење, d,e) са лимом за појачање f, g, h) чауром, i) проширењем на одливку.</p>
	<p>Посебне мере за ојачање унутрашњег навоја:</p> <p>a) утапање у пластику или лив, b) закована навртка, c) навртка постављена у део од пластике или керамике, d) постављање између два танка лима.</p>
	<p>Ливене површине налегања за завртње и навртка</p> <p>a) цилиндрично упуштање, b) испуст при ливењу који треба да се накнадно обради</p>
	<p>Непосредни завртањски спојеви</p> <p>a) код делова облика чивије, b) код завртњева који су и конструктивни део, 1 кућиште, 2 завртањ, 3 плоча.</p>
	<p>Завртањски спојеви код вратила</p> <p>a) без подешавања, b) са аксијалним подешавањем, c) са обртним подешавањем.</p>
	<p>Завртањски спојеви код електричних проводника:</p> <p>a) савијене ушице, b) папучица за кабл, c) једноставан завртањски спој код металних делова, d) код керамичких делова, e, f) са еластичним уметком, i) са еластичним прстеном, j) прикључак са шапицом.</p>

<p>Technical drawings showing five types of insulated screw joints: a) insulated shaft, b) contact spring joint for telecommunication, c) insulated joint for clamping, d) contact spring without pipe for two screws, e) contact spring without pipe for one screw.</p>	<p>Иоловани завртањски спојеви</p> <ol style="list-style-type: none"> изолована осовиница, спој контактних опруга код уређаја за телекомуникацију, изоловани спој код прикључака, контактне опруге без цеви за изолацију са два завртња, контактне опруге без цеви за изолацију са једним завртњем
<p>Technical drawings showing six types of locking screw joints: a) with special hexagonal screw, b) with blind screw, c, d) for pipe and flange joints using lock washers, e, f) for glass plates using rubber (Gummi) and felt (Tuch).</p>	<p>Заптивни завртањски спојеви:</p> <ol style="list-style-type: none"> са посебним шестоугаоним завртњем, са слепом навртком, d) код спојева цеви и прирубница помоћу насадне навртке, e, f) код стаклене плоче.
<p>Technical drawings showing five types of screw joints in wood: a) joint on the edge, b) joint along the grain, c) screw joints of metal and wood, d) with metal sleeve, e) with metal plate.</p>	<p>Завртањски спојеви дрвених делова:</p> <ol style="list-style-type: none"> спој на ивици, спој дуж влакна. завртањски спојеви металних и дрвених делова: d) са металном чауром, e) са металном плочом.
<p>Technical drawings showing four types of screw joints in a cover to prevent rotation: a) with spring or washer, b) with elastic washer, c) with smaller diameter screw, d) with deformed end of screw.</p>	<p>Завртањски спојеви код поклопца са осигурањем од испадања завртња:</p> <ol style="list-style-type: none"> са чивијом или подлошком, помоћу еластичне подлошке, помоћу завртка са мањим пречником врата, d) помоћу деформисања краја завртња.
<p>Technical drawing of a differential screw mechanism. The parts are numbered: 1. postolja (base), 2. deo koji se okreće (rotating part), 3. cev (tube).</p>	<p>Поништавање зазора у навоју помоћу једностраног дејства опруге. Диференцијални навојни преносник:</p> <ol style="list-style-type: none"> постоље, део који се окреће, цев (тубус).
<p>Technical drawings showing two types of screw joints in pipes: a) for smooth outer diameter, b) for smooth inner diameter, with 1 being the pipe and 2 being the screw.</p>	<p>Завртањски спој код цеви</p> <ol style="list-style-type: none"> код глатког спољашњег пречника; b) код глатког унутрашњег пречника, 1 цев, 2 цев.

Материјал за израду навојних делова

Материјал за израду завртњева и навртки је конструктивни челик и челик за побољшање одговарајућих карактеристика које треба да обезбеди произвођач. Према **ISO898**, односно **EN20898**, ознаке материјала за израду завртњева састоје се од два броја међусобно одвојена тачком. На пример, класа чврстоће 5.6 материјала за израду завртњева. Први број помножен са 100 је показатељ чврстоће и показује затезну чврстоћу материјала $R_m=5 \cdot 100=500$ (N/mm²). Други број је показатељ границе течења материјала и представља десетоструки производ првог и другог броја, нпр. $10 \cdot 5 \cdot 6 = 300 = R_{p0,2}$ (N/mm²).

Ознака материјала за израду завртњева од нерђајућег челика и челика отпорног на киселине састоји се од слова и три бројна знака. Словна ознака показује А-аустенитни, М-мартензитни и F-феритни челик. Први број означава тип легуре а друга два броја помножени са 10 дају затезну чврстоћу. На пример: А2-70, $R_m = 70 \cdot 10 = 700$ (N/mm²).

За израду завртњева и навртки може бити употребљена и легура бакар-цинк (CU = CuZn37) или алуминијумова легура (AL4=AlCuMg1) и термопластични материјали.

Ознака материјала за израду навртке може бити:

-један број, на пример 5 (навртке за завртњеве чија је висина $m \geq 0,8d$ и отвором кључа $s \geq 1,45d$, број помножен са 100 даје затезну чврстоћу $R_m = 5 \cdot 100 = 500$ (N/mm²),

-истом броју додаје се испред нула 05 (навртке за завртњеве $m=0,5d \div 0,8d$. Затезна чврстоћа се добија, $R_m = 5 \cdot 100 = 500$ (N/mm²),

-бројем и словима Н, 1Н, 14Н, 17Н и 22Н (навртке за завртњеве без гарантоване носивости. Бројчани симбол је десети део тврдоће материјала по Викерсу.

Материјал завртња и навртки				Опитни завртањ са навртком М12*						Фактор утицаја квалитета обраде ξ_2		Најприближнији одговарајући материјал	η/k		
Ознака материјала		σ_m R _m (N/mm ²)	σ_T R _{eH} , R _p (N/mm ²)	τ_p (N/mm ²)	Резан навој		Ваљан навој		β_k	средња обрада	груба обрада				
навртке	завртња				σ_A (N/mm ²)	ξ_3	σ_A (N/mm ²)	ξ_4							
04,11 Н	4,6	400	240	150	45	1,1	55	1,2	3	0,95	0,85	Č0370	0,4		
	4,8		320	200										40...50	50...60
05,14 Н	5,6	500	300	200	45	1,1	70	1,2	3,5	0,95	0,85	Č0545	0,5		
	5,8		400	250										40...50	65...75
17Н	6,6	600	360	240	45	1,1	80	1,3	3,9	0,92	0,82	Č0645	0,58		
	6,8		480	300										45...55	75...85
	6,9		540	340											
8	8,8	800	640	390	50...60	1,1	90...105	1,4	4,8	0,90	0,80	Č1730	0,75		
10	10,9	1000	900	540	55...65	1,05	115...125	-	5,2	0,85	0,75	Č4130	0,85		
12	12,9	1200	1080	600	65...75	1,05	145...155	-	5,5	0,80	0,70	Č4732	0,9		
14	14,9	1400	1260	750	70...80	1	165...175	-	6	0,80	0,70	Č5431	ч1		
Спољни пречник навоја d y (mm)				6	8	12	30	60	100				≥ 150		
ξ_1	затезање			1,3	1,1	1	0,92	0,85	0,77				0,75		
	увijaње			1,3	1,1	1	0,9	0,8	0,7				0,6		

- $\xi_3 = 1,1 \dots 1,2$ - за навојне делове који су после израде у хладном стању гњечени ваљцима у корену навоја;
- $\xi_4 = 1,1$ - за галвански заштићене навојне делове;
*- опитни завртањ са навртком М12 (завртањ затегнут, навртка притиснута), са фином површинском обрадом навоја ($\xi_2 = 1$); навој се ваља у хладном стању, а после израде завртањ се не сме загревати до тачке отпуштања или жарења.
- У недостатку експерименталних података о ефективном фактору концентрације напона β_k он се може израчунати на основу геометриског α_k и степена осетљивости материјала на концентрацију напона η/k , помоћу обрасца

$$\beta_k = (\alpha_k - 1) \cdot \eta/k + 1.$$

Табела 2.1 ЗАВРТАЊСКА ВЕЗА

Ознака	Јединица мере	Назив и вредност
d	(mm)	називни пречник завртња
d ₃	(mm)	пречник језгра завртња
A ₃	(mm ²)	потребан попречни пресек завртња оптерећен трајном силом $A_3 \geq F / \sigma_{zdoz}$
F	(N)	сила
σ_{zdoz}	(N/mm ²)	дозвољени напон од затезања (σ_{pdoz} - од притиска) $\sigma_{doz} = R_e / S$
S	-	S = 1,25 , степен сигурности за остале случајеве S = 1,5 , завртањске везе се изводе под оптерећењем
σ_a	(N/mm ²)	амплитудни напон $\sigma_a = F_a / A_3 \leq \sigma_A$
σ_A	(N/mm ²)	амплитудна динамичка издржљивост
F _a	(N)	амплитудна сила $F_a = (F_{max} - F_{min}) / 2$
τ	(N/mm ²)	смицајни напон у навојцима завртња $\tau = F / \pi \cdot d_3 \cdot P$
p	(N/mm ²)	површински притисак између додирних површина навојног споја $p = F / A_{uk}$
A _{uk}	(mm ²)	укупна носећа површина навојног споја $A_{uk} = Z_n \cdot A_n$
Z _n	-	број навојака у навојном споју дужине $l_n : Z_n = l_n / P$
A _n	(mm ²)	носећа површина једног навојка $A_n = d_2 \cdot \pi \cdot H_1$
l _n	(mm)	дужина навојног споја
H ₁	(mm)	дубина ношења навојног споја
P	(mm)	корак навоја
c _z	-	крутост завртња $\frac{1}{c_z} = \frac{1}{E_z} \Sigma(l_i / A_i)$
E _z	(N/mm ²)	модул еластичности материјала завртња
l _i	(mm)	дужина сегмента завртња
A _i	(mm ²)	површина сегмента завртња

Табела 2.1 Наставак табеле

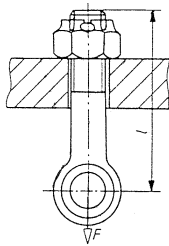
Ознака	Јединица мере	Назив и вредност
c_b	-	крутост спојених делова
$[F]$	(N)	критична радна сила
F_{DZ}	(N)	динамичка сила у завртњу услед критичне радне силе $F_{DZ} = \phi' \cdot [F]$
F_S	(N)	критична сила - сила смицања завртња
τ	(N/mm ²)	тангентни напон од смицања $\tau = F_S / i \cdot A$
i		број пресека завртња изложених смицању
A	(mm ²)	попречни пресек стабла завртња: $A = \pi \cdot d^2 / 4$
ξ_r	-	фактор неравномерног оптерећења
τ_r	(N/mm ²)	граница течења $\tau_T = 0,8 \cdot R_e$
S_τ	-	степен сигурности услед смицања: $S_\tau = 1,5 \div 2$
S_p	-	степен сигурности против напона на додирним површинама: $S_p \geq 2$
F_D	(N)	сила на додирним површинама: $F_D = S_\mu \cdot F_{S1} / i \cdot \mu$
S_μ	-	степен сигурности против клизања
μ	-	коэффициент трења
F_p	(N)	сила предходног притезања: $F_p = \xi_p (F_b + \Delta F_p) = (1,5 \div 2) F_b$
ξ_p	-	фактор притезања
T_p	(Nm)	момент притезања
ρ_n	-	угао трења $\rho_n = \arctg \mu_n$, $\mu_n = \operatorname{tg} \rho_n$
S	-	степен сигурности: $S = \frac{R_e}{\sigma_i}$; $S = \frac{\tau_T}{\tau}$; $S = \frac{p_t}{p}$; $\tau_T = 0,8 R_e$; $p_t = 1,2 R_e$
F_r	(N)	радна сила по једном завртњу уздужно оптерећене групне завртањске везе: $F_r = \frac{F_R}{z}$
F_{S1}	(N)	оптерећење завртња попречно оптерећене групне завртањске везе: $F_S = \frac{F_{SR}}{z} \cdot \xi_r$; $F_{S1} = \frac{2T}{z \cdot D} \cdot \xi_r$

Тест 2.1

Бр.	Навојни спој	Да	Не
1.	Завојна површина или хеликоид је просторна површина коју образује полуправа при завојном кретању око непомичне осе.		
2.	Навој може бити леви и десни на спољашњој и унутрашњој површини.		
3.	Угао успона навоја је $\text{tg}\varphi = L/d_2 \cdot \pi$.		
4.	Профил навоја се добија попречним пресеком равни и завртња.		
5.	Угао профила је угао између бочних линија профила навоја.		
6.	Код једноступеног навоја ход навоја једнак је кораку навоја.		
7.	Дужина ношења навоја једнака је производу из броја навојака и корака.		
8.	Подела профила навоја извршена је према пречнику.		
9.	Метрички ISO - навој је ознаке M x d x P.		
10.	Да ли се врши осигурање везе ако је $\varphi < \rho_n$?		
11.	Да ли се увек врши осигурање завртањске везе против одвртања?		
12.	Да ли први навојак преузима 34% укупног оптерећења?		
13.	Цевни навој је ознаке R2".		
14.	Заптивни навојни спој чини конусни спољни навој (1:16) и цилиндрични унутрашњи навој.		
15.	Навртка за завртњево потпуне носивости је висине $m = 0,8d$.		
16.	Код подешених завртњева пречник отвора је већи од пречника завртњева.		
17.	Трапезни навој употребљава се за покретне навојне спојеве, а за јаке ударе обли навој.		
18.	Коси навој се употребљава за јака оптерећења у једном правцу.		
19.	Према ISO 898 ознака материјала за израду завртњева састоји се од два броја међусобно одвојена тачком, нпр. 5.6.		
20.	Ознака толеранције навоја је M20 x 1,5 4H/3h.		
21.	Групу завртањску везу је боље извести са већим бројем завртњева мањег пречника него обрнуто.		

РАЧУНСКИ ПРИМЕРИ

Задатак 2.1.1 Завртањ са упицом према DIN-у 444 треба при монтажним



радовима да носи статичко оптерећење $F=28(\text{kN})$.

Препоручују се следеће величине завртња класе чврстоће 5.8: M8, M12, M16, M20 и M24. Који се завртањ може избрати да веза буде

двоструко сигурна?

Решење:

Веза је без претходног притезања. Нормални напон услед аксијалне подужне статичке силе треба да је мањи од дозвољеног:

$$\sigma = \frac{F}{A_3} \leq \sigma_{\text{dnoz}}$$

Дозвољени напон затезања има вредност:

$$\sigma_{\text{dnoz}} = \frac{[\sigma]}{S} = \frac{R_e}{S} = \frac{420}{2} = 210(\text{N/mm}^2),$$

где су: $R_e=420(\text{N/mm}^2)$ -критични напон за материјал завртња и $S = 2$ – степен сигурности.

Потребна површина попречног пресека завртња:

$$A_3 \geq \frac{F}{\sigma_{\text{dnoz}}} \geq \frac{28 \cdot 10^3}{210} \geq 133,333(\text{mm}^2).$$

На основу таблице за метрички ISO- навој површина пресека језгра завртња: M8 је $A_3 = 32,84 (\text{mm}^2)$,

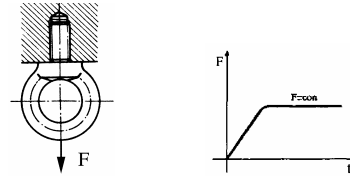
M12 је $A_3 = 76,25 (\text{mm}^2)$,

M16 је $A_3 = 144,1 (\text{mm}^2)$,

M20 је $A_3 = 225,2 (\text{mm}^2)$

Завртањ M16 задовољава услове задатка.

Задатак 2.1.2 Проверити сигурност завртањске везе оптерећене силом $F=0,2(\text{kN})$ претежно статичког карактера. Веза је изведена завртњем JUS M.B1.260.

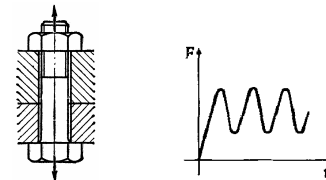


Материјал за израду завртња је класе чврстоће 4.6.

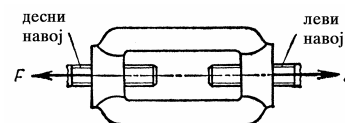
Задатак 2.1.3 Димензионисати завртањ за везу котура са конструкцијом за једносмерно променљиво оптерећење $F=0,5(\text{kN})$.



Задатак 2.1.4 Завртањска веза изложена је променљивом оптерећењу $F=1(\text{kN})$. Предходним прорачуном избрати завртањ за везу, а завршним прорачуном проверити сигурност везе.



Задатак 2.1.5 Затега, која се састоји од навртке и завртњева класе чврстоће 4.6, примењује се за затезање и подешавање кочионих трака. Њено осигурање се врши помоћу контра навртке или помоћу жичаног осигурача.



Димензионисати заврњеве затеге за оптерећење од 10(kN) при:

- статичком оптерећењу, и
- једносмерном променљивом оптерећењу.

Решење:

а) *Статичко оптерећење везе*

Веза је без преднапрезања. Степен сигурности ($S=1,5$).

Потребна површина попречног пресека језгра завртња:

$$A_3 \geq \frac{F}{\sigma_{\text{doz}}} \geq \frac{F}{R_e / S} \geq \frac{S \cdot F}{R_e} \geq \frac{1,5 \cdot 10 \cdot 10^3}{190},$$

$$A_3 \geq 78,947(\text{mm}^2).$$

Усваја се метрички ISO-навој завртањ ситног корака за завртањ M12x1,5 чија је површина пресека $A_3 = 86(\text{mm}^2)$.

б) *Једносмерно променљиво оптерећење*

Претходни прорачун завртњева за једносмерно динамичко оптерећење врши се са амплитудном силом:

$$F_a = \frac{F_{\text{max}} - F_{\text{min}}}{2} = \frac{F_{\text{max}}}{2} = \frac{F}{2},$$

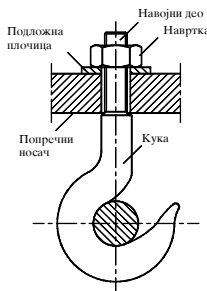
и амплитудом динамичке издржљивости, $\sigma_A = 35(\text{N}/\text{mm}^2)$. Потребна површина попречног пресека језгра завртња:

$$A_3 \geq \frac{F/2}{\sigma_A} \geq \frac{10000/2}{35} \geq 142,85(\text{mm}^2).$$

$$A_3 \dots \geq 142,86.$$

Усваја се метрички ISO навој крупног корака M16 x 1,5 са површином попречног пресека језгра $A_3=157,5(\text{mm}^2)$.

Задатак 2.1.6 Димензионисати навојни



део куке трапезног навоја носивости $G=20(\text{kN})$ и одредити висину навртке тако да степен сигурности не буде мањи од 5. Материјал за израду навртке Č1430.

Решење:

Завртањска веза је уздужно оптерећена без претходног притезања. Завртањ је оптерећен радном силом.

$$F_z = F_p + F_R = G = 20(\text{kN}), \text{ јер је } F_p = 0.$$

Нормални радни напон од затезања треба да је мањи од дозвољеног напона,

$$\sigma = G / A_3 \leq \sigma_{\text{doz}},$$

где је површина пресека језгра навојног дела куке: $A_3 = d_3^2 \cdot \pi / 4$.

За материјал завртња Č0545 је граница течња $R_e = 300(\text{N}/\text{mm}^2)$.

Дозвољени напон:

$$\sigma_{\text{doz}} = \frac{\sigma_v}{S} = \frac{R_e}{5} = 60(\text{N}/\text{mm}^2).$$

Пречник језгра навојног дела куке има вредност:

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4G}{\pi \cdot \sigma_{\text{doz}}}}$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 20000}{\pi \cdot 60}} \geq 20,601(\text{mm}).$$

На основу израчунате вредности за пречник језгра навоја бира се прва већа стандардна вредност за $d_3=22,5(\text{mm})$ којој одговара:

Tr28x5 са

$$A_3 = 398(\text{mm}^2); d_2 = 25,5(\text{mm}) \text{ и } H_1 = 2,5(\text{mm})$$

Провера степена сигурности у односу на затезање:

$$S = \frac{R_e}{\sigma} = \frac{R_e}{G / A_3} = \frac{300}{50,251} = 5,97 > 5.$$

Висина навртке одређује се из услова да средњи површински притисак на додирним површинама бокова навоја завртња и навртке не буде већи од p_{doz} .

$$p = \frac{F}{A_{\text{uk}}} = \frac{F}{z_n \cdot A_n} \leq p_{\text{doz}}$$

где су: F -оптерећење једног навојка

A_n -носеће површине једног навојка,

$$A_n \approx \pi \cdot d_2 \cdot H_1$$

d_2 -средњи пречник трапезног навоја,

H_1 -дубина ношења навојног споја.