



Назив студијског програма: Машинско инжињерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Машински елементи 2

Број индекса: 55/2011

Ђорђе М. Николић

Групе завртањске везе

завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Проф. др Зорица Ђорђевић-ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да:

- Објасни улогу, примену и начин остваривања веза;
- Опише уздужно и попречно оптерећене везе;
- Објасни примену групних завртањских веза;
- Кроз конкретне примере покаже ток прорачуна групних завртањских веза.

Препоручена литература:

[1] Николић, В.: Машински елементи-теорија, прорачун, примери, Машински факултет у Крагујевцу, 2004.

[2] Огњановић, М., Милтеновић, В.: Машински елементи - I -Машински спојеви, Грађевинска књига, Машински факултет Београд-Ниш, 1996.

[3] Милтеновић, В.: Машински елементи- облици, прорачун, примена, Универзитет у Нишу, 1997.

Крагујевац, Октобар 2015. год.

Ментор:

Др Зорица Ђорђевић, ванр.проф

Резиме:

У оквиру овог рада, извршено је прикупљање, систематизација и анализа података везаних за групне завртањске везе. Описана је њихова улога, карактеристике и поделе завртњева, односно сви битни елементи везани за завртањске везе. Објашњени су начини остваривања завртањских веза као и уздужно и попречно оптерећене завртањске везе. Такође су, на конкретним примерима, приказани прорачуни групних завртањских веза.

Кључне речи: Навојни спојеви, завртањске везе, уздужно оптерећене завртањске везе, попречно оптерећене завртањске везе, сложене завртањске везе.

ABSTRACT:

In this work, there were collection, systematization and analysis of data related to the group bolted connections. The work described their development, characteristics and divisions of screws and all important elements related to bolted connections. There were described a methods of achieving bolted connection as both longitudinally and transversely loaded bolted connection. Also, in the specific examples, the present calculations of group bolted connection.

Keywords: Threaded connections, bolted connections, longitudinally loaded bolted connections, cross-loaded bolted connections, complex bolted connections.

Садржај

1 Увод	5
2 Завртањске везе.....	7
2.1 Материјали за завртње и навртке.....	9
2.2 Облици завртња.....	10
2.2 Навртке.....	13
2.2 Подложне плочице.....	15
3 Уздужно и попречно оптерећене везе.....	16
3.1 Уздужно оптерећене завртањске везе.....	16
3.1.2 Крутост завртња и спојених делова.....	19
3.2 Попречно оптерећене завртањске везе.....	21
4 Групне завртањске везе.....	24
4.1 Уздужно и попречно оптерећене групне завртањске везе.....	24
4.2 Сложено оптерећене завртањске везе.....	25
5 Примери прорачуна групних завртањских веза.....	27
6 Закључак.....	38
7 Литература.....	39

1. Увод

Навојни спој представља везу два или више машинских делова, која је остварена посредством навоја. Навојним спојевима може се остварити спајање машинских делова, спајање елемената машинских конструкција, претварање обртног кретања у транслаторно кретање, релативно међусобно кретање машинских делова, прецизно подешавање код мерних уређаја и др.

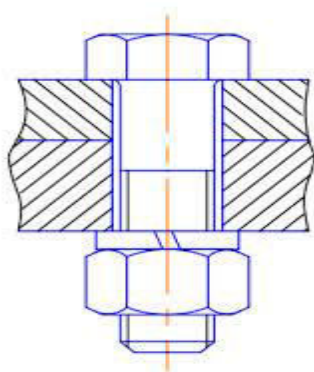
Навоји израђени непосредно на деловима који се спајају, као што су цеви, вентили и други чине непосредни чврсти навојни спој, а они који се израђују на посебним навојним деловима као што су завртњи и навртке чине посредни чврсти навојни спој. Тако остварен чврст непокретан навојни спој се назива завртањска веза. Према међусобној покретљивости спојених делова, навојне спојеве можемо поделити на [1]:

- покретне навојне спојеве,
- непокретне навојне спојеве.

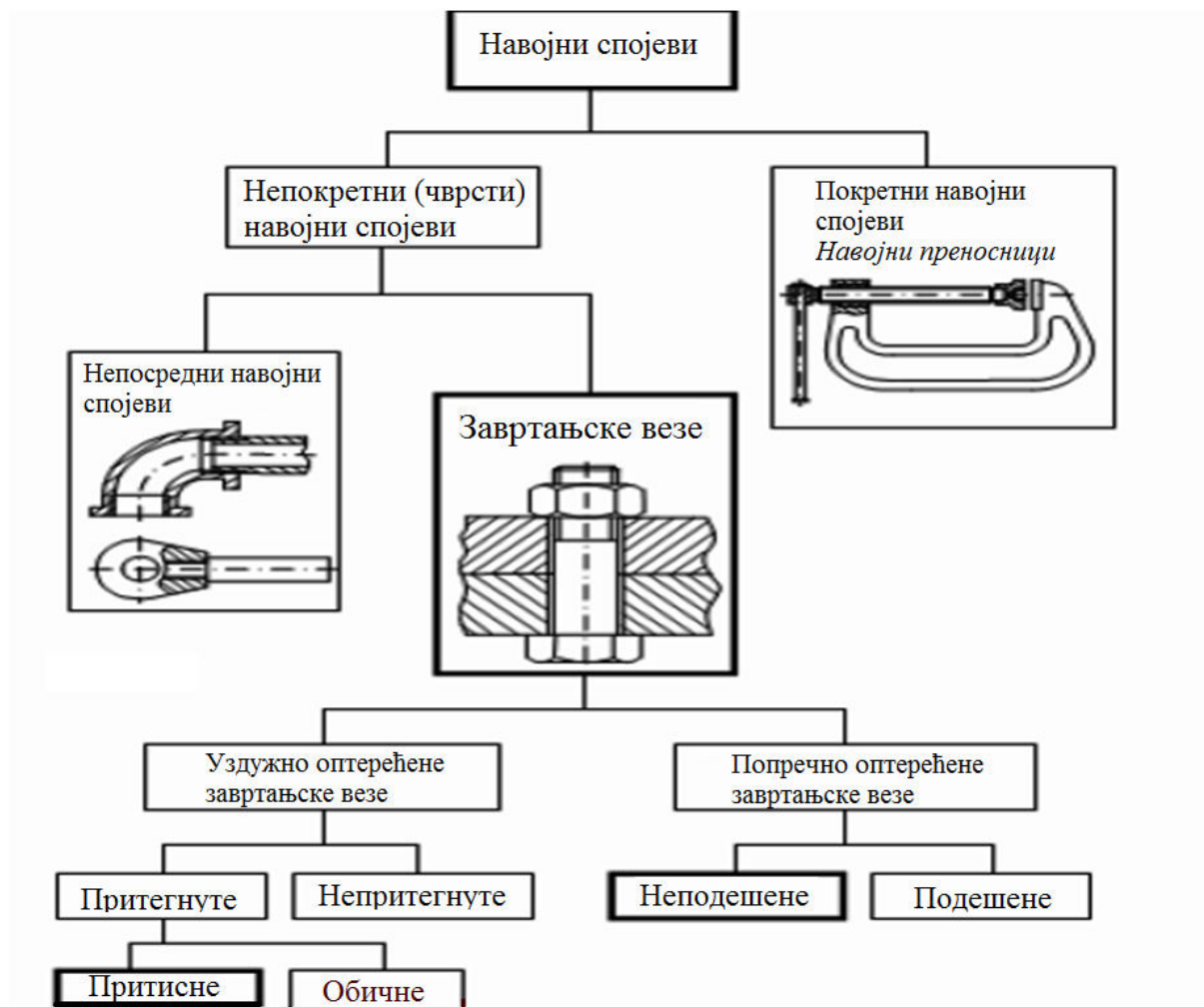
Навојни спојеви спадају у групу раздвојивих веза. Делови у споју могу извршавати функцију тачно дефинисаног међусобног кретања или функцију обезбеђењем чврсте везе односно споја.

Покретни навојни спојеви осим за трансформацију кретања могу се користити и за трансформацију механичке енергије и представљати навојне преноснике.

Непокретни навојни спојеви који се остварују помоћу завртња и навртке познати су као завртањске везе.



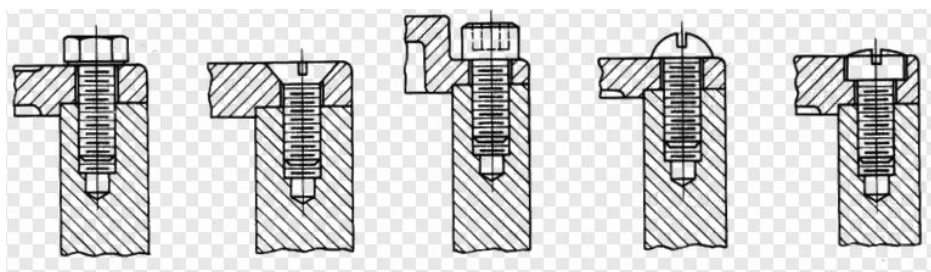
Слика 1. Навојни спој [6]



Слика 2. Подела навојних спојева [4]

2. Завртањске везе

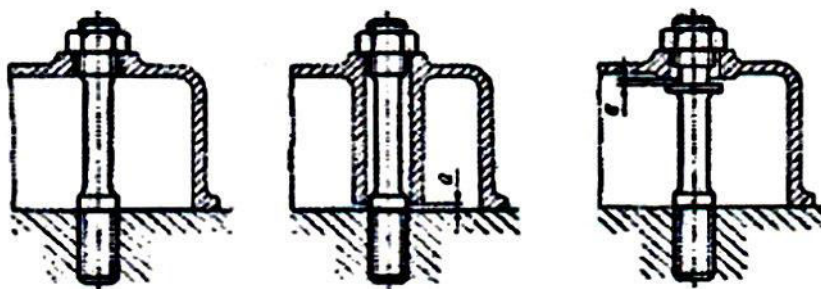
Завртањска веза је навојни спој остварен посредством завртња и навртке. Изузетно, навртка може да изостане ако се унутрашњи навој изради у једном од делова који се спајају. Завртањску везу чине спојени делови, завртањ, навртка и делови за осигурање или заптивање. Завртањска веза остварује се тако што кроз отворе делова који се спајају провуче се завртањ, и на његовом крају се поставља навртка чијим се притезањем остварује веза. У случају да нема простора за смештај навртке најповољније је да се навој урезује у отвор, а тек затим у рупу (слика 3). При дефинисању облика спајаних делова треба водити рачуна да они буду што једноставнији за израду и да се не користе отвори, за спајање спољашњег простора са унутрашњим, већ рупе.



Слика 3. Карактеристичне завртањске везе [7]

Поред тога, потребно је водити рачуна да се завртањском везом додатно не оптерећује конструкција (слика 4). Ако је конструкција додатно оптерећена услед притезања завртња, то оптерећење може да проузрокује лом дела, па је у тим случајевима потребно, не знатном изменом облика другачије оптеретити конструкцију, на пример, уместо савијања на сабијање.

Да би се при томе могла обезбедити херметичност, треба водити рачуна о дужини појединих детаља (кота-а на сл. 4).



Слика 4. Карактеристично решење завртањске везе

При дефинисању завртањске везе треба водити рачуна и о избору врсте завртњева, пре свега облику главе, стабла и краја завртња, о избору навртке, као и о избору начина осигурања од самоодвртања. Избор облика главе зависи од величине силе притезања, учестаности притезања (монтаже и демонтаже) и места њеног обављања тј. поседовања одговарајућих алата за притезање и опуштање завртња (навртке). Избор облика тела зависи од врсте и величине оптерећења. Најпогоднији су они завртњи где на стаблу завртња нема оштрих пролаза.

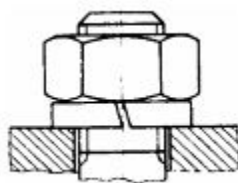


Слика 5. Карактеристични облици краја завртња [6]

Посебно су интересантна решења крајева завртња са којима се спречава њихово самоодвртање. Израдом завртња са рупом (постигу се различите деформације), или посебног конуса (којим се врши његова деформација), спречава се самоодвртање, мада се оно може спречити и уградњом гуменог прстена (већи коефицијент трења) или деформацијом “навртке”.

Самоодвртање завртњева се поред деформације завртња и навртке, или лепљења и заваривања завртња, спречава применом специјалних осигурача, као и променом посебних подлошки и жица за осигурање [3].

Данас постоји изузетно много различитих облика еластичних подметача којима се спречава самоодвртање завртњева. Еластични подметачи (слика 6) се постављају између навртке и подлоге и/или главе завртња и подлоге.

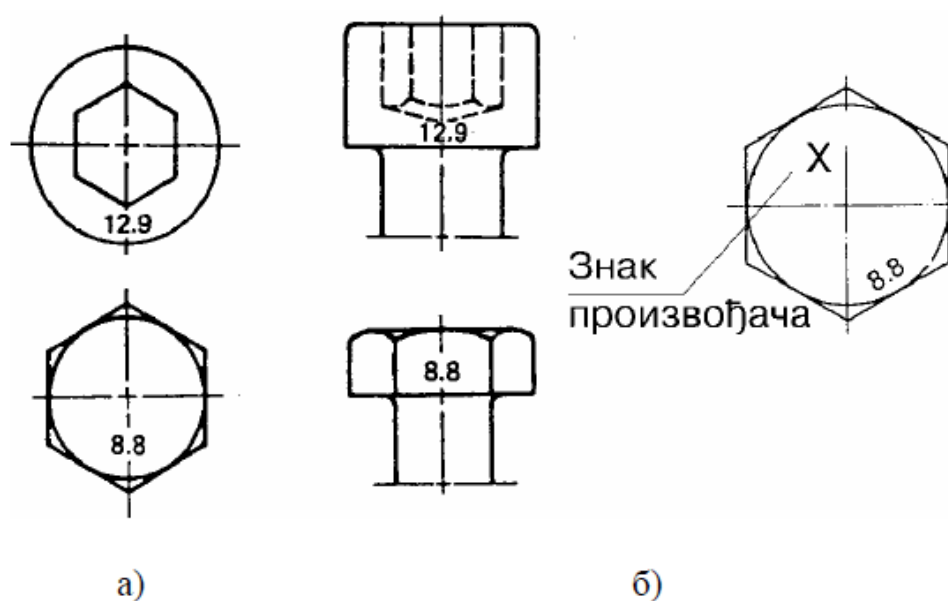


Слика 6. Осигурање завртањске везе еластичним подметачима [7]

Могуће локалне пластичне и површинске деформације завртња и спојених делова апсорбују се еластичним деформацијама еластичних подметача. Међутим, они све више бивају потискивани применом лепљених спојева, којима се уједно и спречава појава корозије на месту споја. У случају примене навртке, у оквиру завртањске везе треба дефинисати и њен облик. У случају да нема неких посебних захтева, користе се класичне навртке. Међутим, у случају већих оптерећења и потребе за равномерним оптерећењем завојака, користе се специјалне навртке. Спречавање самоодвртања навртки се обично врши са две навртке, са тзв. контра навртком, или заваривањем, или са деформацијом навртке и завртња.

2.1 Материјали за завртње и навртке

За израду завртња и навртки највише се користе челици. Стандарди не прописују врсту челика за израду завртња и навртки, али прописују механичке карактеристике (статичку чврстоћу и напон течења) које треба да имају као готови производи спремни за употребу. Прописане механичке карактеристике (класа чврстоће) су обично на глави завртња (слика 7а), у виду бројчаних ознака. Поред ове ознаке, произвођачи завртња су у обавези да утисну свој знак (слика 7б). Ознака квалитета материјала готових завртња састоји се од два броја, који су раздвојени тачком, нпр. 4.6. Први број помножен са сто, је затезна чврстоћа завртња, $4 \times 100 = 400 \text{ N/mm}^2$. Производ првог и другог броја помножен са десет је напон течења, $4 \times 6 \times 10 = 240 \text{ N/mm}^2$. Ознака о квалитету материјала готове навртке састоји се од једног броја, који помножен са сто представља затезну чврстоћу у N/mm^2 . Ознаке и механичке карактеристике завртња и навртки приказане су у табели 1. За навојне спојеве у прехранбеној и хемијској индустрији користе се нерђајући челици, а у термоенергетским постројењима ватроотпорни челици. Од обојених метала највише се примењују бакар, месинг, алуминијум и алуминијумске легуре [3].



Слика 7. Означивање података о материјалу и произвођачу завртња

Ознака класа чврстоће материјала		Механичке – статичке и динамичке карактеристике материјала									
Навртка	Завртањ	R_m $\frac{N}{mm^2}$	R_e $\frac{N}{mm^2}$	$R_{p0,2}$ $\frac{N}{mm^2}$	τ_T $\frac{N}{mm^2}$	ζ_2		ζ_T		$\sigma_A \frac{N}{mm^2}$	
						Израда		навој		Завртањ М12	
						средња	груба	резан	ваљан	резан	ваљан
3	3.6	300	180		120						
4	4.6	400	240		150						
	4.8	400	320		190	0,95	0,85			0,45	55
5	5.6	500	300		200			1,1			70
	5.8	500	400		250						
6	6.8	600	480		300	0,92	0,82		1,3	50	80
8	8.8	800		640	390	0,90	0,80		1,4	55	100
9	9.8	900		720	480	0,85	0,75	1,05		60	110
10	10.9	1000		900	540	0,85	0,75	1,05		65	120
12	12.9	1200		1080	600	0,80	0,70	1		70	150

$\zeta_T = 1$; када се напон на граници течења зав. одређује на основу еталон завртња

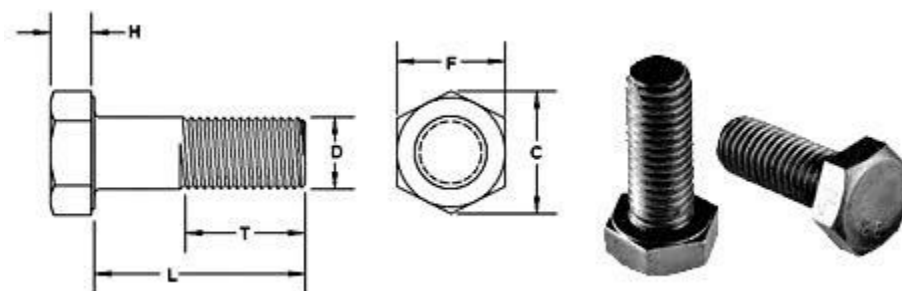
$\zeta_T > 1$; када се напон на граници течења зав. одређује на основу глатке епрувете.

Табела 1. Карактеристике материјала завртња и навртке

2.2 Облици завртња

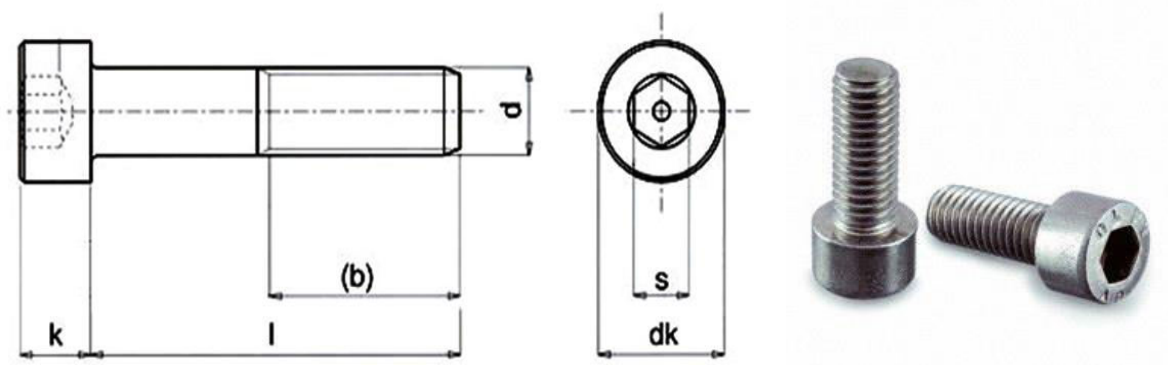
Облици завртња и навртке, укључујући димензије, толеранције, материјал и друго су стандардизовани и условљени наменом и условима рада. Најчешће је урађен навој само на једном делу стабла завртња и међусобно се разликују према облику главе која може бити шестострана, четворострана, конусна, округла и друго. За сваки облик завртња, навртке или осигурача предвиђен је одговарајући посебан стандард који осим облика прописује димензије, материјал, класу чврстоће и класу квалитета. Постоје три класе квалитета: А-фина, Б-средња или Ц-груба.

Завртњеви са шестоугаоном главом се најчешће примењују у пракси и дефинисани су стандардима SRPS M.B1.050-060, DIN 960, EN 24014. Они се израђују у класама А и Б (ситан корак, материјал 5.6, 8.8 и 10.9) и класи Ц (крупан корак, материјал 3.6 и 4.6), [1], [2],...



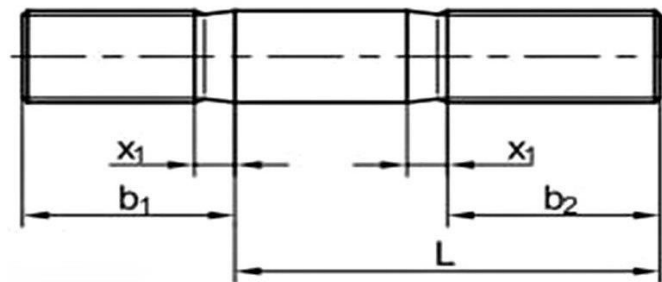
Слика 8. Завртњи са шестоугаоном главом, са делимичним навојем и просторни изглед завртња

Завртњеви са цилиндричном главом дефинисани су стандардима SRPS M.B1.120, DIN 920 и примењују се за спојеве високе носивости и компактне конструкције, што значи да се израђују у класи А (материјал 8.8, 10.9 и 12.9).



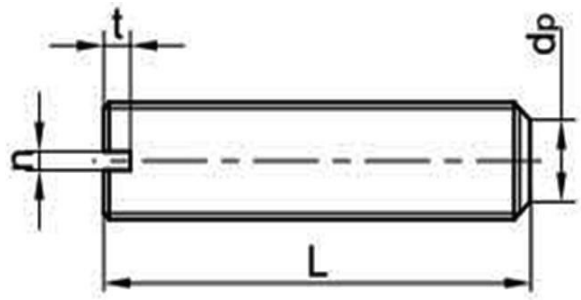
Слика 9. Завртњеви са цилиндричном главом

Усадни или сворни завртњеви немају главу већ се на оба краја стабла налази навој, тако да се при употреби један навојни део уврне у материјал дела који се везује, док је други обезбеђен навртком. Дефинисани су стандардом SRPS M.B1.260...262 или DIN 835 и DIN 938...940. Израђују се у класи А (материјал 5.6, 8.8 и 10.9) и примењују се код турбина, мотора, лежаја и кућишта преносника [1].



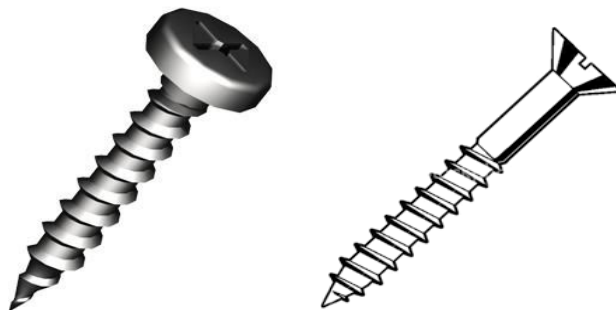
Слика 10. Усадни (сворни) завртњеви

Увртни завртњеви или завртњеви за фиксирање имају урез за одвијач или отвор за кључ им се налази на самом стаблу. Користе се за стезање, фиксирање међусобног положаја и подешавање међусобне удаљености двају делова. Стандардизовани су према SRPS M.B1.270, 280, 290 или DIN 417, 438, 551, 553.



Слика 11. Увртни завртњеви

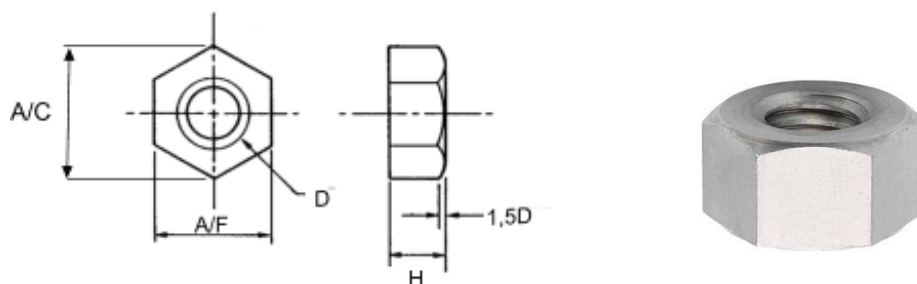
Завртњи за специјане намене имају одређену примену и у ту групу спадају завртњеви за дрво, лим, фундаментални (темељни) завртњи, навојни чепови и други. Фундаментални завртњи имају улогу да причвршћују машину за подлогу односно темеље, а стабло завртња је направљено тако да не може доћи до извлачења из подлоге[1] [2].



Слика 12. Облици специјалних завртњева

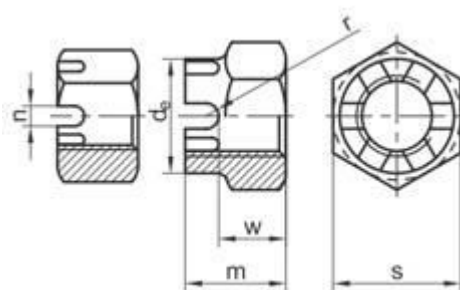
2.3 Навртке

Најпогоднији облик навртке је шестострана призма, јер је једноставна за притезање, одвртање и за израду. Осим са нормалном висином, шестостране навртке се израђују и као ниске или као високе при чему се ниске примењују за мања аксијална оптерећења а високе за већа аксијална оптерећења или када је навртка од слабијег материјала (сивог лива, бронзе или месинга).



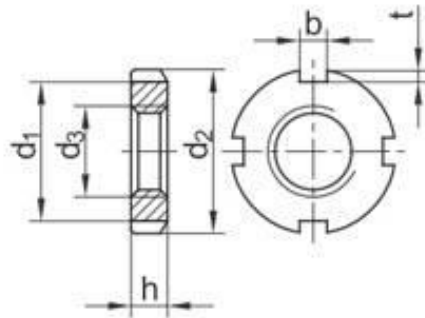
Слика 13. Шестострана навртка

Крунасте навртке имају значајну примену јер помоћу расцепке ефикасно осигуравају навојни спој од одвртања.



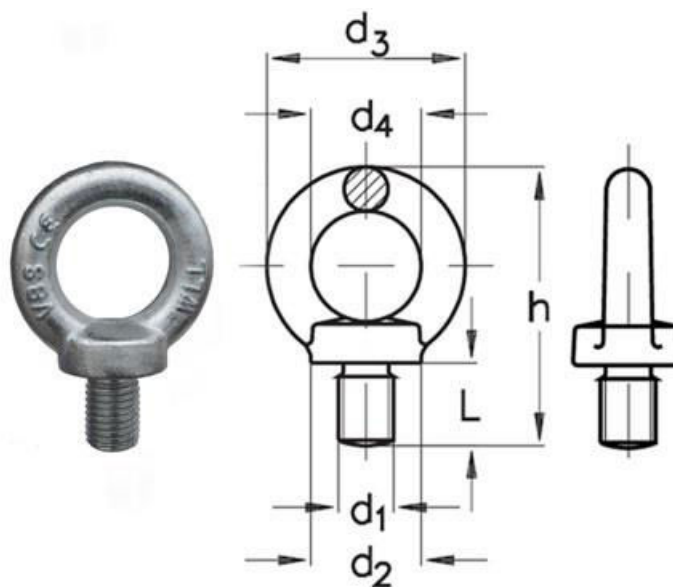
Слика 14. Крунаста навтка [8]

Навртке са урезом на ободу имају релативно малу висину и служе за осигурање и причвршћивање машинских делова, на пример лежаја.



Слика 15. Навртка са урезом[8]

Прстенасте навртке служе за ношење терета. У техничкој документацији и приликом поруџбине за завртањ или навртку треба назначити: ознаку врсте и величине навоја, дужину завртња, материјала и број стандарда. На пример, завртањ M10x40-4.8-SRPS M.B1.600.



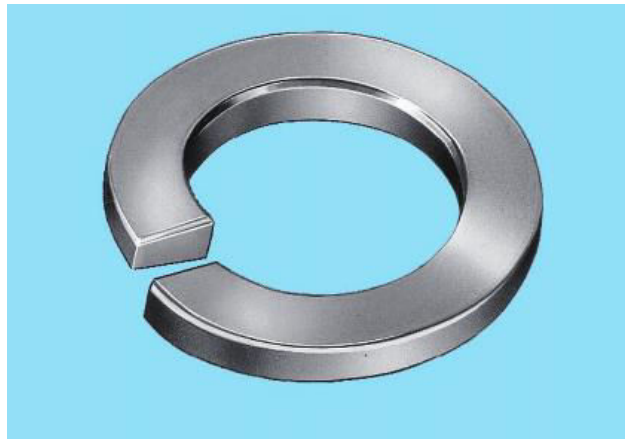
Слика 16. Прстенасте навртке [9]

2.4 Подложне плочице

Подложне плочице су стандардни машински делови који се постављају између навртке и подлоге (површине делова који се спајају) и главе завртња и подлоге у циљу:

- спречавања лабављења и раздвајања навојног споја,
- спречавања оштећења у виду хабања и пластичних деформација подлоге,
- спречавања савијања тела завртња (косе и кугласте подложне плочице),
- изолације,
- заптивања.

Стандардне плочице могу бити разних конструкционих облика. Постоје: равне, косе, кугласте, еластичне, зупчасте и лепезасте. Подложне плочице се израђују од челика, пластике, бакра и гуме, [3],[8].



Слика 17. Подложна плочица

3 Уздужно и попречно оптерећене везе

3.1 Уздужно оптерећене завртањске везе

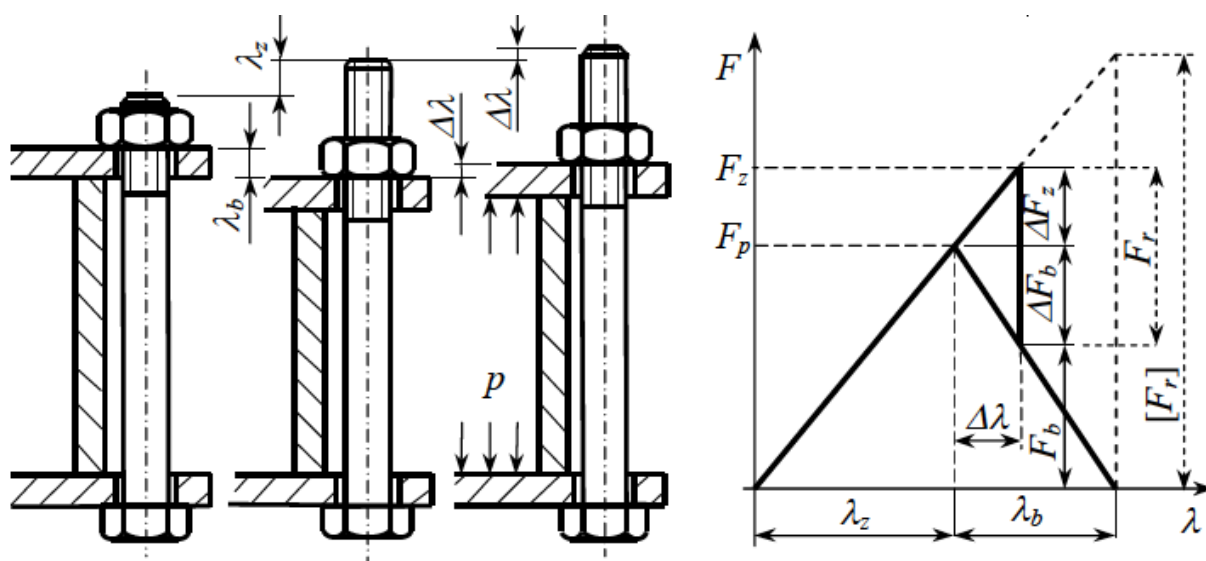
Радно оптерећење изражено радном силом F_r делује у правцу осе завртња. Ова сила раздваја спојене делове, а сила притезања то спречава (слика 18). Притезањем се завртањ истеже за величину $\lambda_z = F_p / c_z$, а спојени делови се скраћују, односно сабијају за $\lambda_b = F_p / c_b$, где су c_z и c_b крутост завртња и крутост спојених делова. Дејство радне силе F_p (на пример услед притиска p флуида у суду) доводи до даљег повећавања деформације завртња и до ослобађања деформација спојених делова за величину $\Delta\lambda$. Радна сила F_r се дели пропорционално крутостима на два дела ΔF_z и ΔF_b од којих један доводи до повећавања силе у завртњу F_z , а друга до смањења силе на додиру спојених делова F_b у односу на силу притезања F_p тј.

$$F_z = F_p + \Delta F_z = F_p + \frac{c_z}{c_z + c_b} F_r; \quad F_b = F_p - \Delta F_b = F_p - \frac{c_b}{c_z + c_b} F_r \quad (3.1)$$

Ако се повећа радна сила F_r , повећава се и сила у завртњу а смањује се сила на додиру спојених делова. Када сила F_b буде једнака нули долази до раздвајања спојених делова, а вредност ове радне силе јесте критична сила $[F_r]$.

$$F_b = F_p - \frac{c_b}{c_z + c_b} F_r = 0; [F_r] = F_p \frac{c_z + c_b}{c_b} = F_p \left(1 + \frac{c_z}{c_b} \right) \quad (3.2)$$

Степен сигурности против раздвајања везе је $S_r = \frac{[F_r]}{F_r}$. Ако се спојени делови раздвоје, при даљем порасту силе F_r повећава се зазор између спојених делова, а сила у завртњу повећава се пропорционално порасту силе F_r , односно $F_z = F_r$. Раздвајање везе може се спречити повећавањем крутости завртња у односу на крутост спојених делова или силе притезања [1].



Слика 18. Силе и деформације у уздужно оптерећеној завртањској вези

Завртањ уздужно оптерећене завртањске везе може да буде пластично деформисан при притезању дејством силе притезања F_p и момента T_n . Провером степена сигурности против пластичних деформација на крају процеса притезања оцењује се могућност појаве овог критичног стања. Даље се проверава степен сигурности завртња у раду. Ако је радна сила сталне величине тј. ако је приближно константна, степен сигурности против пластичних деформација у раду биће:

$$S = \frac{\sigma_{TM}}{\sigma}; \quad S = \frac{F_z}{A_{min}} = \frac{F_z}{A_s} \quad (3.3)$$

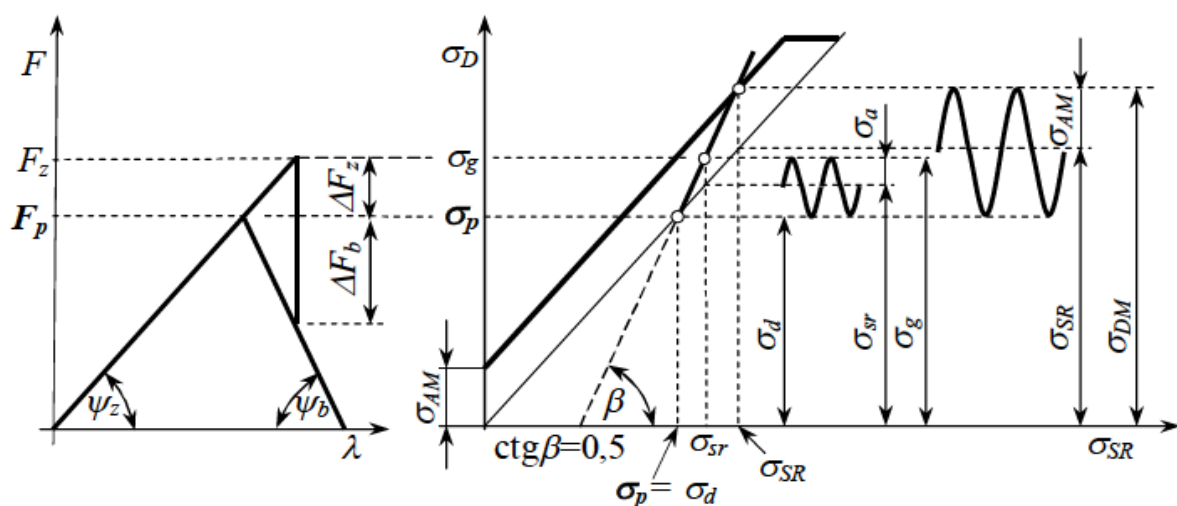
При динамичкој промени радне силе F_r , сила у завртњу се мења од силе остварене притезањем F_p до највеће вредности силе $F_z[1]$. Због тога се напон мења од σ_d до σ_g :

$$\sigma_d = \frac{F_p}{[A]} = \frac{F_p}{A_3}; \sigma_g = \frac{F_z}{[A]} = \frac{F_z}{A_3}; \sigma_{sr} = \frac{\sigma_g + \sigma_d}{2}; \sigma_a = \frac{\sigma_g - \sigma_d}{2}; \quad (3.4)$$

Сила притезања завртња је сталне величине па је и доња вредност напона константна тј. $\sigma_d = \text{const}$. При провери динамичког степена сигурности меродаван је критични пресек $[A]$. То је најмањи пресек са највећом концентрацијом напона. Он је пресек на месту додира завртња са првим навојком навртке. Величина овог попречног пресека одговара носећем пресеку A_3 . Изузетно, ломови могу настати на месту прелаза стабла и главе завртња или на стаблу где се завршава навојни део. На слици 19 је приказан однос радног и критичног напона динамички напрегнутог завртња који има степен сигурности у раду:

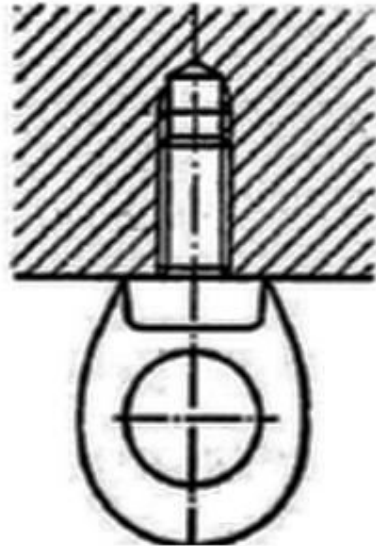
$$S_A = \frac{\sigma_{AM}}{\sigma_a}; \quad \sigma_{AM} = \sigma_A \xi_\beta \xi_1 \xi_2 \xi_3; \quad \sigma_a = \frac{\Delta F_z}{2A_3} \quad (3.5)$$

Степен сигурности завртња у раду би требало да буде већи од 1,25...2,5 у зависности од поузданости података на основу којих је одређен критични и радни напон [3].



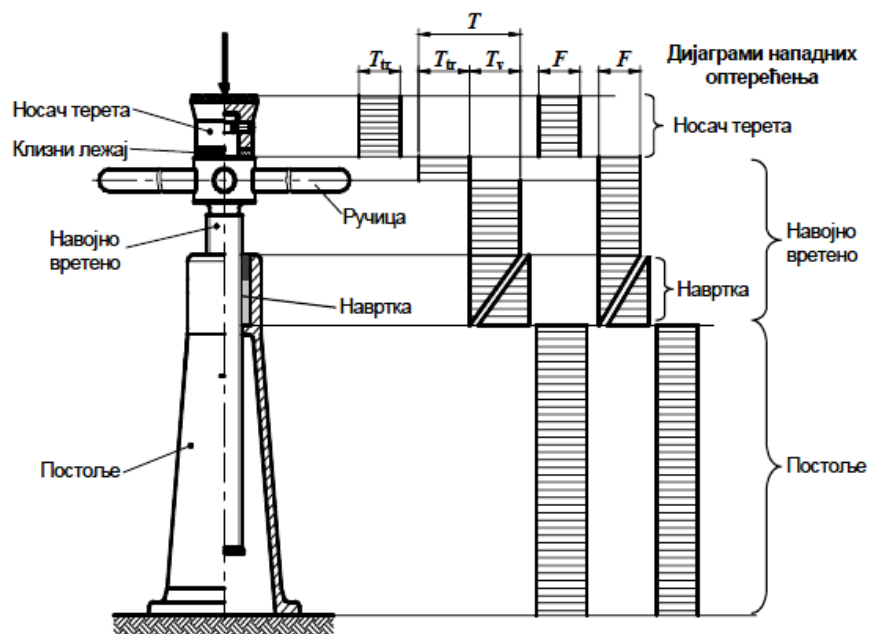
Слика 19. Однос радног и критичног напона динамички напрегнутог завртња

Најједноставнији прорачунски модел је пример завртња са ушком, који се користи за ношење терета. Код њега се под дејством силе терета F јавља напон на истезање, на основу кога се рачуна минимални пречник језгра завртња.



Слика 20. Завртња са ушком за преношење терета [11]

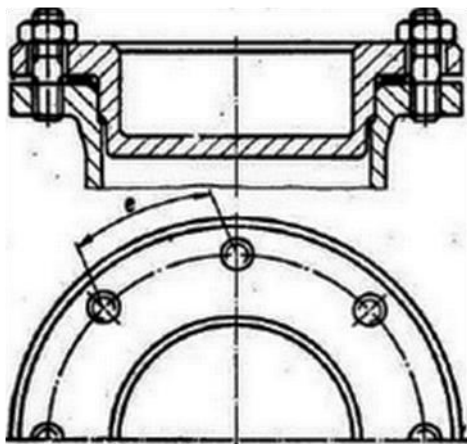
У другом примеру (слика 21) навојно вретено је оптерећено сталном уздужном силом F , као и у првом случају, с' том разликом што се вретено притеже обртним моментом T под оптерећењем.



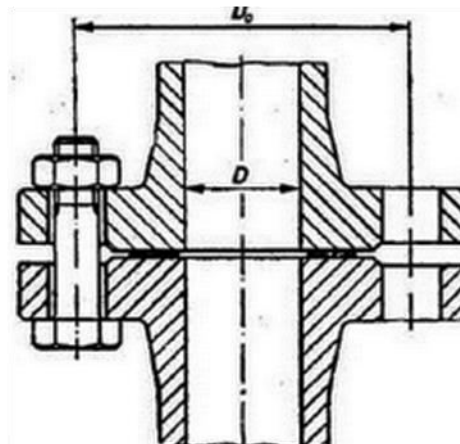
Слика 21. Дизалица са вретеном

На слици 21 десно је приказан дијаграм аксијалних сила F и дијаграм момената T_{tr} . T_v је момент потребан за савладавање отпора трења носача терета који се не окреће по вретену, које се окреће, [3], [4].

У трећем случају оптерећења завртња уздужном силом (слике 22 и 23), радна сила F има променљиви карактер.



Слика 22. Веза цилиндра и поклопца завртња



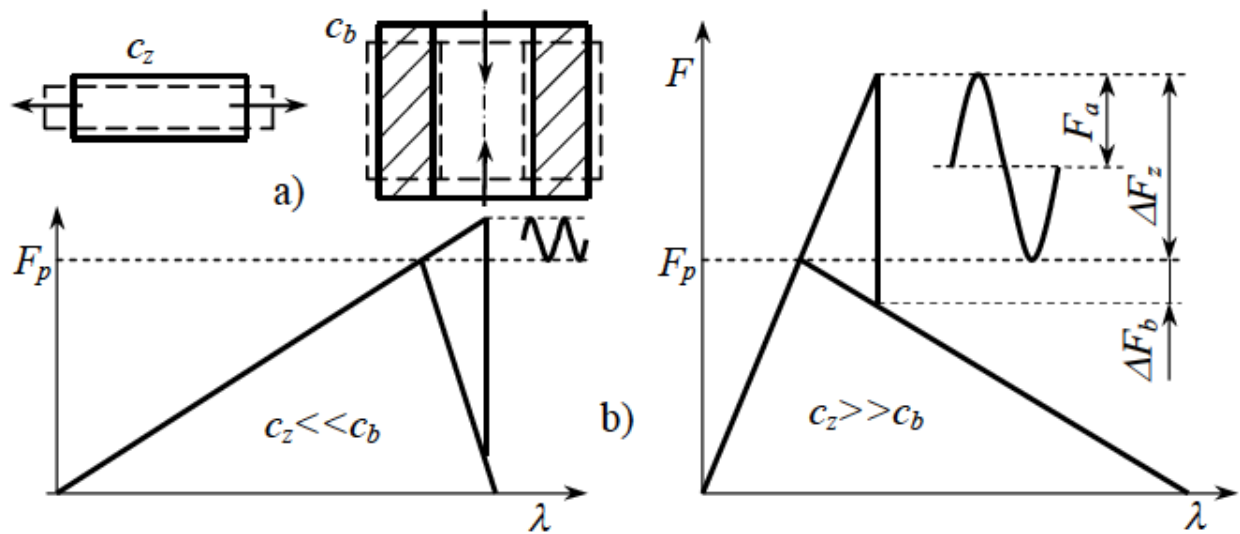
Слика 23. Веза цеви завртњима по ободу [3]

3.1.2 Крутост завртња и спојених делова

Крутост завртња и спојених делова представља силу која је потребна да оствари јединичну деформацију истезања завртња тј. сабијања спојених делова. Ова крутост је пропорционална величини попречног пресека A и модулу еластичности E , а обрнуто је пропорционална дужини, тј. крутост $c = \frac{AE}{l}$. Крутост се може мењати променом дужине l , а величина попречног пресека A је одређена на основу других услова. Завртњи који имају већу дужину су еластичнији (мање су крутости) и обрнуто. На слици 24 приказан је карактер деформација при сабијању спојених делова и затезању завртња. Такође је приказан и утицај промене односа крутости спојених делова и завртња на односе сила у завртањској вези.

Ако је завртањ мале крутости (еластичан) у односу на спојене делове $c_z \ll c_b$ онда је мали део силе F_r коју преноси завртањ и мала је сила на додиру спојених делова F_b . Овакво стање је погодно у случају када је неопходно заштитити завртањ од динамичких сила које могу довести до замора. У другом случају (слика 24б), када је $c_z \gg c_b$, завртањ тада преноси много већи део радне силе, где је сила на додиру спојених делова F_b такође велика. Овакво стање је погодно када је потребна велика сила F_b за заптивање, посебно када није променљива радна сила.

Одређивање крутости спојених делова и завртња заснива се на примени основног обрасца за аксијалну крутост $c = \frac{AE}{l}$, којим се обухвата запремина материјала која је изложена еластичним деформацијама.



Слика 24. Утицај односа крутости завртња и спојених делова на расподелу сила у завртањској вези

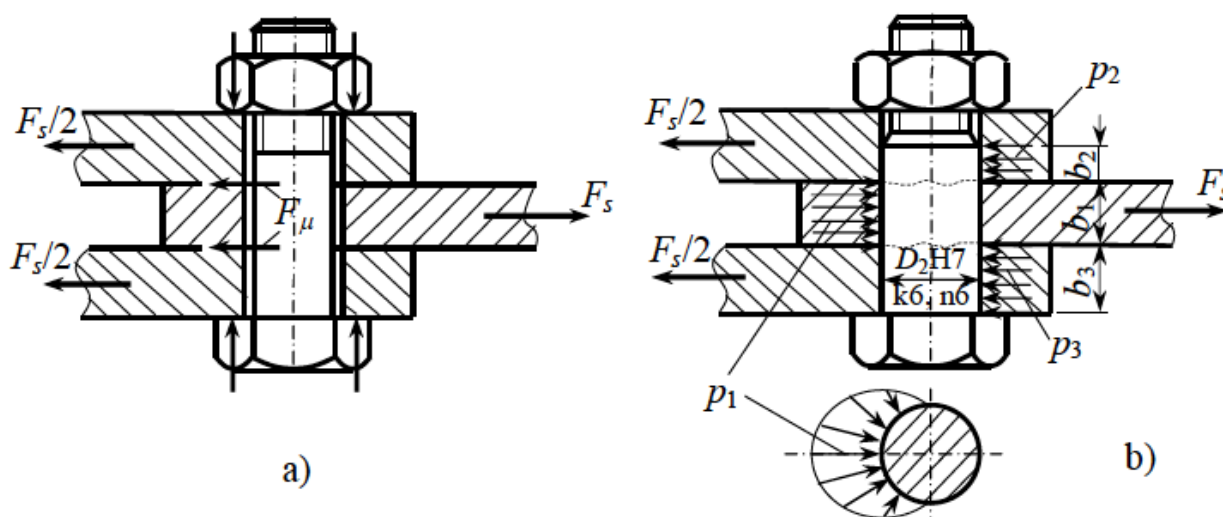
Код завртња анализира се део стабла између главе и навртке. Код мањих дужина треба рачунати и утицај еластичних деформација у навртци и главе завртња. Пошто пресек завртња може да се промени, одређује се крутост посебно за сваки пресек, а укупна се добија сабирањем реципрочних вредности. Код спојених делова подручје које је захваћено деформацијама се шири у виду конуса са углом α ($\tan \alpha = 0,4 \div 0,5$). Ако је мала дебљина спојених делова, овај конус се може апроксимирати цилиндром. Код већих дебљина спојених делова морају се користити одговарајући модели за одређивање ове крутости [1],[3]. Ако је деформационо стање сложено, подручје које је захваћено деформацијама дели се на секције и може се израчунати еквивалентна крутост [3].

3.2 Попречно оптерећене завртањске везе

Радно оптерећење, односно сила F_s , делује поперечно на осу завртња. Померање (клизање) спречава сила трења F_μ која се добија притезањем завртња и остваривањем силе F_b на додиру спојених делова. Сила трења F_μ мора бити већа од поперечне силе F_s за степен сигурности против клизања $S_\mu = 1,2 \div 1,8$. Ако је у додиру више површина (слика 25 а – $i=2$), онда се добија:

$$iF_b\mu = S_\mu F_s; \quad F_b = \frac{S_\mu F_s}{i\mu}; \quad F_b = \xi_p F_b; \quad (3.6)$$

Самоодвртање и лабављење се мења увећавањем силе притезања, где је фактор притезања $\xi_p = 1,5 \div 2$ за статичке силе F_s , и $\xi_p = 2 \div 4$ за динамичке силе као и за везе које су изложене вибрацијама. Прорачун неподешених завртањских веза своди се на проверу степена сигурности против пластичних деформација завртња на крају процеса притезања. За израду неподешених завртањских веза користе се завртњи грубе класе С и они се уграђују у грубо обрађен отвор са великим зазором [2].



Слика 25. Попречно оптерећене завртањске везе: а) неподешене, б) подешене [7]

Подешене завртањске везе (слика 25б) остварују се коришћењем завртња за тачно налагање. Отвор и завртањ прецизно се обрађују и формирају неизвесно налагање, што их чини скупљим од неподешених. Оптерећење се преноси смицањем стабла завртња и притиском на додирне површине стабла.

$$\tau = \frac{F_s}{iA} = \frac{4F_s}{iD_2^2\pi} \leq \tau_{s\,doz}; \quad p_1 = \frac{F_s}{b_1D_2} \leq p_{doz}; \quad p_2 = \frac{F_s}{2b_2D_2} \leq p_{doz}; \quad (3.7)$$

Дозвољени напон смицања креће се у границама:

- За статичко оптерећење

$$\tau_{s\,doz} = \frac{R_e}{S} = \frac{R_e}{1,7} = 0,6R_e \quad (3.8)$$

- За једносмерно променљиво динамичко оптерећење

$$\tau_{s\,doz} = \frac{R_e}{S} = \frac{R_e}{2} = 0,5R_e \quad (3.9)$$

- За наизменично променљиво динамичко оптерећење

$$\tau_{s\,doz} = \frac{R_e}{S} = \frac{R_e}{2,5} = 0,4R_e \quad (3.10)$$

За прорачун се може користити и степен сигурности против разарања завртањске везе услед смицања:

$$S_\tau = \frac{[\tau]}{\tau} \geq S_{min} = 1,5 \div 2 \quad (3.11)$$

Критични напон завртња $[\tau]$ је напон течења $\tau_T=0,7R_e$ за статичко напрезање односно динамичка издржљивост τ_{SD} за динамичко напрезање.

Код површинског притиска проверава се највећи притисак p_1 , p_2 или p_3 у односу на p_{doz} за слабије материјале у додиру. Дозвољени површински притисак делова у додиру креће се у границама:

- За статичко оптерећење

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

- За једносмерно или наизменично променљиво динамичко оптерећење

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

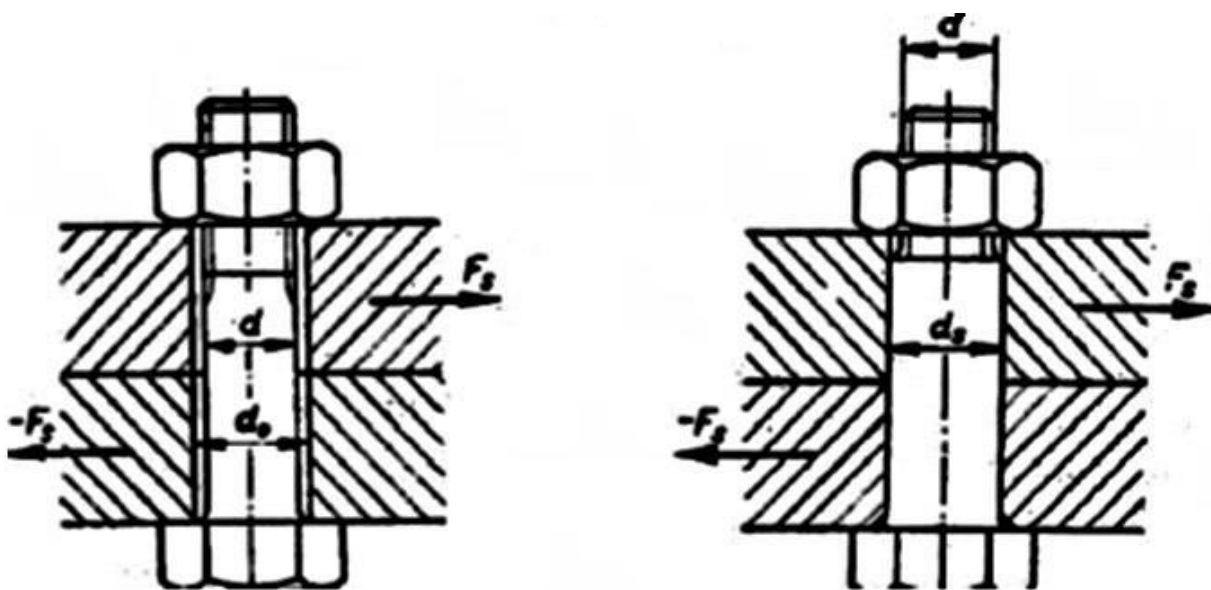
Меродавна је граница течења R_e , односно затезна чврстоћа R_m за слабији материјал у додиру.

За делове од кртих материјала (на пример сиви лив) узима се $p_{doz} = 1,5 \cdot R_m$ за статичко оптерећење односно $p_{doz} = 1,2 \cdot R_m$ за динамичко оптерећење.

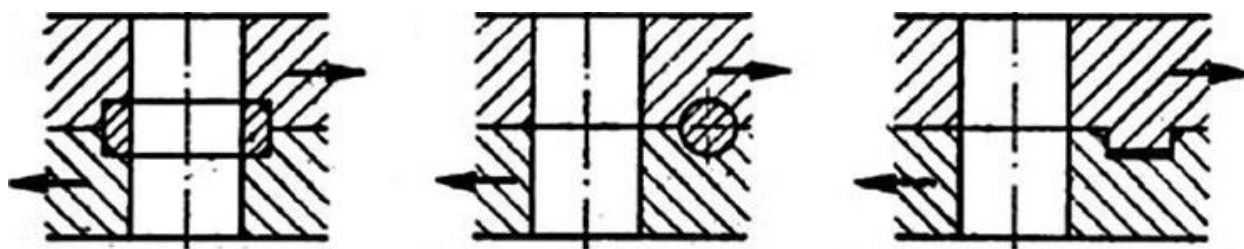
Смицајно оптерећене завртањске везе се мало притежу, највише до $\sigma_p = 0,2 \sigma_{TM}$.

У зависности од веза са неподешеним и подешеним завртњима, тело завртња може бити изложено:

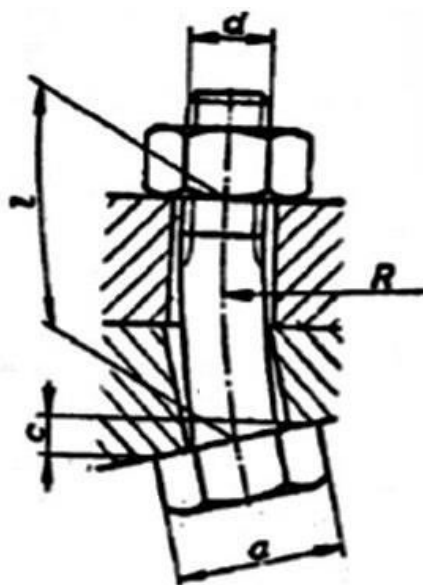
- истезању услед силе притезања која обезбеђује немогућност међусобног померања спојених плоча,
- смицању услед попречних сила.



Слика 26. Неподешени и подешени завртањ изложен силама



Слика 27. Средства за растерећење завртња од попречних сила



Слика 28. Завртањ деформисан под утицајем савијања услед тзв.нередовних сила

4 Групне завртањске везе

Групну завртањску везу чини више завртња односно група завртња за преношење истог оптерећења. Код групне завртањске везе, морају бити испуњени следећи услови:

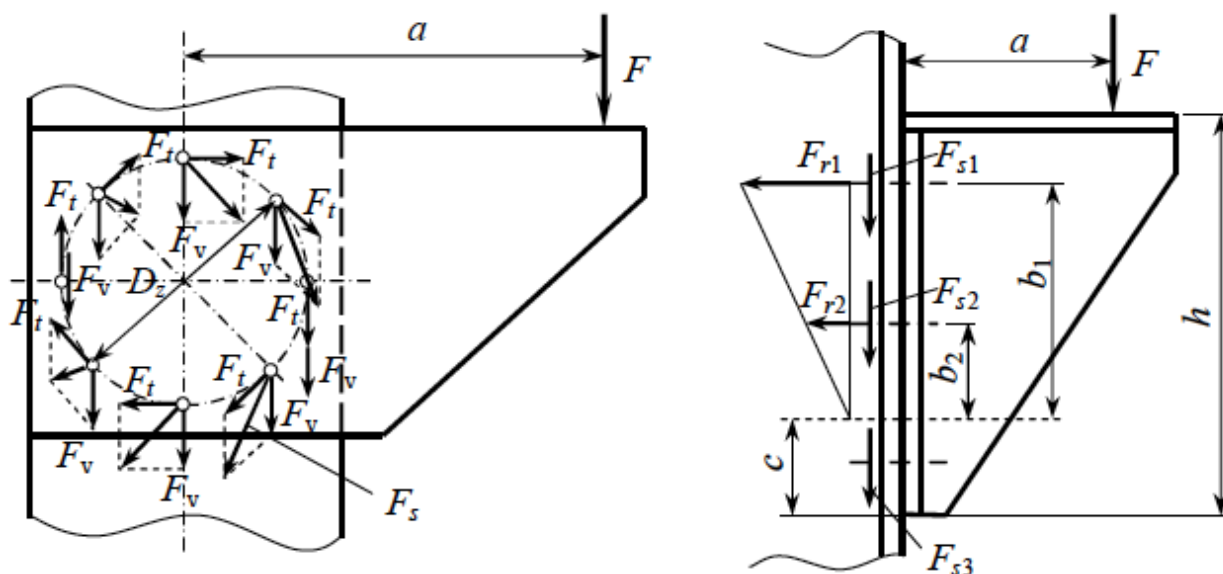
- Сви завртњеви требало би да буду истог облика и димензија,
- Да су сви завртњеви симетрично распоређени (по кругу и на истом међусобном растојању, квадрату, по правоугаонику и друго),
- Димензионисање завртњева изводи се према најоптерећенијем завртњу,
- Да су сви завртњеви притегнути истом силом,
- Притезање завртњева при монтажи врши се постепено и по тачно одређеном редоследу,
- Погодније је применити већи број завртња мањих димензија него мањи број завртња већих димензија,[1],[2].

4.1 Уздужно и попречно оптерећене групне завртањске везе

Код уздужно оптерећених веза сила се најчешће равномерно распоређује на све завртње. Нападна линија, управна на додирну раван силе F_R , пролази кроз тежиште пресека групне везе. Код неподешених попречно оптерећених завртањских веза расподела на све завртње је такође равномерна ($\xi_r=1$). Код подешених завртањских веза расподела је веома неравномерна, $F_s=(F_R/z)\xi_r$, а фактор неравномерности расподеле оптерећења $\xi_r=1,3\dots 1,5$ па и више, зависно од тачности израде. Потреба за високом прецизношћу израде и неравномерна расподела оптерећења су разлози због којих се подешене завртањске везе углавном не користе код групних веза. Као појединачне, знатно су веће носивости у поређењу са неподешеним.

Врло чест случај попречно оптерећене групне завртањске везе је веза полутки спојница. Ако спојница преноси обртни момент T , а завртњи су распоређени на пречнику D , онда попречна сила по сваком завртњу F_{s1} износи:

$$F_{s1} = \frac{2T}{z \cdot D} \cdot \xi_r \quad (4.1)$$



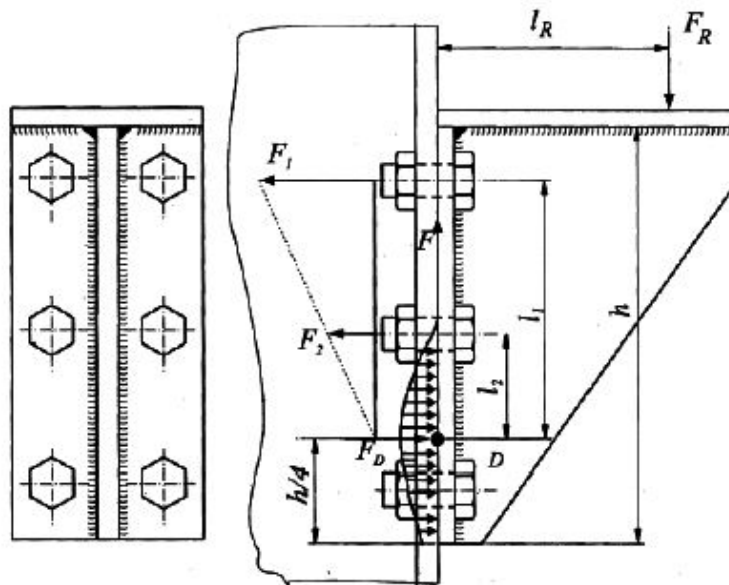
Слика 29. Комбиновано оптерећење групне завртањске везе

Комбиновано оптерећене завртањске везе могу бити изложене дејству више уздужних или више попречних сила, као и комбинованом дејству уздужних и попречних сила. На левој слици приказана је попречно оптерећена завртањска веза код које се сила F равномерно расподељује у вертикалном правцу на свих z завртњева ($F_v = F/z$). Осим тога, ова сила остварује и моменат који ствара и другу компоненту $F_t = 2 \cdot F \cdot a / z \cdot D_z$. Пошто је резултујућа попречна сила F_s различита, проверава се најоптерећенији завртањ. Ако је завртањска веза изложена и уздужној и попречној сили (слика десно), попречна се равномерно расподељује на завртње ($F_{si} = F/z$), док је уздужна F_{ri} пропорционална растојању од центра ротације $F_{r1} : F_{r2} = b_1 : b_2$, уз услов равнотеже $F_a = F_{r1} b_1 + F_{r2} b_2$. Растојање центра (осе) ротације s од краја спојених делова зависи од крутости на савијање спојених делова. За апсолутно круте спојене делове ово растојање би било $s=0$. Најнеповољније стање је за $s = h/4$ које реално није оствариво јер су делови обично повећане флексионе крутости [3].

4.2 Сложено оптерећене завртањске везе

Код сложено оптерећених завртањских веза обично се користе завртњи са шестоугаоном главом. Сложене попречно оптерећене завртањске везе изложене су у исто време и уздужним и попречним силама. За дату завртањску везу конзоле за носећу конструкцију попречна сила F_R налази се на растојању l_R од носеће конструкције. Завртањска веза је такође оптерећена и моментом превртања $M = F_R \cdot l$ који тежи да раздвоји конзолу од носеће конструкције.

У доњем делу конзоле јавља се притисак услед момента M чија величина зависи од величине силе притезања завртња. Попречна сила F_R се равномерно оптерећује на све завртње. У завртњима изнад тачке превртања D јавља се оптерећење уздужним силама, а у самој тачки превртања D јавља се притисна сила F_D . Тачка превртања D налази се приближно на $h/4$ од доње ивице конзоле, где је h висина конзоле.



Слика 30. Сложено оптерећена групна завртањска веза [2]

На основу односа моментне једначине за тачку D, са слике 30, следи:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{l_1}{l_2}; \quad M = F_R \cdot l_R = F_1 \cdot l_1 \cdot z_1 + F_2 \cdot l_2 \cdot z_2 \quad (4.2)$$

Где су z_1 и z_2 број завртња у једном реду (на слици је $z_1 = z_2 = 2$).

Силе оптерећења завртњева износе:

$$F_1 = \frac{F_R \cdot l}{z} \cdot \frac{l_1}{l_1^2 + l_2^2}; \quad F_2 = \frac{F_R \cdot l}{z} \cdot \frac{l_2}{l_1^2 + l_2^2} \quad (4.3)$$

Код уградње n реда завртњева на растојању $l_1, l_2, \dots, l_n$ од тачке D, највећа уздужна сила F_{max} меродавна за прорачун износи:

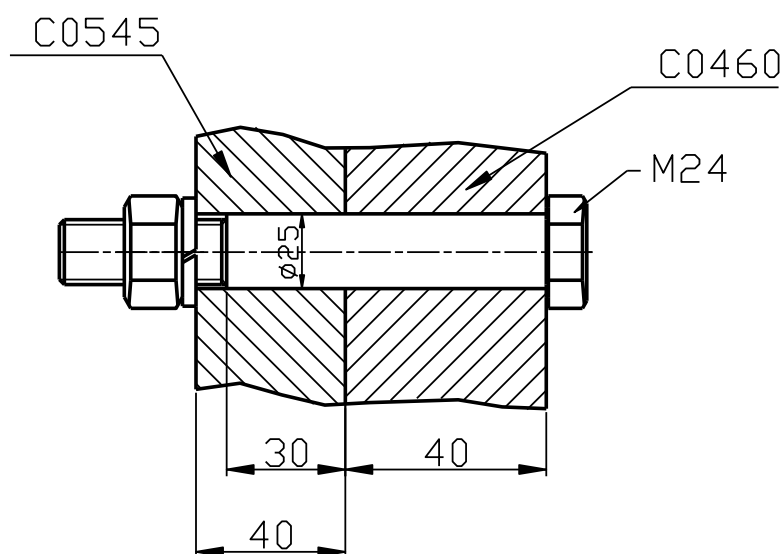
$$F_{max} = \frac{F \cdot l}{z} \cdot \frac{l_1}{l_1^2 + l_2^2 + \dots + l_n^2} \quad (4.4)$$

За остваривање ове везе користе се завртњеви за тачно налегање (DIN 7968) и завртњеви са шестоугаоном главом (DIN 7990). Код прорачуна ових веза проверава се затезање најоптерећенијег завртња услед силе F_{max} одређене према (4.4), смицање и површински притисак између стабла завртња и спојених делова.

5 Примери прорачуна групних завртањских веза

1. ЗАДАТАК

Одредити број завртњева потребних за спајање обода спојнице ако су исти распоређени по кругу пречника 330 mm. Прорачун броја завртњева извршити у односу на оптерећење на смицање завртња. Материјал завртња је 4.6, фактор неравномерности расподеле оптерећења је 1,4, а потребна вредност степена сигурности против разарања при смицању има вредност 2,5. Обртни момент, који преноси спојница, износи 18500 Nm.



Решење:

Подаци:

За навој M24, из табеле 1.2.2[1] налазе се мере навоја:

$d=24$ mm – називни пречник,

$P=3$ mm – корак навоја,

$d_3=20,320$ mm – пречник језгра,

$H_1=1,624$ mm – дубина ношења,

$A_3=324$ mm² - пресек језгра,

$A_5=353$ mm² – ефективни пресек,

$\varphi=2,48^\circ$ - угао нагиба.

1. Обимна сила на пречнику D_o по коме су распоређени завртњи:

$$F_t = \frac{2T}{D_o} = \frac{2 \cdot 18500 \cdot 10^3}{330} = 112121,21 \text{ N} = F$$

2. Вредност критичног напона:

$$[\tau] = \tau_t = 150 \text{ МПа (табела 1.4.1 [1])}$$

3. Дозвољен напон:

$$\tau_{doz} = \frac{[\tau]}{S_\tau} = \frac{150}{2,5} = 60 \text{ МПа}$$

4. Напон на смицање:

$$\tau \leq \tau_{doz}$$

$$\tau = \frac{F_s}{i \cdot A_{sm}} = \frac{F_r \cdot \xi r}{i \cdot z \cdot A_{sm}} \leq \tau_{doz}$$

5. Попречна сила по једном завртњу:

$$F_s = \frac{F_r \cdot \xi r}{z}$$

6. Површина изложена смицању:

$$A_{SM} = \frac{\pi d_{sm}^2}{4} = \frac{25^2 \pi}{4} = 490,87 \text{ mm}^2$$

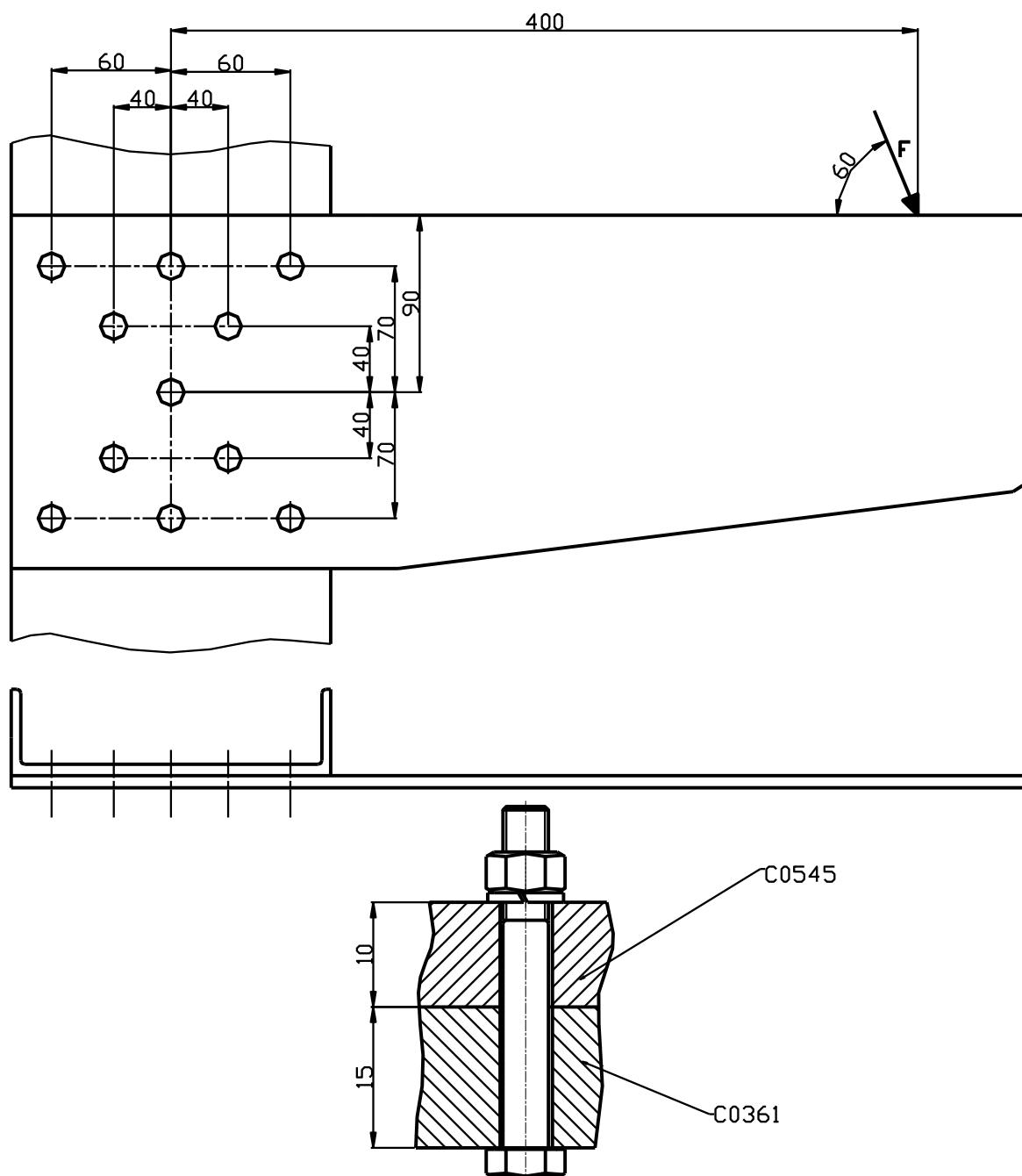
7. Потребан број завртњева:

$$z \geq \frac{F_r \cdot \xi r}{i \cdot A_{sm} \cdot \tau_{doz}} = \frac{112121,21 \cdot 1,4}{1 \cdot 490,87 \cdot 60}$$

$z > 5,33 \Rightarrow$ Усвојени број завртања: **$z=6$**

2. ЗАДАТАК

Конзола оптерећена силом $F=5\text{ kN}$ према слици, везана је помоћу завртњева **M16** за подлогу. Потребно је проверити степене сигурности завртањске везе. Дати коментар резултата. Материјал завртњева је **8.8**. Коефицијенти трења су: на додирним површинама делова који се спајају и на додиру навртке и подлоге **0,2**, а у навојима **0,14**. Фактор притезања је **2**. Степен сигурности против клизања усвојити **1,5**.



Решење:

Подаци:

$F=5 \text{ kN}$ – сила,

Завртањ M16; материјал 8.8.

$\mu=0,2$ – коефицијент трења на додиру навртке и подлоге,

$\mu_0=0,14$ – коефицијент трења у навојима,

$\xi_p=2$ – фактор притезања,

$S_\mu=1,5$ – степен сигурности против клизања

1. Пројекције силе F :

$$F_H = F \cdot \cos 60^\circ = 5 \cdot \cos 60^\circ = 2,5 \text{ kN} = 2500 \text{ N}$$

$$F_V = F_s \cdot \sin 60^\circ = 5 \cdot \sin 60^\circ = 4,33 \text{ kN} = 4330 \text{ N}$$

2. Момент за тежиште везе:

$$M = F_H \cdot 90 + F_V \cdot 400 = 2500 \cdot 90 + 4330 \cdot 400$$

$$M = 1957000 \text{ Nmm} = 1957 \text{ Nm}$$

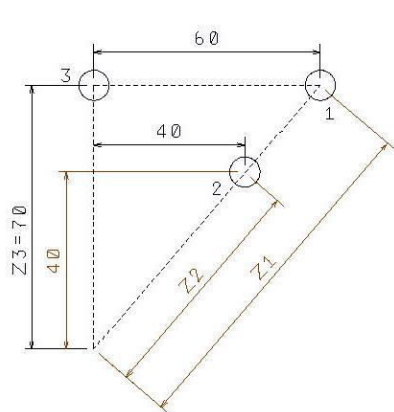
3. Силе по једном завртњу услед силе F :

$$F_V' = \frac{F_V}{2} \cdot \xi_r = \frac{4330}{11} \cdot 1 = 393,64 \text{ N}$$

$$F_H' = \frac{F_H}{2} \cdot \xi_r = \frac{2500}{11} \cdot 1 = 227,27 \text{ N}$$

4. Силе у завртњима које потичу од момента

а. Растојања завртња од тежишта везе:



$$r_1 = \sqrt{70^2 + 60^2} = 92,195 \text{ mm}$$

$$r_2 = \sqrt{40^2 + 40^2} = 56,566 \text{ mm}$$

$$r_3 = 70 \text{ mm}$$

$$\sum r_i^2 = 4 r_1^2 + 4 r_2^2 + 2 r_3^2 = 4 \cdot 92,195^2 + 4 \cdot 56,566^2 + 2 \cdot 70^2$$

$$\sum r_i^2 = 56598,52 \text{ mm}^2 = 0,0566 \text{ m}^2$$

$$F_i = \frac{M \cdot r_i}{\sum r_i^2} \xi_r$$

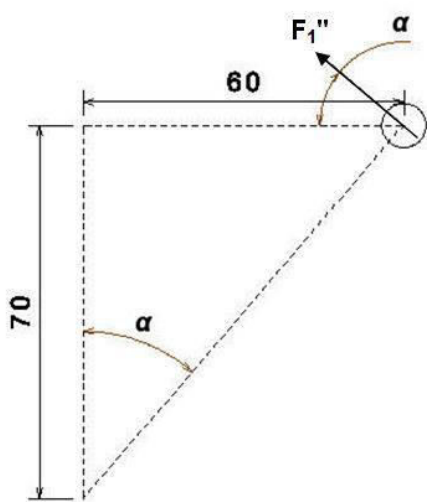
$$F_1'' = \frac{M \cdot r_1}{\sum r_i^2} = \frac{19570000 \cdot 92,195}{56598,52} = 3187,815 \text{ N}$$

$$F_2'' = \frac{M \cdot r_2}{\sum r_i^2} = \frac{19570000 \cdot 56,566}{56598,52} = 1955,876 \text{ N}$$

$$F_3'' = \frac{M \cdot r_3}{\sum r_i^2} = \frac{19570000 \cdot 70}{56598,52} = 2420,381 \text{ N}$$

$$F''_{max} = F_1'' = 3187,815 \text{ N}$$

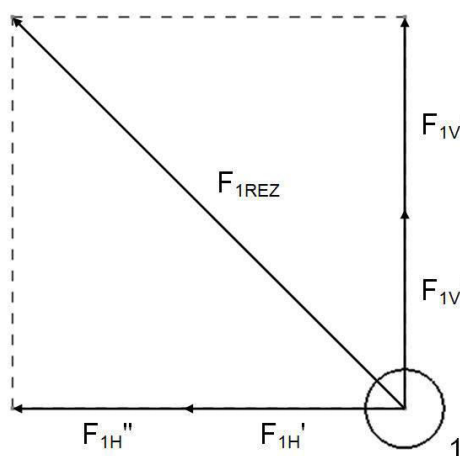
$$\tan \alpha = \frac{60}{70} = 0,8571 \rightarrow \alpha = 40,601^\circ$$



$$F''_{1H} = F_1'' \cdot \cos \alpha = 3187,815 \cdot \cos 40,601^\circ = 2420,37 \text{ N}$$

$$F''_{1V} = F_1'' \cdot \sin \alpha = 3187,815 \cdot \sin 40,601^\circ = 2074,59 \text{ N}$$

6. Резултујућа попречна сила у најоптерећенијем завртњу (завртњу 1):



$$F_1^V = F_{1V}' + F_{1V}'' = 393,64 + 2074,59$$

$$F_1^V = 2468,23 \text{ N}$$

$$F_1^H = F_{1H}' + F_{1H}'' = 227,27 + 2420,37$$

$$F_1^H = 2647,64 \text{ N}$$

$$F_{1rez} = \sqrt{F_1^{V^2} + F_1^{H^2}} = \sqrt{2468,23^2 + 2647,64^2} = 3619,69 \text{ N}$$

$$F_s = F_{1rez} = 3619,69 \text{ N}$$

5. Потребна вредност силе на додиру спојених делова:

$$F_b = \frac{S_\mu \cdot F_s}{i \cdot \mu_0} = \frac{1,5 \cdot 3619,69}{1 \cdot 0,2} = 27147,68 \text{ N}$$

6. Потребна сила притезања:

$$F_p = \xi_p \cdot F_b = 2 \cdot 27147,68 = 54295,35 \text{ N}$$

За навој M16, из табеле 1.2.2 [1] налазе се мере навоја:

$P = 2 \text{ mm}$ – корак навоја,

$d_2 = 14,701 \text{ mm}$ – средњи пречник,

$d_3 = 13,546 \text{ mm}$ – пречник језгра,

$A_s = 157 \text{ mm}^2$ – ефективни пресек,

$\varphi = 2,48^\circ$ - угао нагиба.

$$d_s = \frac{d_2 + d_3}{2} = \frac{14,701 + 13,546}{2} = 14,1235 \text{ mm}$$

$$W_p = \frac{d_s^3 \pi}{16} = \frac{14,1235^3 \pi}{16} = 553,168 \text{ mm}^3$$

Карактеристике завртња из табеле 1.4.1 [1] за материјал 8.8:

$R_E = 640 \text{ MPa}$ – граница развлачења,

$\tau_T = 390 \text{ MPa}$ – критични напон смицања,

$\xi_T = 1,1$; $\xi_{1z} = 0,982$; $\xi_{1t} = 0,978$ – фактори.

7. Вредности критичних напона:

$$R_{EM} = R_E \cdot \xi_{1z} \cdot \xi_T = 640 \cdot 0,982 \cdot 1,1 = 691,328 \text{ MPa}$$

$$\tau_{TM} = \tau_T \cdot 0,978 \cdot 1,1 = 419,562 \text{ MPa}$$

8. Момент отпора у навојном пару:

$$T_n = F_p \frac{d_2}{2} \tan(\varphi + \rho_n) = 54295,35 \cdot \frac{14,701}{2} \tan(2,48^\circ + 9,183^\circ)$$

$$T_n = 82380,473 \text{ N}$$

$\alpha = 60^\circ$ за метрички (М) навој.

$$\rho_n = \arctan \frac{\mu}{\cos(\alpha/2)} = \arctan \frac{0,14}{\cos(60^\circ/2)} = 9,183^\circ$$

9. Вредности радних напона:

$$\sigma = \frac{F_p}{A_s} = \frac{54295,35}{157} = 345,830 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{T_n}{W_p} = \frac{82380,473}{553,168} = 148,925 \text{ MPa}$$

10. Парцијални степени сигурности:

$$S_\sigma = \frac{R_{EM}}{\sigma} = \frac{691,328}{345,830} = 1,999$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{TM}}{\tau} = \frac{419,562}{148,925} = 2,817$$

11. Укупни степен сигурности:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{1,999 \cdot 2,817}{\sqrt{1,999^2 + 2,817^2}} = 1,63 > S_{min} = 1,25 - \text{Задовољава!}$$

3. ЗАДАТАК

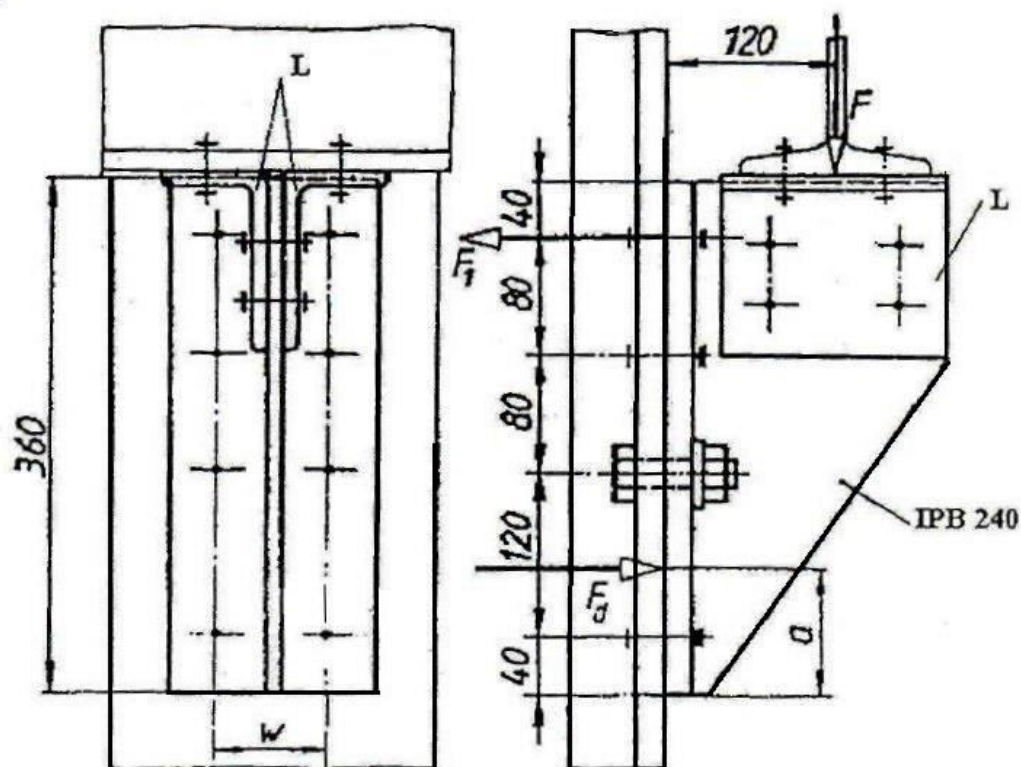
Веза профила остварена је помоћу подешених завртњева М16 распоређених према слици. Потребно је према датом оптерећењу ($F=140\text{ kN}$) проверити степен сигурности завртњева којима се везује конзола за вертикални профил (број завртњева $z=8$).

а) одредити положај тачке превртања,

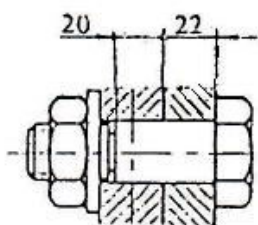
б) одредити силе у завртњевима,

в) проверити степен сигурности најоптерећенијег завртња.

Материјал завртња је 6.9, навој је израђен резањем. Материјал профила је Č0370.



Скица завртња у вези:



Решење:

Подаци:

За навој М16, из табеле 1.2.2 [1] налазе се мере навоја:

$d = D = 16 \text{ mm}$ – називни пречник,

$P = 2 \text{ mm}$ – корак навоја,

$d_2 = 14,701 \text{ mm}$ – средњи пречник,

$d_3 = 13,546 \text{ mm}$ – пречник језгра,

$A_3 = 144 \text{ mm}^2$ - пресек језгра,

$A_5 = 157 \text{ mm}^2$ – ефективни пресек.

Пречник стабла завртња меродован за прорачун:

$D_2 = 17,2 \text{ mm}$ – пречник ненавојног дела стабла (Табела 1.5.1, [1])

$$d_{SM} = D_2 - 2 \cdot 0,1 = 17,2 - 2 \cdot 0,1 = 17 \text{ mm}$$

Карактеристике завртња из табеле 1.4.1, [1] за материјал 6.9 :

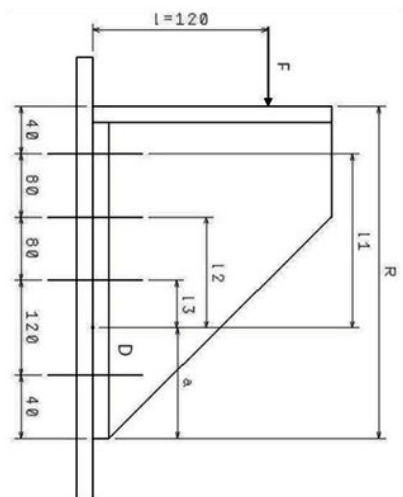
$R_e = 540 \text{ MPa}$ – граница развлачења,

$\tau_T = 340 \text{ MPa}$ – критични напон смицања,

$\xi_T = 1,1$; $\xi_{1z} = 0,982$ – фактори.

1. Положај тачке превртања:

$$l = 40 + 80 + 80 + 120 + 40 = 360 \text{ mm}$$



$$a = \frac{l}{4} = \frac{360}{4} = 90 \text{ mm}$$

1.1 Растојање завртњева од тачке превртања:

$$l_3 = (40 + 120) - a = 160 - 90 = 70 \text{ mm}$$

$$l_2 = l_3 + 80 = 70 + 80 = 150 \text{ mm}$$

$$l_1 = l_2 + 80 = 150 + 80 = 230 \text{ mm}$$

2. Силе у завртњима:

2.1 Попречна сила по једном завртњу:

$$F_s = \frac{F}{2} = \frac{140}{2} = 17,5 \text{ kN}$$

2.2 Момент превртања:

$$M = F \cdot l = 140 \cdot 120 = 16800 \text{ Nmm}$$

2.3 Уздужне силе у завртњевима:

$$z_1 = 2 \text{ (број завртњева у једном реду)}$$

$$F_1 = \frac{F \cdot l}{z_1} \cdot \frac{l_1}{l_1^2 + l_2^2 + l_3^2} = \frac{140 \cdot 120}{2} \cdot \frac{230}{230^2 + 150^2 + 70^2}$$

$$F_1 = 24,06 \text{ kN}$$

$$F_2 = \frac{F \cdot l}{z_1} \cdot \frac{l_2}{l_1^2 + l_2^2 + l_3^2} = \frac{140 \cdot 120}{2} \cdot \frac{150}{230^2 + 150^2 + 70^2}$$

$$F_2 = 15,69 \text{ kN}$$

$$F_3 = \frac{F \cdot l}{z_1} \cdot \frac{l_3}{l_1^2 + l_2^2 + l_3^2} = \frac{140 \cdot 120}{2} \cdot \frac{70}{230^2 + 150^2 + 70^2}$$

$$F_3 = 7,32 \text{ kN}$$

$$F_{max} = F_1 = 24,06 \text{ kN}$$

3. Напони у завртњима:

3.1 Напон услед затезања (услед претходног притезања и услед радне силе)

$$S_\sigma = \sigma_p + \frac{F_{max}}{A_s}$$

3.2 Нормалан напон услед притезања:

$$\sigma_p \approx 0,2 \cdot R_e = 0,2 \cdot 540 = 108 \text{ MPa}$$

3.3 Критични напон:

$$R_{EM} = R_e \cdot \xi_1 \cdot \xi_T = 540 \cdot 0,982 \cdot 1,1 = 583,3 \text{ MPa}$$

3.4 Степен сигурности

$$S_{\sigma} = \frac{R_{EM}}{\sigma_z} = \frac{583,3}{261,25} = 2,23 > 1,5$$

4. Напон услед смицања стабла завртња:

4.1 Сила смицања по једном завртњу:

$$F_S = \frac{F}{2} = \frac{140}{2} = 17,5 \text{ kN}$$

4.2 Површина попречног пресека завртња изложеног смицању:

$$A_{SM} = \frac{\pi \cdot d_{SM}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 17^2}{4} = 227 \text{ mm}^2$$

4.3 Напон услед смицања:

$$\tau_S = \frac{F_S}{i \cdot A_{SM}} = \frac{17,5 \cdot 10^3}{1 \cdot 227} = 77,09 \text{ MPa}$$

$i = 1$ – број пресека завртња изложених смицању

4.4 Критични напон смицања:

$$[i] = \tau_T = 340 \text{ MPa}$$

4.5 Степен сигурности услед смицања:

$$S_{\tau} = \frac{[i]}{\tau} = \frac{340}{77,09} = 4,41 > 1,5$$

5. Површински притисак на додиру стабла завртња и спојених делова:

$$p = \frac{F_S}{D_{2-b}} = \frac{17,5 \cdot 10^3}{17 \cdot 20} = 51,47 \text{ MPa}$$

6. Минимална вредност границе развлачења:

$$R_{e_{min}} = \min (230 \text{ MPa}; 540 \text{ MPa}) = 230 \text{ MPa}$$

Граница развлачења за материјал Č0370 из табеле 11.2.1 [1]:

$$R_e = 230 \text{ MPa}$$

7. Вредност критичног напона при површинском притиску:

$$P_T = 1,2 \cdot R_{e_{min}} = 1,2 \cdot 230 = 276 \text{ MPa}$$

8. Степен сигурности при површинском притиску:

$$S_T = \frac{P_T}{p} = \frac{276}{51,47} = 5,36 > S_{T_{min}} = 2$$

6. ЗАКЉУЧАК

Групне завртањске везе су већ дуги низ година у употреби, па и у данашњој индустрији имају веома широку примену. Могло би се рећи да се завртањске везе користе у многим делатностима и да су заступљене практично код сваке машине или машинске конструкције, и од њих се захтева висок степен поузданости у раду. Основна намена завртањских веза је међусобно повезивање два или више машинских дела, са циљем остваривања одговарајућег међусобног односа међу деловима, остваривање потребне силе међу деловима и слично. Њиховим отказом могу настати катастрофалне последице по одређени склоп или целу машинску конструкцију.

Код групних завртањских веза, везе завртњева треба да буду симетричне, да се користе завртњеви истог пречника и облика, да се користи већи број завртњева мањих димензија и друго. Правилним избором пречника завртња групних веза добија се уравнотежен однос носивости на смицање и притисак одређеног дела. Практичније су од појединачних завртањских веза јер оптерећење истовремено преноси већи број завртњева па се сила равномерно распоређује на све завртње и тако растеређују одређени машински део или конструкцију.

7. ЛИТЕРАТУРА

- [1] Николић, В.: Машински елементи - теорија, прорачун, примери, Машински факултет у Крагујевцу, 2004.
- [2] Огњановић, М., Милтеновић, В.: Машински елементи I - Машински спојеви, Грађевинска књига, Машински факултет Београд - Ниш, 1996.
- [3] Милтеновић, В.: Машински елементи - облици, прорачун, примена, Универзитет у Нишу, 2006.
- [4] Савић З.: Машински елементи, Београд, 1973.
- [5] www.hr.wikipedia.org приступљено: 09.10.2015.
- [6] www.me.metu.edu.tr/courses/ приступљено: 23.09.2015.
- [7] www.elitesecurity.org/ приступљено: 15.08.2015.
- [8] www.rotometal-promet.hr приступљено: 11.10.2015.
- [9] www.tecni-lift.co.uk приступљено: 10.10.2015.
- [10] <http://static.elitesecurity.org> приступљено: 09.10.2015.