

### 3.3. НОСИВОСТ ЦИЛИНДРИЧНИХ ЕВОЛВЕНТНИХ ЗУПЧАНИКА

Прорачун носивости зупчаника базира се на теоријским и експерименталним истраживањима која су извршена у већем броју института у свету. Основе ових истраживања углавном су дате у документима ISO/DIS 6336/I-IV од 1992.год., као и у стандарду DIN 3990 од 1992.год. Координатор ових истраживања је проф.др Х. Винтер (H. Winter) са FZG<sup>1</sup>- института при Техничком универзитету у Минхену. У наведеним препорукама за одређивање утицајних фактора за прорачун носивости зупчаника стоје на располагању следеће методе:

**1. Метода А:** Фактори се одређују тачним мерењем и/или детаљним прорачуном уз анализу и симулацију рада комплетног система. За извођење ове методе неопходно је познавање свих конструкционих и технолошких података о преноснику као и података о оптерећењу и експлоатационим условима. Због тога се у пракси ова метода ређе примењује.

**2. Метода В:** Фактори се одређују уз одговарајућа упрошћења, али за већину практичних примена ова метода даје задовољавајуће резултате. Тако на пример уводи се претпоставка да зупчасти пар чини прост осцилаторни систем састављен од маса малог и великог зупчаника, уз занемаривање утицаја осталих степена преносника.

---

<sup>1</sup> FZG - Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau - TU München

**3.Метода С:** У односу на методу В уводи се даље поједностављење прорачуна појединих фактора: узима се да зупчасти пар ради само у подкритичном подручју бројева обртаја, да су зупчаници израђени из пуног материјала са углом профила алата  $20^{\circ}$ , да су одступања подеоног корака иста као и одступања спрежног корака, итд.

**4. Метода D:** Уз поједностављења дата за методу С уводе се још нека, као на пример да се прорачун изводи за константно јединично оптерећење од  $350 N/mm^2$ .

Према томе најтачнији прорачун носивости зупчаника је према методи А, а најприближнији према методи D. Излагање свих напред наведених метода захтевало би сувише велики простор што превазилази оквиру ове књиге. Због тога је прорачун утицајних фактора изведен махом према методи В и С, а за приближне прорачуне дате су и табеларне вредности неких фактора према методи D.

### 3.3.1. Оптерећење зупчаника

За прорачун носивости зупчаника меродавно је максимално локално напрезање на боку или у подножју зупца зупчаника. Због тога се најпре одређује номинално оптерећење, а затим се оно увећава множењем факторима оптерећења:

- ◆ фактором радних услова;
- ◆ фактором унутрашњих динамичких сила;
- ◆ фактором расподеле оптерећења дуж бочне линије и
- ◆ фактором расподеле оптерећења на парове зубаца.

#### 3.3.1.1. Номинално оптерећење и силе на зупцима зупчаника

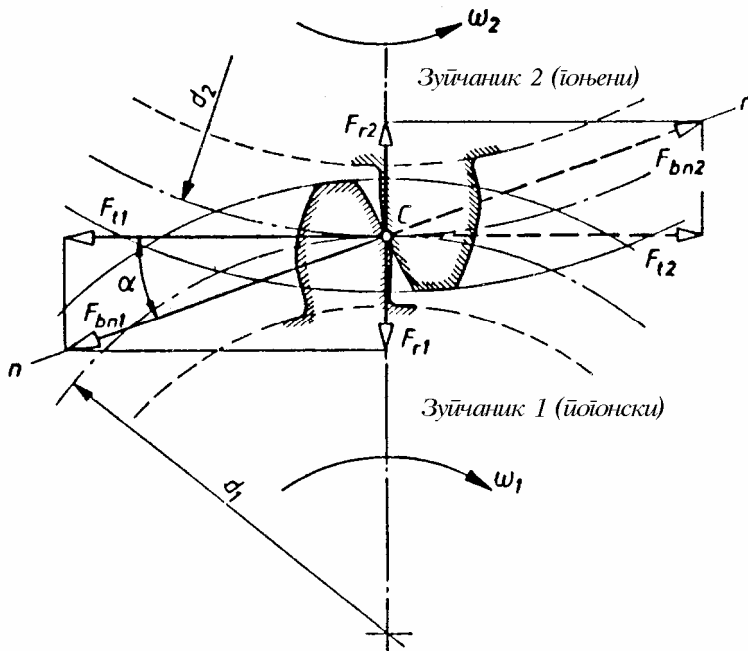
Као основа за прорачун носивости зупчаника користе се номинална оптерећења која потичу од номиналног обртног момента радне машине. То је уствари радни обртни момент који одговара максимално дозвољеном за који је дата машина предвиђена. На пример то би било максимално трајно оптерећење дизалице односно њена називна носивост, или обртни момент код максимално дозвољене силе код маказа за сечење лимова итд. Номинално оптерећење може се узети и према снази и броју обртаја погонске машине.

#### 1. Зупчаници са правим зупцима

У току спрезања зупци погонског зупчаника делују одговарајућом силом на зупце гоњеног зупчаника и доводе га у кретање. Ако се занемари трење на боку зупца онда сила делује нормално на бок зупца и независно од положаја нападне тачке на боку зупца нападна линија силе је увек тангента на основни цилиндар. Под претпоставком да је у спреси само један пар зубаца нормална сила на боку зупца може да се одреди према

$$F_{bn} = \frac{T_1}{r_{b1}} = \frac{T_2}{r_{b2}} \quad (33.1)$$

где су  $T_1$  и  $T_2$  обртни моменти на погонском (1) и гоњеном (2) зупчанику, а  $r_{b1}$  и  $r_{b2}$  полупречници основних кружница. Из израза (33.1) следи да величина нормалне силе не зависи од положаја нападне тачке на боку зупца.



Сл. 33.1. Силе код цилиндричних зупчаника са правим зупцима

Ако се у тачки  $C$  на средини зупчаника нормална сила  $F_{bn}$  разложи на две компоненте и то у правцу тангенте на подеону кружницу и у радијалном правцу добијају се номинална обимна  $F_t$  и радијална сила  $F_r$ . Према слици 33.1 ове силе могу да се одреде према следећим изразима:

- ♦ номинална обимна сила на подеоној кружници

$$F_t = \frac{T}{r} = \frac{2T}{d} = F_{bn} \cdot \cos \alpha \quad (33.2)$$

- ♦ радијална сила на подеоној кружници

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha \quad (33.3)$$

За прорачун се врло често користе и компоненте нормалне силе на кинематској кружници пречника  $d_w$  које се одређују према изразима:

- ♦ номинална обимна сила на кинематској кружници

$$F_{tw} = \frac{T}{r_w} = \frac{2T}{d_w} = F_{bn} \cdot \cos \alpha_w \quad (33.4)$$

- ◆ радијална сила на кинематској кружници

$$F_{rw} = F_{rw} \cdot \tan \alpha_w \quad (33.5)$$

Нормална сила  $F_{bn}$  односно њене компоненте оптерећују вратило и његове ослонце. Смерови деловања сила одређују се зависно од тога који је зупчаник погонски а који гоњени и од смера окретања зупчаника. Погонски зупчаник доводи у кретање гоњени делујући на њега одговарајућом силом. Због тога се код гоњеног зупчаника обимна сила на зупцу поклапа са смером окретања зупчаника, а погонски зупчаник прима силу супротног смера (сл. 33.1). Радијалне силе увек делују ка осама обртања сопствених зупчаника. При прорачуну оптерећења вратила и отпора ослонаца треба користити компоненте нормалне силе на кинематској кружници.

## 2. Зупчаници са косим зупцима

Код зупчаника са правим зупцима узима се да нападна линија силе  $F_{bn}$  делује у тачки  $C$  нормално на линију додира бокова зубаца односно под углом од  $90^\circ$  у односу на осу обртања зупчаника. Код зупчаника са косим зупцима узима се да сила  $F_{bn}$  делује у тачки  $C$  и то нормално на додирну линију бокова зубаца односно њена нападна линија је тангента на основни цилиндар. Међутим линије додира налазе се под углом у односу на подужну осу (сл. 32.24) зупчаника тако да нападна линија силе  $F_{bn}$  заклапа са овом осом угао  $(90^\circ - \beta)$  (сл. 33.2). Због тога се сила  $F_{bn}$  разлаже на три међусобно нормалне компоненте. То су обимна сила  $F_t$ , радијална сила  $F_r$  и аксијална сила  $F_a$  (сл. 33.2,a). Као и код зупчаника са правим зупцима и овде се може извршити разлагање сила на подеоном и на кинематском цилиндру. Сходно слици 33.2 компоненте нормалне силе на подеоном цилиндру одређују се према следећим изразима:

- ◆ номинална обимна сила у чеоном пресеку

$$F_t = \frac{2T}{d} = \frac{T}{r} \quad (33.6)$$

- ◆ радијална сила

$$F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = F_t \cdot \tan \alpha_t \quad (33.7)$$

- ◆ аксијална сила

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta \quad (33.8)$$

Компоненте сила на кинематском цилиндру износе:

- ◆ номинална обимна сила у чеоном пресеку

$$F_{rw} = \frac{2T}{d_w} = \frac{T}{r_w} \quad (33.9)$$

- ◆ радијална сила

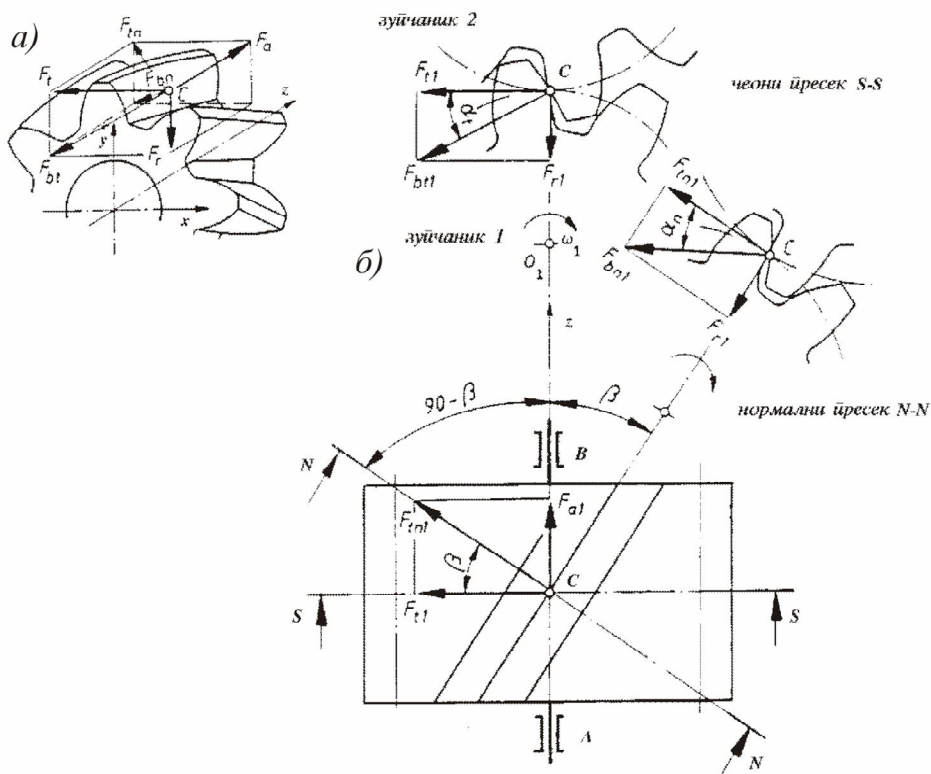
$$F_{rw} = F_{tw} \cdot \frac{\tan \alpha_{wt}}{\cos \beta_w} = F_{tw} \cdot \tan \alpha_{wt} \quad (33.10)$$

◆ аксијална сила

$$F_{aw} = F_{rw} \cdot \tan \beta_w \quad (33.11)$$

Нормална сила  $F_{bn}$  може да се одреди преко обимне силе према:

$$F_{bn} = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cdot \cos \beta} = \frac{F_t}{\cos \alpha_t \cdot \cos \beta_b} \quad (33.12)$$



Сл. 33.2. Силе код цилиндричних еволвентних зупчаника са косим зупцима:  
а) разлагање нормалне силе  $F_{bn}$  на њене компоненте; б) силе на погонском зупчанику 1 у чеоним  $S-S$  и нормалном  $N-N$  пресеку

Радијалне, аксијалне и обимне силе погонског и гоњеног зупчаника су истог правца али имају супротне смерове.

Смерови сила код цилиндричних зупчаника са косим зупцима одређују се на следећи начин.

- ◆ У чеоном пресеку  $S-S$  код погонског зупчаника смер обимне силе  $F_{t1}$  је супротан смеру окретања, а код гоњеног зупчаника смер обимне силе  $F_{t2}$  се поклапа са смером окретања зупчаника.
- ◆ Радијалне силе  $F_{r1}$  и  $F_{r2}$  делују увек ка осама обртања сопствених зупчаника.
- ◆ Смерови аксијалних сила  $F_{a1}$  и  $F_{a2}$  одређују се зависно од нагиба зубаца зупчаника  $\beta$  и смера деловања компонената обимних сила  $F_{m1}$  и  $F_{m2}$  у нормалном пресеку  $N-N$ .

Пошто код цилиндричних зупчаника са косим зупцима радијална, аксијална и обимна сила делују у три међусобно нормална правца, то се за одређивање оптерећења вратила и отпора ослонаца ове силе приказују у две међусобно нормалне равни. У циљу тачне оријентације у простору усваја се одговарајући правоугли координатни систем  $x, y, z$  при чему се најчешће узима да оса  $z$  делује у правцу осе обртања погонског зупчаника.

### 3.3.1.2. Фактор радних услова

Стварна оптерећења машина у експлоатационим условима нису једнака номиналним. Преносник се налази између погонске и радне машине (сл. 30.1) које га оптерећују додатним динамичким силама. При прорачуну зупчаника ови утицаји узимају се у обзир фактором радних услова  $K_A$  чије су вредности дате у табели ПЗЗ-1.

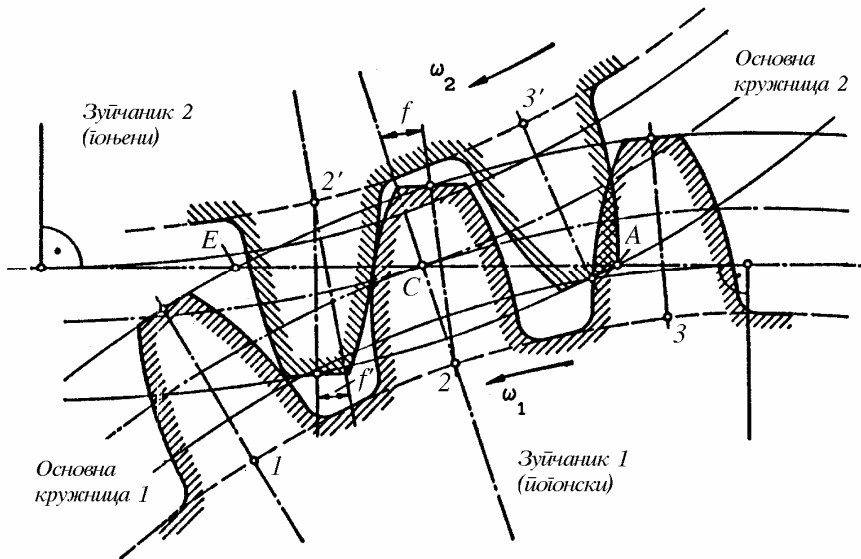
### 3.3.1.3. Фактор унутрашњих динамичких сила

Унутрашње динамичке силе настају због деформација спрегнутих зубаца услед оптерећења као и због грешака при изради зупчаника. При разматрању кинематике зупчаника претпоставља се да су зупци и тело зупчаника као и вратила апсолутно крути, да су кораци и профили зубаца апсолутно тачни и да је пренос крататања равномеран. Међутим, у стварности зупци су еластични а њихов облик одступа од теоријског, што доводи до појаве додатних динамичких сила.

У току спрезања мења се оптерећење на боку зупца услед промене броја парова зубаца који се истовремено налазе у спреси. Код зупчаника са правим зупцима стално долази наизменично до смене једноструге и двоструке спреге. При преласку из једноструке у двоструку спрегу оптерећење већ спрегнутог пара зубаца смањује се на половину, Чиме се смањују и деформације. С обзиром да се та промена догађа у врло кратком временском периоду, то је последица те промене удар, односно појава додатних динамичких сила.

Код једноструке спреге спрегнути зупци 2 погонског и 2' гоњеног зупчаника (сл. 33.3) деформишу се под оптерећењем за величину  $f$  и  $f'$ . Због тога се јавља разлика у преносу кретања односно долази до угаоног заостајања гоњеног зупчаника у односу на погонски. Другим речима ако би зупчаник 2 био блокиран за овај износ би се окренуо зупчаник 1. Услед ових деформација подеони корак између зубаца 2 и 3 погонског зупчаника

$l$  се смањује, а између зубаца  $2'$  и  $3'$  гоњеног зупчаника  $2$  се повећава. Теоријски посматрано, због тога долази до преклапања профила неоптерећених зубаца  $3$  погонског зупчаника и  $3'$  гоњеног зупчаника. У стварности међутим долази до удара подножног дела погонског зупца  $3$  и темена гоњеног зупца  $3'$ , чиме се гоњени зупчаник убрзава тако да се смањује његово заостајање у односу на погонски (прелаз из једноструке у двоструку спрегу). На исти начин долази до појаве додатних динамичких сила за случај одступања корака погонског и гоњеног зупчаника и то када је  $p_{b1} < p_{b2}$ .



Сл. 33.3. Настанак динамичких сила при улазу у захват и при излазу из захвата

Код излаза пара зубаца из захвата у тачки  $E$  на додирници (прелаз из двоструке у једноструку спрегу) пар зубаца који остаје у спрези преузима на себе целокупно оптерећење. Ово доводи до удара и поновног угаоног заостајања гоњеног зупчаника за погонским. Међутим, због клизања бокова зубаца у периоду растерећења, динамичке силе при излазу пара зубаца из спреге су мање у односу на динамичке силе при улазу пара зубаца у спрегу. На исти начин долази до појаве додатних динамичких сила за случај одступања корака погонског и гоњеног зупчаника и то када је  $p_{b1} > p_{b2}$ .

Треба имати у виду да се ефекти еластичности зубаца и одступања на динамичке силе сабирају. Наиме услед деформације пара спрегнутих зубаца долази код следећег наилазећег неоптерећеног пара зубаца до смањења корака профила код погонског и до повећавања корака профила код гоњеног зупчаника. Ако су зупчаници израђени тако да је  $p_{b1} < p_{b2}$ , то практично значи да ће при улазу зубаца у захват доћи до сабирања ових

ефеката на појаву динамичких сила. За случај да је  $p_{b1} > p_{b2}$ , до сабирања динамичких сила долази на излазу из захвата.

Унутрашње динамичке силе  $F_{dyn}$  узимају се у обзир преко фактора унутрашњих динамичких сила  $K_v$ , који је једнак односу максималне силе на зупцу у току спрезања за радно подручје бројева обртаја и одговарајуће силе за број обртаја нула, односно

$$K_v = \frac{F_{dyn} + F_{st}}{F_{st}} = 1 + \frac{F_{dyn}}{F_{st}}$$

Фактор унутрашњих динамичких сила, за подкритично подручје бројева обртаја ( $(v_t \cdot z_1/100) \cdot \sqrt{u^2/(1+u^2)} < 10m/s$ ) одређује се према:

- ◆ за зупчанике са правим зупцима:

$$K_v = K_{v\alpha} = 1 + \left( \frac{K_1 \cdot b}{F_t \cdot K_A} + 0,0193 \right) \cdot \frac{z_1 \cdot v_t}{100} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \quad (33.13)$$

- ◆ за зупчанике са косим зупцима са  $\varepsilon_\beta \geq 1$

$$K_v = K_{v\beta} = 1 + \left( \frac{K_1 \cdot b}{F_t \cdot K_A} + 0,0087 \right) \cdot \frac{z_1 \cdot v_t}{100} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \quad (33.14)$$

- ◆ за зупчанике са косим зупцима са  $\varepsilon_\beta < 1$

$$K_v = K_{v\alpha} - \varepsilon_\beta \cdot (K_{v\alpha} - K_{v\beta}) \quad (33.15)$$

У изразима (33.13) - (33.15)  $z_1$  је број зубаца малог зупчаника,  $v_t$  обимна брзина у  $m/s$ ,  $b$  ширина зупчаника у  $mm$ ,  $F_t$  обимна сила у  $N$ , а константа  $K_1$  одређује се зависно од квалитета израде према прилогу ПЗЗ-2.

Изрази (33.13) - (33.15) дају међутим нереалне резултате код малих јединичних оптерећења. Због тога се за случај да је  $F_t \cdot K_A / b < 100 N/mm$  узима  $F_t \cdot K_A / b = 100 N/mm$ .

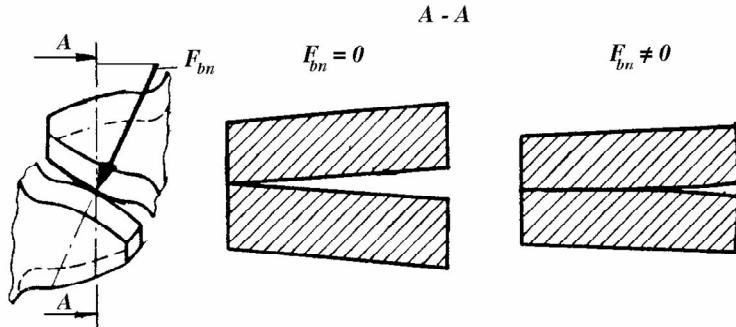
### 3.3.1.4. Фактори расподеле оптерећења дуж додирне линије

У току спрезања бокови зубаца додирују се дуж додирне линије. Облик и величина додирне линије зависи од облика зубаца и врсте зупчаника. Да би се остварио додир по целој дужини линије додира зупчаница и делови који су са њима непосредно у вези морају бити апсолутно крути и потпуно тачно израђени. Међутим, као што је већ речено, зупчаница нису потпуно тачно израђени, нити су апсолутно крути, већ се под оптерећењем деформишу. Због тога настају одступања, односно бочне линије се секу па не може да се оствари теоријски тачан додир.

Услед одступања праваца бочних линија додир два неоптерећена зупца је у једној тачки. Ако се зупци оптерете, онда се они деформишу па ће додир бити по једној површини (сл. 33.4). Смањењем одступања праваца бочних линија и повећањем оптерећења, повећава се и додирна површина бокова зубаца. Према експерименталним мерењима расподела



оптерећења дуж додирне линије је у почетном стадијуму рада линеарна, али после разраде прелази у параболичну.



Сл. 33.4. Додир бокова зубаца у неоптерећеном и оптерећеном стању

### 1. Детаљан прорачун

Неравномерност расподеле оптерећење дуж бочне линије узима се при прорачуну у обзир одговарајућим факторима расподеле оптерећења. Утицај неравномерне расподеле оптерећење на површински притисак бокова зубаца узима се у обзир фактором  $K_{H\beta}$  а на напрезање у подножју зупца фактором  $K_{F\beta}$ .

Фактор расподеле оптерећења дуж додирне линије  $K_{H\beta}$  одређује се према:

$$\diamond \quad K_{H\beta} = \sqrt{\frac{2F_{\beta y} \cdot c_{\gamma} \cdot b}{K_A \cdot K_v \cdot F_t}} \geq 2 \quad (33.16)$$

за случај да је  $\frac{F_{\beta y} \cdot c_{\gamma} \cdot b}{2F_t \cdot K_A \cdot K_v} \geq 1$

$$\diamond \quad K_{H\beta} = 1 + \frac{F_{\beta y} \cdot c_{\gamma} \cdot b}{2F_t \cdot K_A \cdot K_v} < 2 \quad (33.17)$$

за случај да је  $\frac{F_{\beta y} \cdot c_{\gamma} \cdot b}{2F_t \cdot K_A \cdot K_v} < 1$

♦ Средња крутост парова зубаца у спреси  $c_{\gamma}$  износи:

$$c_{\gamma} = c' \cdot (0,75 \cdot \varepsilon_{\alpha} + 0,25) \quad (33.18)$$

а средња јединична крутост  $c'$ :

$$c' = 0,8 \cdot c'_{th} \cdot \cos \beta \quad (33.19)$$

где је  $c'_{th}$  теоријска вредност јединичне крутости:

$$c'_{th} = 1 / \left( \begin{aligned} &0,04723 + 0,15551/z_{n1} + 0,25791/z_{n2} - 0,00635 \cdot x_1 - 0,11654 \cdot x_1/z_{n1} - \\ &- 0,00193 \cdot x_2 - 0,24188 \cdot x_2/z_{n2} + 0,00529 \cdot x_1^2 + 0,00182 \cdot x_2^2 \end{aligned} \right) \quad (33.20)$$

$z_{n1}$  и  $z_{n2}$  - бројеви зубаца фиктивног зупчаника, који су код зупчаника са правим зупцима једнаки стварним бројевима зубаца, а код зупчаника са косим зубима одређују се према:

$$z_{n1} \cong z_1 / \cos^3 \beta; \quad z_{n2} \cong z_2 / \cos^3 \beta$$

За практичне прорачуне усваја се  $c' = 14N/mm\mu m; c_\gamma = 20N/mm\mu m$

◆ Стварно одступање паралелности бочних линија  $F_{\beta y}$  износи

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_\beta = F_{\beta x} \cdot \chi_\beta \quad (33.21)$$

где је  $y_\beta$  смањење одступања паралелности бочних линија услед разраде, а  $\chi_\beta$  фактор разраде који се одређују према прилогу ПЗЗ-3.

Почетно одступање правца бочне линије  $F_{\beta x}$  одређује се према:

$$F_{\beta x} = f_{ma} + 1,33 \cdot f_{sh} \quad (33.22)$$

Одступање мера и облика при изради зупчаника  $f_{ma}$  одређује се зависно од дозвољеног одступања правца бочних линија зупчаника  $f_{H\beta}$  (прилог ПЗ2-5):

$$f_{ma} = (0,5 \div 1) \cdot f_{H\beta}$$

Одступање услед еластичних деформација вратила и тела зупчаника  $f_{sh}$  приближно се одређује према прилогу ПЗЗ-4.

Уколико се прорачун  $K_{H\beta}$  изводи према изразу (33.16) онда је  $K_{H\beta} > 2$ , односно добија се предимензионисан зупчасти пар. Уопште узевши, за  $K_{H\beta} > 1,5$  неопходна је корекција прорачуна и детаљан прорачун утицајних фактора.

Утицај расподеле оптерећења дуж бочне линије на напрезање у подножју зупца мањи је него на површински притисак бока зупца. То се узима у обзир прорачуном фактора  $K_{F\beta}$  према:

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{N_F}, \quad \text{где је } N_F = \frac{(b/h)^2}{1 + (b/h) + (b/h)^2} \quad (33.23)$$

За однос ширине зупчаника  $b$  и висине зупца  $h$  узима се мања од вредности  $b_1/h_1$  и  $b_2/h_2$ , уз ограничење да се за  $b/h < 3$  узима  $b/h = 3$ . Код зупчаника са стреластим зупцима уместо  $b$  узима се  $b_B$  ( $b = 2b_B$ ).

## 2. Приближни прорачун

Сасвим приближно фактор расподеле оптерећења дуж бочне линије у односу на радни напон у подножју зупца може да се одреди према:

$$K_{F\beta} \cong 1 + (K_\beta - 1) f_w \cdot f_p \cdot f_l \quad (33.24)$$

У изразу (33.24) са  $K_\beta$  означен је основни фактор расподеле оптерећења дуж бочне линије, који се зависно од ширине зупчанике и квалитета израде одређује према прилогу ПЗЗ-5. Са  $f_w$  означен је

корекциони фактор јединичног (линијског) оптерећења који се одређује према прилогу ПЗЗ-6. Фактор спрегнутих материјала  $f_p$  узима се у границама:  $f_p \cong 1$  за  $\check{C}/\check{C}$ ;  $f_p \cong 0,7$  за  $NL/NL$ ;  $f_p \cong 0,5$  за  $SL/SL$ . За друге комбинације материјала узима се средња вредност (на пример за  $\check{C}/SL$  је  $f_p \cong 0,75$ ). Фактор положаја зупчаника на вратилу  $f_i$  износи:  $f_i = 1$  - за симетрични положај зупчаника између ослонаца;  $f_i = 1,3$  - за несиметрични положај зупчаника између ослонаца;  $f_i = 1,6$  - ако се зупчаник налази на препусту.

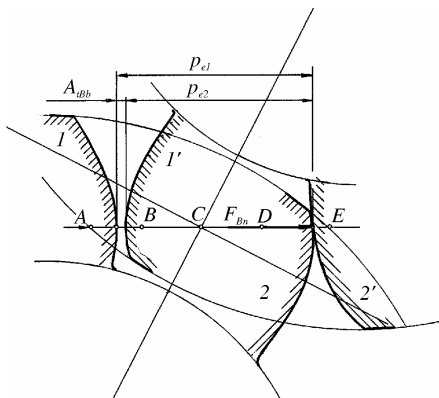
Фактор расподеле оптерећења дуж бочне линије у односу на радни напон на боку зупца  $K_{H\beta}$  једнак је

$$K_{H\beta} = K_{F\beta}^{1,39} \quad (33.25)$$

### 3.3.1.5. Фактори расподеле оптерећења на парове зубаца

При истовременом спрезању два или више парова зубаца укупно оптерећење дели се на спрегнуте парове зубаца. Услед неједнаке крутости парова зубаца, а у већој мери због одступања мера и облика зупчаника расподела оптерећења на парове зубаца у истовременој спрези је неравномерна. Највећи утицај на неравномерност расподеле оптерећења има одступање корака профила зубаца.

Уколико би кораци профила зубаца на додирници били једнаки код оба два спрегнута зупчаника ( $p_{e1} = p_{e2}$ ) онда би расподела оптерећења на поједине парове зубаца у спрези била равномерна. За случај да је  $p_{e1} > p_{e2}$  код потпуно крутих зупчаника целокупно оптерећење преносио би само један пар зубаца. Према сл. 33.5 спрегнути пар зубаца 2-2' код потпуно крутих зупчаника преносио би укупну нормалну силу  $F_{bn}$  док се пар зубаца 1-1' уопште не би ни додиривао.



Сл. 33.5. Неравномерна расподела оптерећења услед разлике у корацима

Међутим због еластичних деформација спрегнутих зубаца 2-2', разлика у корацима  $p_{e1} - p_{e2} = f_{pe}$  се анулира тако да и налазећи пар зубаца 1-1' преузима на себе део укупне силе. При томе оба пара спрегнутих зубаца неће бити равномерно оптерећена, већ ће први пар преносити у току спрезања већи део укупне силе.

Утицај неравномерне расподеле оптерећења на парове зубаца који се истовремено налазе у спрези узима се у обзир при прорачуну радног напона на боку зупца фактором  $K_{H\alpha}$ , а радног напона у подножју зупца фактором  $K_{Fa}$ . Ови фактори

одређују се према прилогу П33-7.

### **3.3.2. Облици разарања зубаца и критеријуми прорачуна зупчаника**

Статистичка анализа о оштећењима код зупчастих преносника снаге показује да 60% од свих оштећења код преносника отпада на зупчанике, 20% на лежаје, а 20% на све остале делове преносника. Овај податак указује на потребу да се појавама оштећења и разарања зубаца посвети посебна пажња, са циљем да се оне избегну.

У току рада зупци зупчаника преко својих бокова преносе оптерећења уз међусобно релативно кретање бокова зубаца праћено клизањем и котрљањем. Услед ових оптерећења на боковима зубаца јављају се напрезања површинских слојева изазвана контактним (Херцовим) притисцима уз истовремено релативно клизање бокова зубаца. У подножју зубаца се при томе јавља напрезање на савијање. Зависно од врсте оптерећења и радних услова на зупцима зупчаника могу да се појаве већи број различитих видова оштећења (преко 20). Овде ће бити речи само о најважнијим врстама оштећења.

#### **3.3.2.1. Питинг**

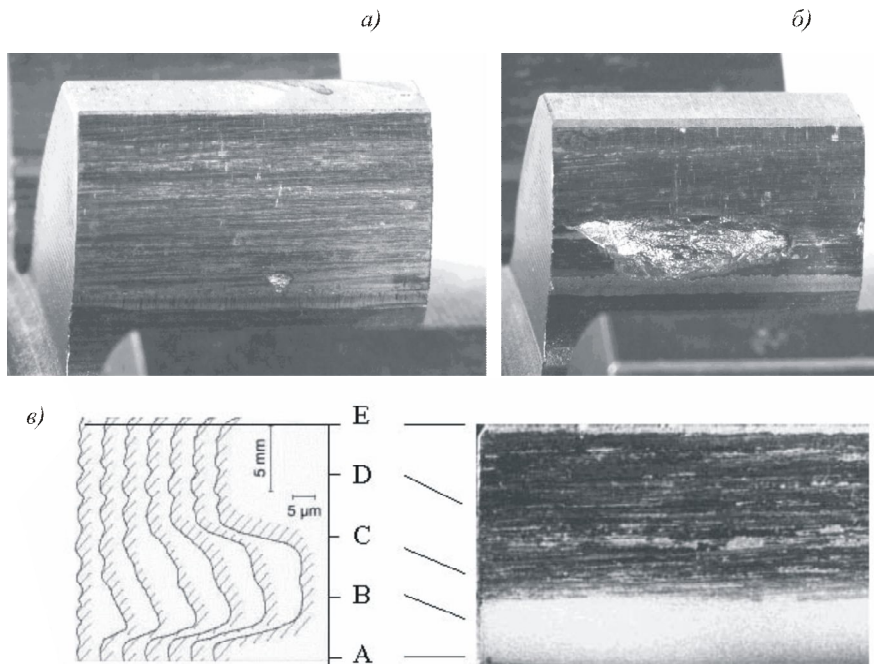
Питинг претставља разарање бокова зубаца и карактерише се појавом малих јамица и рупица (величине од неколико десетина  $\mu\text{m}$  до 0,2mm). Разарање настаје као последица великих површинских притисака на боковима зубаца, што доводи до замора материјала односно до појаве микропукотина испод бочне површине зупца. Назив потиче од енглеске речи "pitting" који је усвојен као технички израз за ову врсту оштећења. Разликује се почетни питинг (initial pitting) и прогресивни питинг (progresive pitting).

Почетни питинг (сл.33.6,*a*) јавља се на почетку рада новог зупчастог пара. Уствари тада долази до изравнања неравнина, које су последица храпавости, и стварања довољно велике површине ношења. После стварања довољно велике површине ношења, која може да пренесе целокупно оптерећење без оштећења, престаје даље ширење почетног питинга.

Међутим врло често се догађа, најчешће због великих површинских притисака, да се и после изравнања почетних неравнина бокова настави даље оштећење бокова, односно долази до појаве прогресивног питинга. После дужег времена рада зупчаника оштећење бокова зубаца је толико, да преостали неоштећени део зупца не може више да пренесе оптерећење, па врло брзо после тога настаје разарање (дробљење) површине бокова (сл.33.6,*б*).

Питинг се појављује после одређеног периода рада. Скоро је немогуће, у нормалним условима, да дође до појаве питинга при броју

промена оптерећења мањим од  $10^4$ . Најчешће се јавља после  $10^5$  до  $10^7$  броја промена оптерећења, односно броја спрезања.



Сл.33.6. Оштећење бока зупца услед питинга [18]: а) почетни питинг; б) велико оштећење од питинга; в) микро-питинг

Механизам настајања питинга објашњава се на следећи начин.. Површине бокова зубаца су у току спрезања изложене притиску (Херцов притисак) и смицању (због међусобног клизања бокова зубаца). Нормални и тангентни напони који се при томе јављају могу бити већи од границе издржљивости материјала, што доводи до појаве микропукотина најчешће испод површине зупца. Пукотина се шири према површини зупца под углом 5 до  $20^0$  у смеру клизања бокова. Узрок појаве микропукотина може бити и зарез као последица храпавости, који се јавља као извор концентрације напона. У овако настале пукотине улази уље које у току спрезања бива затворено и притиснуто бочном површином зупца спрегнутог зупчаника, при чему притисак уља јако расте. Сталним затварањем и поновним отварањем у току спрезања ове пукотине се даље повећавају ломљењем делића материјала на њиховим ивицама, и испадањем одломљених делова. Уље изазива ширење пукотина све док оне не постану довољно велике да дође до истицања уља из зоне притиска бокова. У овом периоду откинута делови материјала имају троугласти облик, а почетне пукотине прелазе у јамице. Даље ширење ових јамица изазвано је контактним напрезањима и тангентним напонима у смеру клизања. Овај механизам настајања јамица карактеристичан је за тврде

површине бокова зубаца. Меке површине се у току рада пластично деформишу.

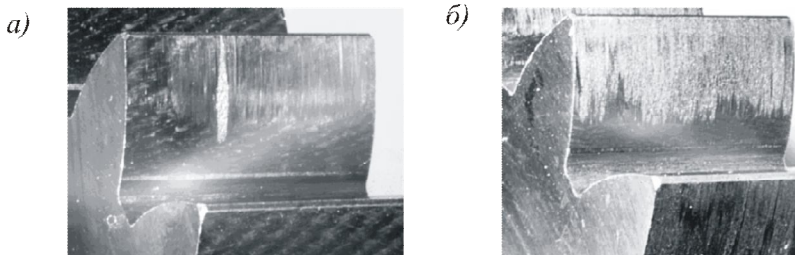
Појава питинга условљена је величином контактних притисака и сила трења. Сила трења пак зависи од храпавости бокова зубаца и од подмазивања. Према томе код бољег квалитета обраде површине бокова зубаца и бољег подмазивања смањује се и сила трења па је самим тим мања и опасност од појаве питинга. Термичком обрадом (цементација, нитрирање, каљење) повећава се чврстоћа површинских слојева, а тиме се повећава и отпорност према померању површинских слојева материјала услед силе трења.

### 3.3.2.2. Микро-питинг

Микро-питинг (нем. Graufleckigkeit, енгл. micro pitting) је оштећење које се јавља код отврднутих бокова зубаца као последица утицаја средства за подмазивање. Оштећење се манифестује као низ пора које настају на површини бока зупца. Површина при томе добија тамнији изглед. Ово оштећење има утицај као и одступање облика бока зупца (сл.33.6,в) и утиче на касније настајање питинга. Код напредног стадијума долази до микро-разарања и разугљенисавања површинских слојева. Дакле последица микро-питинга је заморно скидање површинских слојева. Разугљенисавање и промена облика профила зупца настаје у подножном делу зупца (између тачака А и С сл.33.6,в) и најпре почиње у подручју са негативним специфичним клизањем.

### 3.3.2.3. Зарибавање

Зарибавање је оштећење бокова зубаца које настаје при деловању високих површинских притисака и великих брзина клизања, а манифестује се као специјални облик хабања са браздама, зарезима и пругама у смеру брзине клизања (сл. 33.7). Разликује се топло и хладно зарибавање.



Сл. 33.7. Оштећење бока зупца услед зарибавања [18]:  
а) почетни стадијум; б) напреднути стадијум

Хладно зарибавање је релативно редак облик оштећења, које се јавља при малим обимним брзинама (испод 4 m/s) и то махом код побољшаних челика нижег квалитета израде.

Топло заривавање настаје при великим брзинама клизања и високим површинским притисцима, махом код термички обрађених зупчаника. Најчешће се јавља код цилиндричних и код хипоидних зупчаника.

До заривавања долази због прекида уљног филма на боковима зубаца, изазваног преоптерећењем и великим брзинама клизања. Прекидом уљног филма долази до непосредног додира металних површина, при чему због трења долази до наглог повећања температуре. Раст температуре на појединим местима је толики, да долази до локалног заваривања површина бокова зубаца, које се у следећем тренутку одвајају уз кидање делова метала. Откинуги делићи материјала даље оштећују бокове зубаца, тако да овакви услови спрезања врло брзо доводе до стварања изразито храпавих површина.

#### 3.3.2.4. Хабање

Због клизања које се јавља између оптерећених бокова зубаца долази до хабања додирних површина (сл.33.8,а). Хабање се јавља код свих зупчастих парова, и у периоду разраде ова врста оштећења има позитиван ефекат на расподелу оптерећења. Међутим код спороходних преносника (са обимним брзинама мањим од  $0,5 \text{ m/s}$ ), где је дебљина уљног филма на боку зупца испод  $0,1 \mu\text{m}$ , долази до већег хабања које после одређеног периода рада достиже критични обим. Обим скидања материјала површинских слојева бока зупца може бити толики, да буде поремећено исправно спрезање зупчаника.

Хабање се манифестује као издубљење у зони високе брзине клизања, и најпре се јавља између подножне и кинематске кружнице, а затим и између кинематске и темене кружнице. После тога долази до хабања по целој активној висини зупца. Код зупчаника од материјала исте тврдоће хабање има приближно једнак облик и сличан интензитет на зупцима оба зупчаника (нешто већа промена облика је на малом зупчанику). Код зупчаника са различитом тврдоћом бокова зубаца, веће хабање јавља се код мекшег зупчаника. Због већег броја промена оптерећења код мањег зупчаника, његови бокови израђују се са већом тврдоћом у односу на велики зупчаник.

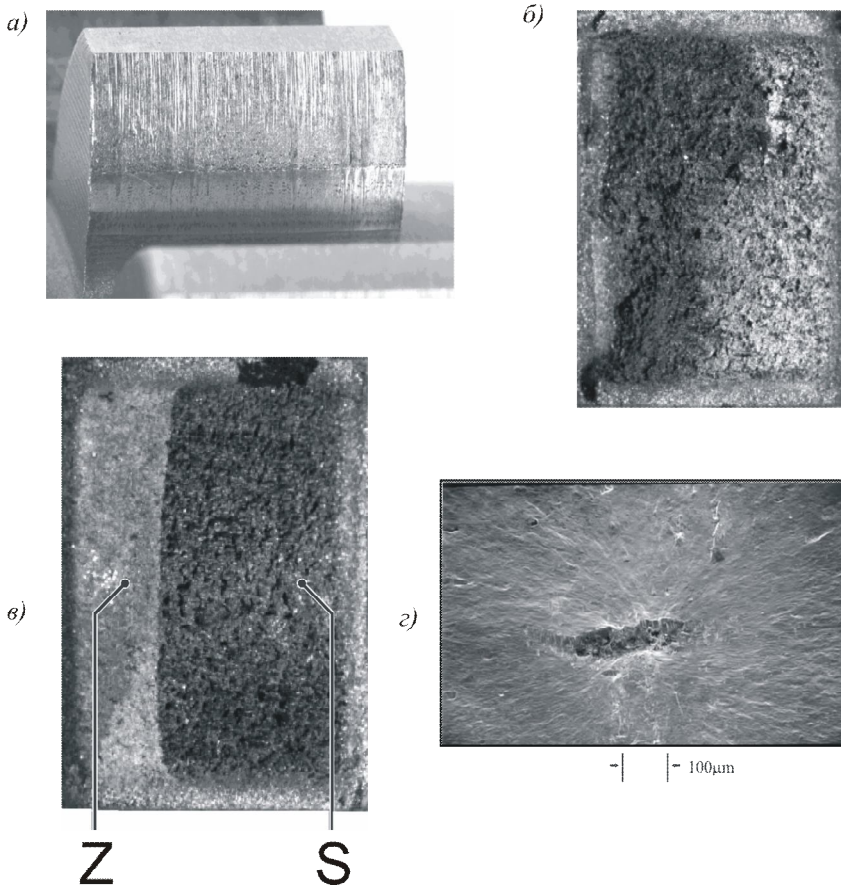
Поред нормалног клизног хабања, о чему је напред било речи, постоји и такозвано абразивно (брусно) хабање, које изазивају мале тврде честице у уљу (преостали опилци од обраде, минералне честице и др.). Честице могу бити и од хабања бокова зубаца и лежаја, од песка или струготине, као и осталих нечистоћа које се налазе у ваздуху. С обзиром да абразивно хабање врло брзо разара бокове зубаца, неопходно је обезбедити чисто уље применом одговарајућих филтера и заптивања.

#### 3.3.2.5. Насилан и заморан лом зупца

Једно од врло честих оштећења зубаца зупчаника је лом зупца. До лома најчешће долази у подножју, али он може да наступи и на теменом

делу зупца. Услед оптерећења бокова спрегнутих зубаца, у подножју зупца јавља се сложено напонско стање, где доминира напрезање на савијање, тако да су критични нормални напони. Ломови зубаца који се јављају услед ових напона могу бити насилни и заморни.

Насилни ломови су последица непредвиђених ударних оптерећења, при чему се у подножју зупца јављају напони који су већи од статичке чврстоће. Преломна површина има крупнозрнасту структуру (сл. 33.8,б), и најчешће лом иде преко целог попречног пресека зупца. На насилан лом утичу и динамички ефекти, где се поред ударних оптерећења убрајају колебање обртног момента, деформације кућишта, велики угиби вратила, истрошеност лежаја, неизбалансираност маса, итд. Оштећења бокова такође увећавају динамичка оптерећења.



Сл. 33.8. а) Хабање; б) Насилни лом зупца; в) Заморни лом зупца  
(Z – зона заморног лома; S – зона статичког лома);  
г) почетна микро пукотина [18]



Оптерећења која доводе до насилног прелома су два до четири пута већа од оптерећења која доводе до заморног лома.

Заморни ломови настају као последица замора материјала услед динамичких оптерећења, при чему су напони у подножју зупца већи од трајне динамичке издржљивости. На преломној површини могу да се уоче две различите зоне (сл. 33.8,в): зона заморног лома (Z) која је глатка односно има ситнозрнасту структуру, и зона насилног прелома (S) са крупнозрнастом структуром. Услед ширења заморног лома смањује се носећа површина у подножју зупца, тако да у једном тренутку преостала површине више не може да пренесе оптерећење, па долази до насилног прелома. Почетна пукотина махом се јавља на прелазном делу бока у подножну површину и најчешће је последица зареза (као извора концентрације напона), напрелине изазване брушењем бокова, слабих места и неметалних укључака у материјалу, погрешне термичке обраде односно наглог прелаза између тврдог и меког слоја материјала, као и оштећења услед питинга.

Посматрањем преломне површине може да се уочи и узрок настанка почетне микро пукотине (сл.33.8,г), а то је најчешће концентрација напона због зареза који је настао из напред наведених разлога. Чест узрок лома услед замора је зарез на прелазу између бочне и подножне површине зупца. У случају да су бокови брушени, а да пре тога није остављен додатак за брушење (израда алатом са протуберанцом), онда на прелазном делу између бока зупца и подножне површине настаје зарез. Ситне микропукотине на боку зупца могу бити и последица погрешне термичке обраде, али су оне погодне за настанак почетне пукотине од замора. Могући узрок настанка пукотине од замора су и локална преоптерећења, при чему се било на површини било испод површине јавља почетна пукотина. Пукотина испод површине се најпре шири према површини, а затим лагано напредује ка језгру зупца.

#### **3.3.2.6. Критеријуми прорачуна носивости зупчаника**

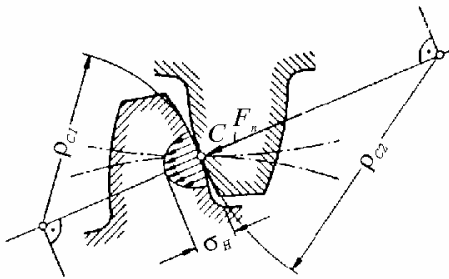
У току рада на зупцима зупчаника настају више врста оштећења. Које оштећење ће при одређеним радним условима бити критично зависи од већег броја фактора. Пракса међутим показује да су оштећења зубаца међусобно зависна. Појава једне врсте оштећења доводи до повећања опасности од појаве друге врсте оштећења. Тако се практично често јавља ситуација да се на зупцима зупчаника јавља цео низ напред наведених оштећења. У таквим условима врло је тешко открити прво оштећење, од кога је кренуо кружни ток оштећења. Због тога је неопходно да се прорачуном обухвате сви важнији критеријуми прорачуна. Теоријски су развијени и експериментално верификовани следећи критеријуми прорачуна зупчаника:

- ♦ прорачун носивости зупчаника по критеријуму издржљивости бокова зубаца;

- ◆ прорачун носивости зупчаника по критеријуму издржљивости подножја зубаца;
- ◆ прорачун носивости зупчаника у односу на заривавање;
- ◆ прорачун носивости зупчаника у односу на хабање.

### 3.3.3. Прорачун носивости зупчаника по критеријуму издржљивости бокова зубаца

#### 3.3.3.1. Радни напони бокова зубаца



Сл. 33.9. Површински притисак бокова зубаца

Издржљивост бокова зубаца подразумева њихову отпорност против појаве питинга. С обзиром да је питинг пре свега последица замора материјала услед великих површинских притисака, то се прорачун носивости по критеријуму издржљивости бокова зубаца базира на познатој Херцовој (Hertz) теорији о контактним напрезањима. Као меродаван радни напон на боковима зубаца сматра се Херцов површински притисак.

Радни напон на боковима зубаца одређује се према:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot Z_B \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}} \quad (33.26)$$

Обимна сила  $F_t$  и фактори оптерећења  $K_A, K_v, K_{H\alpha}, K_{H\beta}$  одређују се према изразима датим у тачки 3.3.1. Са  $d_1$  је означен подеони пречник, са  $b$  ефективна ширина зупчаника а  $u$  је кинематски преносни однос. Са  $Z_H, Z_E, Z_\epsilon, Z_\beta, Z_B$  означени су утицајни фактори за одређивање радног напона на боку зупца.

$Z_H$  - **фактор облика бока зупца** узима у обзир утицај заобљења бока зупца на радни напон:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \cdot \tan \alpha_{wt}}} \quad (33.27)$$

где се углови  $\beta_b, \alpha_b, \alpha_{wt}$  одређују према изразима датим у табlici 32.1.

$Z_E$  - **фактор еластичности материјала** узима у обзир утицај еластичности материјала и Пуасоновог (Poisson) коефицијента на радни напон. Одређује се према прилогу П33-8.

$Z_\epsilon$  - **фактор степена спрезања** узима у обзир утицај степена спрезања  $\epsilon_\alpha, \epsilon_\beta$  (таблица 32.1) на радни напон

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} \cdot (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \quad (33.28)$$

Уколико је  $\varepsilon_\beta > 1$  онда се у изразу (33.28) узима  $\varepsilon_\beta = 1$ . Код зупчаника са правим зупцима је  $\varepsilon_\beta = 0$ .

$Z_\beta$ - фактор угла нагиба

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} \quad (33.29)$$

$Z_B$  - фактор једноструке спреге, узима у обзир повећање радног напона у тачки  $B$  једноструке спреге у односу на напон у кинематској тачки  $C$ . За бројеве зубаца  $Z_l > 20$  (код зупчаника са косим зупцима  $Z_{n1} > 20$ ) може се узети  $Z_B = 1$ . За мање бројеве зубаца одређује се према

$$Z_B = \frac{\tan \alpha_{wt} \cdot \cos \beta}{\sqrt{\tan \alpha_{B1n} \cdot \tan \alpha_{B2n}}} \geq 1 \quad (33.30)$$

где су

$$\tan \alpha_{B1n} = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} - 2p_e}{d_{b1}}$$

$$\tan \alpha_{B2n} = \frac{\tan \alpha_{wt} \cdot \cos \beta \cdot (u + 1) - \tan \alpha_{B1n}}{u}$$

### 3.3.3.2. Критични напони бокова зубаца

У току спрезања бокови зубаца бивају оптерећени, а затим све до поновног улаза у захват не преносе никакво оптерећење. Карактер промене напона при томе је једносмерно променљив, па је критични напон трајна динамичка издржљивост бокова  $\sigma_{Hlim}$ . Вредности трајне динамичке издржљивости бокова  $\sigma_{Hlim}$ , за материјале од којих се израђују зупчаници, добивене су експерименталним путем (прилог П33-20) за тачно дефинисане услове испитивања. При томе долази до знатног расипања карактеристика издржљивости материјала, што је последица различите структуре материјала услед одступања стварних технолошких услова израде челика и других материјала.

С обзиром да су радни услови пројектованих зупчаника различити од експерименталних, врши се корекција трајне динамичке издржљивости бокова зубаца  $\sigma_{Hlim}$  одговарајућим факторима, тако да се критични напон, односно издржљивост бокова зубаца одређује према:

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_W \cdot Z_X \quad (33.31)$$

Корекциони фактори се одређују на следећи начин:

$Z_{NT}$  - **фактор радног века** узима у обзир укупан број циклуса спрезања у радном веку и одређује се према прилогу П33-9.

$Z_L$  - **фактор подмазивања**, узима у обзир утицај подмазивања, односно постојања уљног филма између спрегнутих бокова на носивост зупчаника. Одређује се зависно од вискозности уља ( $v_{40}$  на  $40^\circ\text{C}$ , односно  $v_{50}$  на  $50^\circ\text{C}$  - прилог П33-21) из прилога П33-10.

$Z_v$  - **фактор обимне брзине**, узима у обзир утицај обимне брзине, односно брзине клизања на постојање уљног филма између спрегнутих бокова. Одређује се према прилогу П33-11.

$Z_R$  - **фактор храпавости**, узима у обзир утицај храпавости бокова зубаца на стварање уљног филма између спрегнутих бокова. Одређује се из прилога П33-12 зависно од средње релативне храпавости бокова

$$R_{z10} = \frac{R_{z1} + R_{z2}}{2} \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_{red}}}; \quad (33.32)$$

$$\rho_{red} = \frac{a \cdot \sin \alpha_t}{\cos \beta_b} \cdot \frac{u}{(1+u^2)}$$

где су  $R_{z1}$ ,  $R_{z2}$  средње вредности храпавости бокова зубаца у  $\mu\text{m}$  а  $a$  - осно растојање у  $\text{mm}$ .

$Z_w$  - **фактор разлике тврдоће спрегнутих бокова**, узима у обзир утицај различите тврдоће спрегнутих бокова на носивост. За вредност тврдоће  $130 \leq HB \leq 470$  фактор  $Z_w$  одређује се према:

$$Z_w = 1,2 - \frac{HB - 130}{1700}$$

где се  $HB$  односи на зупчаник израђен од материјала мање тврдоће.

Уколико је  $HB < 130$  узима се  $Z_w = 1,2$ , а за  $HB > 470$  узима се  $Z_w = 1$ .

Ако су бокови зубаца исте тврдоће, онда је  $Z_w = 1$ .

$Z_x$  - **фактор величине**, узима у обзир утицај величине пресека на издржљивост бокова зубаца спрегнутих зупчаника. Овај фактор зависи од већег броја утицајних фактора (врсте материјала, термичке обраде, радијуса кривине бока зупца и модула) тако је тешко одредити његове тачне вредности. Према *ISO 6336-2* узима се  $Z_x = 1$ .

Вредности фактора ( $Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R$ ) могу приближно да се одреде према таблица П33-13.

### 3.3.3.3. Степен сигурности против разарања бокова зубаца

Однос критичног напона  $[\sigma_H]$  дефинисаног изразом (33.31) и радног напона  $\sigma_H$  одређеног према изразу (33.26) представља степен сигурности против разарања бокова зубаца услед питинга, односно:

$$S_H = \frac{[\sigma_H]}{\sigma_H} \quad (33.33)$$

При избору величине степена сигурности, треба узети у обзир и последице у случају отказа пројектованог система услед разарања зупчаника (угроженост људских живота или пак велики економски губици).

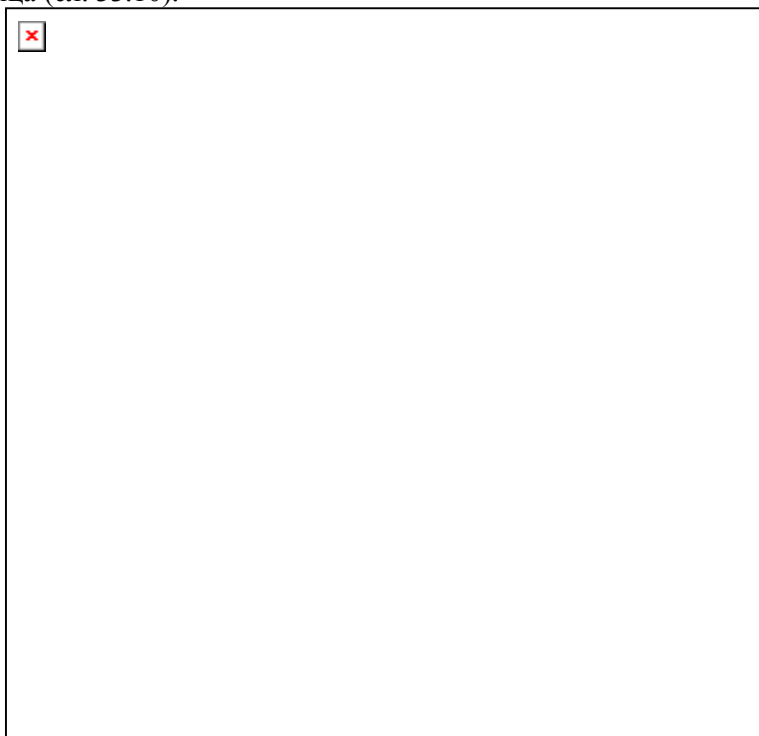
У случају да се не располаже емпиријским подацима о величини степена сигурности, може се као минимална вредност степена сигурности усвојити  $S_{Hmin} = 1,0...1,2$ .

За случај да су зупчаници израђени од различитих материјала односно са различитом механичком и термичком обрадом, треба извршити проверу степена сигурности и малог и великог зупчаника.

### 3.3.4. Прорачун носивости зупчаника по критеријуму издржљивости подножја зубаца

#### 3.3.4.1. Радни напон подножја зубаца

Бок зупца зупчаника у току спрезања оптерећен је нормалном силом  $F_{bn}$ . Посматрајући зубац као конзолу, компоненте нормалне силе у тангентном и радијалном правцу оптерећују подножје зупца на савијање, притисак и смицање. Под претпоставком да је у захвату само један пар зубаца, највећи напони у подножју зупца јављају се када сила делује на врх зупца (сл. 33.10).



Сл. 33.10. Напони у подножју зупца зупчаника

Према ISO препоруци, критични пресек у подножју зубаца одређују додирне тачке прелазног дела профила зупца и тангенти које су повучене под  $30^\circ$  у односу на симетралу зупца. Код зупчаника са правим зупцима критични пресек одређен је дебљином зупца у критичном пресеку  $s_{Fn}$  и ширином зупчаника  $b$ .

Ако се нормална сила  $F_{bn}$  разложи у тачки  $E$  на тангентну компоненту  $F_{bn} \cdot \cos \alpha_{Fan}$  и радијалну компоненту  $F_{bn} \cdot \sin \alpha_{Fan}$ , онда у критичном пресеку радијална компонента изазива напрезање на притисак, а тангентна компонента са краком силе  $h_{Fa}$  доводи до напрезања на савијање и напрезања на смицање. Према томе у критичном пресеку јавља се сложено напонско стање које карактеришу нормални напони од притиска и савијања и тангентни напони од смицања.

Сабирањем нормалних напона добија се дијаграм резултујућег нормалног напона (сл. 33.10), одакле се види да на затегнутој страни укупни напон износи  $\sigma_s - \sigma_p$ , а на притиснутој  $\sigma_s + \sigma_p$ . Без обзира што је на притиснутој страни нормални напон већи, експерименти показују да долома зупца увек долази на затегнутој страни зупца.

Према ISO препорукама, као номинални напон у подножју зупца узима се нормални напон услед савијања  $\sigma_s$ . Овим је занемарен тангентни напон услед смицања као и нормални напон услед притиска, али су у прорачун уведени одговарајући корекциони фактори, о којима ће касније бити речи. Експериментална верификација овако дефинисаног поступка прорачуна показује врло високу подударност са прорачуном.

Према сл. 33.10, нормални напон услед савијања у критичном пресеку износи:

$$\sigma_s = \frac{M}{W} = \frac{F_{bn} \cdot \cos \alpha_{Fan} \cdot h_{Fa}}{s_{Fn}^2 \cdot b/6}$$

Узимајући у обзир израз (33.2), после сређивања добија се:

$$\sigma_s = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot \frac{6(h_{Fa}/m_n) \cdot \cos \alpha_{Fan}}{(s_{Fn}/m_n)^2 \cdot \cos \alpha} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \quad (33.34)$$

где је  $Y_{Fa}$  фактор облика зупца за дејство силе на врх зупца (индекс "a") који је једнак:

$$Y_{Fa} = \frac{6(h_{Fa}/m_n) \cdot \cos \alpha_{Fan}}{(s_{Fn}/m_n)^2 \cdot \cos \alpha} \quad (33.35)$$

Фактор облика зупца  $Y_{Fa}$  зависи од облика профила зупца, коефицијента померања  $x$  и броја зубаца зупчаника  $z$  ( $z_n$ ). С обзиром да је одређивање величина  $h_{Fa}$  и  $s_{Fa}$  доста сложено, то се фактор облика зупца одређује најчешће графичким путем помоћу одговарајућих дијаграма. За тачно дефинисане карактеристике алата ( $h_{a0}/m_n = 1,25$  и  $\rho_{a0}/m_n = 0,375$ ),

зависно од коефицијента померања  $x$  и броја зубаца  $z$  ( $z_n$ ), вредности фактора  $Y_{Fa}$  могу се очитати из прилога ПЗЗ-14.

Узимајући у обзир и факторе оптерећења  $K_A$ ,  $K_v$ ,  $K_{F\alpha}$ ,  $K_{F\beta}$  и остале корекционе факторе, израз за радни напон у подножју зупца (33.34) постаје:

$$\sigma_F = Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \quad (33.36)$$

Корекциони фактори одређују се на следећи начин:

$Y_{Fa}$  - **фактор облика бока зупца**, одређује се из прилога ПЗЗ-14.

$Y_{Sa}$  - **фактор концентрације напона**, узима у обзир утицај концентрације напона због прелазног заобљења између бока зупца и подножне површине. Одређује се према прилогу ПЗЗ-15 зависно од броја зубаца зупчаника  $z$  ( $z_n$ ) и померања профила  $x$ .

$Y_\varepsilon$  - **фактор степена спрезања**, узима у обзир утицај степена спрезања  $\varepsilon_{an}$  на величину радног напона. Одређује се према:

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{an}} \quad (33.37)$$

$Y_\beta$  - **фактор косих зубаца**, узима у обзир повољнији положај зупчаника са косим зупцима у погледу величине радног напона у подножју у односу на зупчанике са правим зупцима. Одређује се према:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ} \quad (33.38)$$

где је  $\varepsilon_\beta$  - степен спрезања бочних линија, а  $\beta$  угао нагиба зупца на подеоном цилиндру. Израз (33.38) важи уз следећа ограничења:

- за  $\varepsilon_\beta > 1$  узима се  $\varepsilon_\beta = 1$
- за  $\beta > 30^\circ$  узима се  $\beta = 30^\circ$ .

#### 3.3.4.2. Критични напони подножја зубаца

При одређивању критичних напона подножја зубаца треба узети у обзир рад зупчастог пара у експлоатационим условима. При томе могу да се јаве два карактеристична случаја. Преносник, а самим тим и зупчасти пар може да преноси кретање односно обртни момент само у једном смеру или у оба смера. Уколико је пренос обртног момента само у једном смеру, онда је карактер промене напона једносмерно променљив, па је критични напон трајна динамичка издржљивост подножја при једносмерно променљивом оптерећењу  $\sigma_{Flim}$ , чије су вредности дате у прилогу ПЗЗ-20. За случај да се кретање односно обртни момент преноси у оба смера, онда вредности из прилога ПЗЗ-20 за трајну динамичку издржљивост подножја зубаца  $\sigma_{Flim}$  треба множити са 0,67.

Наизменично променљиво оптерећење може да се јави и при преносу обртног момента само у једном смеру, ако се ради о међузупчанику, на пример код планетних преносника.

Вредности за трајну динамичку издржљивост подножја зубаца  $\sigma_{Flim}$ , за материјале од којих се израђују зупчаници, добивене су експерименталним путем у лабораторијским условима (таблица П33-20) за тачно дефинисане услове испитивања.

С обзиром да су радни услови пројектованих зупчаника различити од експерименталних, врши се корекција трајне динамичке издржљивости подножја зубаца  $\sigma_{Flim}$  одговарајућим факторима, који су такође добивени експерименталним путем. Према томе критични напон, односно издржљивост подножја зубаца одређује се према:

$$[\sigma_F] = \sigma_{Flim} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X \quad (33.39)$$

Корекциони фактори одређују се на следећи начин:

- $Y_{NT}$  - **фактор радног века**, узима у обзир укупан број спрезања  $N$  на носивост зупчаника. Одређује се према прилогу П33-16.
- $Y_{ST}$  - **фактор концентрације напона опитног зупчаника**, који износи  $Y_{ST} = 2$ .
- $Y_{\delta relT}$  - **релативни фактор осетљивости материјала на концентрацију напона**, узима у обзир осетљивост материјала на концентрацију напона пројектованог зупчаника у односу на опитни зупчаник од истог материјала. Одређује се из прилога П33-18.
- $Y_{RrelT}$  - **релативни фактор хрпавости**, узима у обзир утицај хрпавости пројектованог зупчаника у односу на опитни зупчаник са хрпавошћу у подножју  $R_z = 10 \text{ mm}$ . Одређује се према прилогу П33-17.
- $Y_X$  - **фактор величине пресека**, узима у обзир утицај величине пресека зупца на издржљивост подножја зупца. Одређује се из прилога П33-19.

Пошто фактори  $Y_{\delta relT}$ ,  $Y_{RrelT}$  и  $Y_X$  мало одступају од 1, то се за приближни прорачун може узети:

$$Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X = 1$$

### 3.3.4.3. Степен сигурности подножја зубаца

Може се дефинисати степен сигурности против заморног лома зупца и против насилног лома зупца у подножју. При томе је неопходно да се одреде степени сигурности и малог и великог зупчаника.

Однос критичног напона  $[\sigma_F]$  дефинисаног изразом (33.39) и радног напона  $\sigma_F$  одређеног према изразу (33.36) представља степен сигурности



против заморног лома зупца у подножју. Према томе степен сигурности против заморног лома зубаца у подножју малог и великог зупчаника одређује се према:

$$S_{F1} = \frac{[\sigma_F]_1}{\sigma_{F1}}; \quad S_{F2} = \frac{[\sigma_F]_2}{\sigma_{F2}} \quad (33.40)$$

У случају да се не располаже емпиријским подацима о величини степена сигурности, може као минимална вредност степена сигурности да се усвоји  $S_{F \min} = 1,1 \dots 1,3$ .

### 3.3.5. Материјали за израду зупчаника

За израду зупчаника примењују се велики број различитих материјала, почев од сивог лива, челичног лива, нодуларног лива, преко обичних конструкционих челика, побољшаних челика па све до легираних челика за цементацију и нитрирање. Примењују се такође и нечелични материјали, као што су титан и алуминијумске легуре, као и разне врсте пластичних маса. Због техничких и економских разлога највећу примену имају челични материјали.

На избор материјала који ће се применити утичу велики број фактора, и то пре свега карактеристике издржљивости односно захтеви везани за квалитет материјала, затим цена материјала, начин израде и завршна термичка и механичка обрада, величина серије као и бука и вибрације у току рада.

Општа тенденција за смањењем димензија зупчаника као и могућност веома квалитетне термичке и механичке обраде, довела је до широке примене квалитетних и термички обрађених материјала. При томе највећу примену имају челици за цементацију, док се у мањој мери примењују пламено и индукционо каљени челици, односно челици за нитрирање.

При избору материјала малог и великог зупчаника треба имати на уму да је мали зупчаник угроженији у радним условима због већег броја обртаја, као и могућности појаве питинга. Због тога се за мали зупчаник бира нешто бољи квалитет материјала. У случају зупчастог пара где су оба зупчаника израђена од истог челика за побољшање потребно је да тврдоћа бокова малог зупчаника буде за 30...40 *HV* већа у односу на тврдоћу бокова великог зупчаника.

Користи се и комбинација да мали зупчаник буде израђен од челика, а велики од сивог лива, челичног лива или нодуларног лива. Код преносника већих снага (на пример турбински преносник), тело и венац великог зупчаника израђују се од различитих материјала. Тело зупчаника ради се на пример од челичног лива, а на њега се затим навлачи озубљени венац израђен од квалитетног челика.

При избору комбинације материјала цементирани или нитрирани челик / побољшани челик, брушени бок зупца од отврдног материјала у току спрезања глача бок зупца од побољшаног челика, чиме се смањује опасност од појаве питинга. Код зупчастих парова са малом обимном брзином ( $v_t < 0,5 \text{ m/s}$ ) користе се најчешће исте тврдоће бокова великог и малог зупчаника.

Преглед материјала за израду зупчаника и њихове основне карактеристике издржљивости дате су у табели ПЗЗ-20. При избору врсте материјала за израду зупчаника треба имати у виду њихове следеће карактеристике.

**Сиви лив** се примењује за мања оптерећења и мале бројеве обртаја ( $v_t < 2 \text{ m/s}$ ), за зупчанике са компликованим обликом и већим модулима. Лако се обрађује, пригушује буку али је осетљив на ударна оптерећења.

**Нодуларни лив** примењује се за израду зупчаника за већа оптерећења и код њега је могућа термичка обрада.

**Црни темпер лив** користи се за израду зупчаника мањих димензија и има бољу чврстоћу и жилавост у односу на сиви лив.

**Челични лив** се користи за израду зупчаника великих димензија, али се у односу на сиви лив теже лије. Користи се за израду ваљаних и кованих зупчаника. Има ниску цену и могућност термичке обраде као код челика.

**Челик** се највише примењује за средње и високо напрегнуте зупчанике. Овај материјал омогућује различите видове термичке и механичке обраде, чиме се добијају жељене карактеристике издржљивости.

Обични конструкциони челици примењују се за средња оптерећења.

**Челици за побољшање** могу бити легирани и нелегирани, и зависно од свог хемијског састава (нарочито  $\geq 0,3 \text{ \%C}$ ) примењују се у отврдног стању (висока тврдоћа бокова) или у побољшаном стању (висока жилавост). Побољшање се изводи пре израде озубљења, тако да не долази до промене димензија зупчаника услед побољшања, чиме је елиминисана и завршна механичка обрада. Челици за побољшање, који садрже потребну количину угљеника (0,35...0,5%), могу индукционо или пламено да се кале.

Код **индукционог каљења** зупчаник се загрева индуктивним путем помоћу електричне струје. При томе се користе два фреквентна поља: - средња фреквенца (500...10000 Hz) и - висока фреквенца (100...500 kHz). За постизање исте дебљине окаљеног слоја ова два поља се у извесној мери преклапају. При томе се користе технолошки поступци каљења померањем, каљења међузубља и каљење целог венца зупчаника. По достизању температуре каљења врши се хлађење водом.

Код **пламеног каљења**, загревање се врши мешавином кисеоника и горућег гаса. Зупчанике мањих димензија ( $d \leq 200 \text{ mm}$ ;  $m_n < 6 \text{ mm}$ ) могуће је загревати по целом венцу истовремено, а затим се по достизању

температуре каљења врши хлађење водом. Код зупчаника већих димензија ( $d \leq 3000 \text{ mm}$ ;  $m_n > 8 \text{ mm}$ ) врши се појединачно каљење зубаца, при чему се дуж површине зупца креће пламеник а иза њега глава за хлађење.

Код пламено и индукционо каљених зупчаника најчешће није неопходна завршна обрада брушењем.

**Нитрирање** је термохемијски поступак отврдњавања где у чисте и потпуно обрађене бокове зубаца продире азот на повишеним температурама.

Код **нитрирања у гасу** процес се изводи најчешће у атмосфери амонијака на температури од  $500...530 \text{ }^\circ\text{C}$ . Време трајања овог процеса је релативно дуго (до 180 сати за око 0,6 mm дубине отврдњавања). Време отврдњавања може одређеним поступцима јонизације да се смањи.

Код **нитрирања у кади**, поступак се изводи у кади са одговарајућим солима (цијанидима), на температури  $520...580 \text{ }^\circ\text{C}$  и траје 2...3 сата. Нитрирање у кади може да се примени за зупчанике средње величине ( $d \leq 600 \text{ mm}$ ;  $m_n < 10 \text{ mm}$ ).

Поступком нитрирања добијају се јако тврде површине бокова, са релативно малом дебелином отврднутог слоја, а долази и до повећања динамичке издржљивости зупчаника. При томе скоро да нема промена димензија зупчаника, што искључује завршну механичку обраду.

**Челици за нитрирање** су специјално за нитрирање припремљени челици у побољшаном стању.

**Челици за цементацију** су нелегирани и ниско легирани челици (Mn, Cr, Mo, Ni) са ниским садржајем угљеника (0,1 ...0,25 %C). У току цементације у површинске слојеве оваквог челика продире угљеник (0,8 ... 0,9 %C). Поступак може да се изведе средствима у облику прашка, течности (сона када) или гаса на температури од  $850...950 \text{ }^\circ\text{C}$ , а затим се врши хлађење у уљу на  $150...200 \text{ }^\circ\text{C}$ . На овај начин добијају се врло тврде површине бокова зубаца, а побољшавају се и карактеристике издржљивости зупчаника. У току цементације долази до извес- не промене димензија зупчаника, тако да је касније неопходна завршна обрада брушењем врло тврдох површина бокова зубаца (на пример за  $m_n < 10 \text{ mm}$  додаток за брушење износи  $(0,11+0,015m_n)$ ).

У новије време у примени је и завршна обрада финим глодањем, тако да се у великој мери скраћује и појефтињује завршна обрада цементираних зупчаника. Цементација може да се примени и за зупчанике већих димензија ( $d \leq 3000 \text{ mm}$ ).

### 3.3.6. Избор основних величина и конструкционо извођење

При избору основних величина зупчаника полази се од ограничења која се при томе постављају, а која су најчешће везана за пречник вратила малог зупчаника, расположиви простор за уградњу преносника односно за

унапред дефинисано осно растојање, могућност коришћења квалитетних материјала, и др.

У случају да није познато осно растојање, онда се димензије преносника одређују на основу искуствених података о до сада изведеним цилиндричним преносницима. При томе се најпре одређује пречник подеоне кружнице малог зупчаника  $d_1$  у mm према изразу:

$$d_1 = 850 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_A \cdot S_{Hmin}^2}{\psi_{bd} \cdot \sigma_{Hlim}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad (33.41)$$

$K_A$	фактор радних услова (прилог П33-1),
$T_1$	обртни момент малог зупчаника у Nm,
$\psi_{bd}$	однос ширине и подеоне кружнице малог зупчаника $\psi_{bd} = b/d_1$ (прилог П33-23а,б),
$u$	кинематски преносни однос,
$\sigma_{Hlim}$	трајна динамичка издржљивост бокова зубаца у $N/mm^2$ (прилог П33-20),
$S_{Hmin}$	минимални степен сигурности против разарања бокова зубаца ( $S_{Hmin}=1,2...1,5$ ).

Број зубаца малог зупчаника  $z_1$  може оријентационо да се усвоји из прилога П33-24, а затим да се одреди модул зупчаника ( $m = d_1/z_1$ ), при чему се усваја прва већа стандардна вредност модула (прилог П31-1). Остале геометријске величине зупчастог пара одређују се према изразима датим у табlici 32.1. При томе треба тежити да осно растојање буде цео стандардни број (прилог П13-1).

Зависно од конструкционог извођења пречник подеоне кружнице малог зупчаника креће се у границама:

- ♦ код израде изједна са вратилом (таблица 33.1а):  $d_1 = (1,2...1,3) \cdot d_v$
- ♦ код посебне израде вратила и зупчаника (таблица 33.1б):  $d_1 = (2,0...2,5) \cdot d_v$

Избор пречника вратила одређује се према изразу (41.18), односно (41.21).

Коначно усвајање димензија зупчаника врши се после завршног прорачуна (тачка 3.3.3 и 3.3.4).

### 3.3.6.1. Избор ширине зупчаника

Избор ширине зупчаника обично се задаје у односу на пречник подеоне кружнице малог зупчаника ( $b/d_1$ ), у односу на модул ( $d/m$ ), или у односу на осно растојање ( $b/a$ ).

За избор ширине зупчаника у односу на пречник подеоне кружнице малог зупчаника ( $b/d_1$ ) може се користити прилог П33-23а, где је однос ( $b/d_1$ ) дат у зависности од врсте материјала и начина улежиштења. При томе треба водити рачуна и о односу ширине зупчаника  $b$  и модула  $m$  (прилог П33-25). Јако добре резултате за избор ширине зупчаника даје и дијаграм у прилогу П33-23б.

У циљу компензације нетачности при изради и монтажи, ширина малог зупчаника узима се нешто већа у односу на ширину великог зупчаника. Тиме се повећава и носивост у односу на издржљивост подножја малог зупчаника.

### 3.3.6.2. Избор броја зубаца малог зупчаника

Избор броја зубаца има битан утицај на носивост зупчаника. За исто осно растојање и исти преносни однос, могуће је променом модула, померања профила и угла нагиба добити различите бројеве зубаца зупчаника. При томе се мења и носивост зупчаника у односу на издржљивост бокова, подножја и у односу на заривавање.

На број зубаца поред осталог утичу преносни однос и број обртаја, односно обимна брзина. У зависности од обимне брзине, број зубаца малог зупчаника  $z_1$  бира се према:

$$z_1 \cong 20...25 \text{ за високе обимне брзине } v_t > 5 \text{ m/s,}$$

$$z_1 \cong 18...22 \text{ за средње обимне брзине } v_t = 1...5 \text{ m/s,}$$

$$z_1 \cong 15...20 \text{ за мале обимне брзине } v_t < 1 \text{ m/s.}$$

У односу на преносни однос  $u$ , а зависно од материјала и завршне термичке обраде, избор броја зубаца  $z_1$  врши се према прилогу ПЗЗ-24.

### 3.3.6.3. Избор померања профила

Погодним избором померања профила и применом V-нултих и V зупчастих парова може знатно да се утиче на носивост зупчаника. Развијен је читав низ система за избор померања профила, при чему критеријум за избор може да буде - иста брзина клизања на теменим деловима зубаца малог и великог зупчаника или њихова иста носивост у односу на заривавање, - исто напрезање подножја зубаца малог и великог зупчаника.

Граничне вредности коефицијента померања профила одређују се према дијаграму на сл. 32.27.

Према DIN 3992 избором збира померања профила постиже се:

◆ висока носивост  $x_1 + x_2 = 1 \quad (0,7...1,2)$

◆ високи степен спрезања  $x_1 + x_2 = -0,2 \quad (-0,4...0)$

◆ уједначено озубљење  $x_1 + x_2 = 0,3 \quad (0,2...0,4)$

Избор парцијалних померања профила врши се према прилогу ПЗЗ-26.

При избору померања профила треба узети у обзир и утицај померања профила на осно растојање (види таблицу 32.1).

### 3.3.6.4. Избор модула

Вредности модула су стандардизоване и бирају се према прилогу ПЗ1-1. Међутим могуће је за исто осно растојање, променом броја зубаца и померања профила, варирати и вредност модула зупчаника. Зупчаници са већим модулима имају веће зупце, а самим тим и већу носећу ширину у

односу на зучанике са мањим модулима. Због тога се вредности модула дају у зависности од ширине зупчаника, и у прилогу ПЗ3-25 дате су минималне препоручене вредности модула.

Са друге стране код зупчаника са косим зупцима повећањем вредности модула, опада степен спрезања бочних линија. Због тога, уколико се жели да задржи усвојена минимална вредност степена спрезања бочних линија  $\varepsilon_{\beta min}$ , постоји ограничење:

$$m_n \leq b \cdot \sin \beta / (\varepsilon_{\beta min} \cdot \pi)$$

### 3.3.6.5. Избор угла нагиба зубаца

Са порастом угла нагиба зубаца  $\beta$  код зупчаника са косим зупцима расту и предности које они имају у односу на зупчанике са правим зупцима. Основна предност огледа се у вредности степена спрезања бочних линија, где се за  $\varepsilon_{\beta} > 1$ , поред повећања носивости, добија и мирнији рад са смањеним унутрашњим динамичким силама. Међутим са порастом угла нагиба расте и аксијална сила, што додатно оптерећује лежаје. Због тога се код вишестепених преносника за први пар бира угао нагиба у границама  $\beta = 10^\circ \dots 15^\circ$ , за други пар  $\beta = 8^\circ \dots 12^\circ$  док трећи спороходи пар може бити и са правим зупцима.

Код зупчаника мањих димензија и мањих односа  $b/d_f$  могу се узети и веће вредности угла нагиба (до  $30^\circ$ ). Смерови угла нагиба бирају се из услова минималног оптерећења вратила и лежаја.

Код зупчаника са стреластим зупцима и двојних косозубих зупчаника аксијалне силе се поништавају, па угао нагиба зупца може бити и већи и креће се у границама  $20^\circ \dots 30^\circ$  (до  $35^\circ$ ).

За избор угла нагиба зупца може се користити однос:

$$\sin \beta = \frac{(1,01 \dots 1,05) \cdot m_n \cdot \pi}{b}$$

Степен спрезања бочних линија треба да буде у границама  $\varepsilon_{\beta} > 1$ , односно  $\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} \geq 2,2$  за  $v_t \leq 20 \text{ m/s}$ , тј.,  $\varepsilon_{\beta} > 1,2$ , односно  $\varepsilon_{\gamma} > 2,6$  за  $v_t \leq 40 \text{ m/s}$ .

### 3.3.6.6. Избор преносног односа

Од преносног односа зависе димензије зупчастог пара, а самим тим и преносника у целини. Због тога се понекад двостепеним преносницима могу постићи мање димензије преносника него једностепеним.

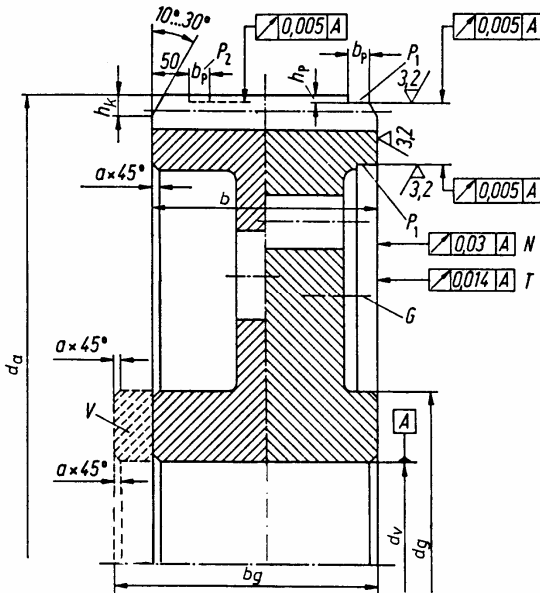
Вредности преносног односа преносника бирају се на следећи начин:

- ◆ једностепени преносници  $u \leq 6(8)$
- ◆ двостепени преносници  $u \leq 35(45); u_1 = 0,7 \cdot u^{0,7}$
- ◆ тростепени преносници  $u \leq 150(200); u_1 = 0,55 \cdot u^{0,55}; u_{II} = u^{0,32}$ .

Парцијални преносни односи вишестепених преносника могу се бирати према следећој табlici:

$u_{\Sigma} \approx$	10	20	30	40	50	70	100	200
$u_I \approx$	3,5	4,8	6,5	4,1	4,5	5,5	6,9	9,5
$u_{II} \approx$	2,9	4,2	4,6	3,3	3,5	3,9	4,5	5,5
$u_{III} \approx$	-	-	-	2,9	3,2	3,2	3,2	3,8

Уколико не постоје друга ограничења, преносни однос бирати тако да буде разломљен број. На овај начин се избегава периодично спрезање истих парова зубаца, тако да је хабање свих бокова зубаца равномерно.

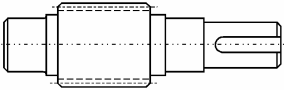
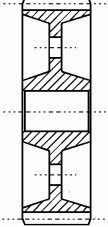
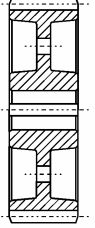
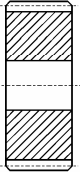

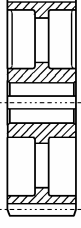
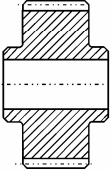
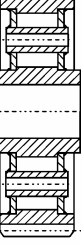
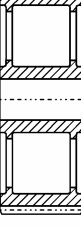


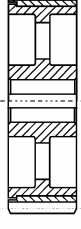
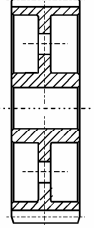
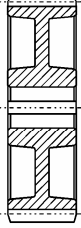
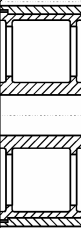


Сл. 33.11. Конструкционо извођење тела зупчаника: а) издубљен облик добијен кованњем или стругањем б) пуни облик са незнатним издубљењем између венца и главчине

Препоручене конструкционе мере:

- ♦ Закошење у циљу растеређења крајева зубаца:  
 $h_k \cong t$ , за  $b > 10t$ ;  $h_k \cong 1+0,1t$ , за  $b < 10t$ .
- ♦ Спољашња или унутрашња ослона површина  $P_1$  (за случај да се зупчаници не могу центрирати према отвору у главчини) :  $h_p \cong 0,1 t$ ,  $b_p \cong 10 t$ , за  $d > 700 t$ . Друга ослона површина  $P_2$  користи се код  $b > 500 t$ .
- ♦ Аксијално бацање:  $N$  за  $v_t < 25 t/s$ ;  $T$  за  $v_t > 25 t/s$ .
- ♦ Отвори ради лакшег транспорта, монтаже и смањења тежине. Број отвора: за  $d_a < 300 t$ ,  $n = 0$ ; за  $300 t < d_a < 500 t$ ,  $n = 4$ ; за  $500 t < d_a < 3000 t$ ,  $n = 8$ . Брзоходи зупчаници израђују се без отвора. Код плочастих зупчаника тежих од  $15 kg$  могу се предвидети рупе са навојем  $G$ , ради лакшег намештања и транспорта.
- ♦ Пречник главчине:  $d_g = (1,2 \dots 1,6) \cdot d_v$ .
- ♦ Ширина главчине :  $b_g > d_v$ , и  $b_g < d_a/6$ .
- ♦ Закошење ивица:  $a \cong 0,5 + 0,01 \cdot d_v$ .

Таблица 33.1. Конструкциони облици зупчаника

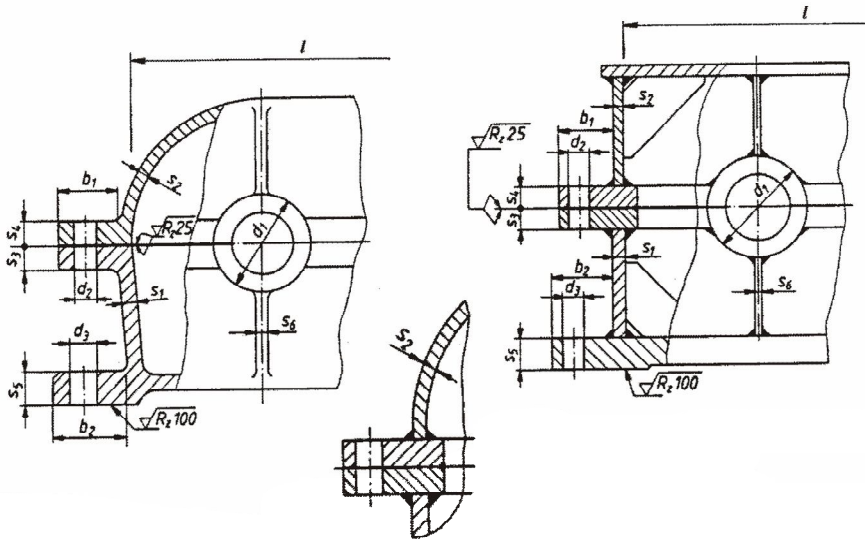
 <p>a)</p>	 <p>б)</p>	 <p>ј)</p>
 <p>б)</p>	 <p>е)</p>	 <p>к)</p>
 <p>в)</p>	 <p>ж)</p>	 <p>л)</p>
 <p>г)</p>	 <p>з)</p>	 <p>љ)</p>
 <p>д)</p>	 <p>и)</p>	 <p>м)</p>



### 3.3.6.7. Обликовање

На конструкциони облик зупчаника битан утицај имају величина оптерећења, употребљени материјал, начин израде и термичка обрада, предвиђени радни век, предвиђена тачност и број комада. На пример при раду са великим угаоним брзинама захтева се високи степен искоришћења и мања бука, што условљава висок квалитет обраде и уравнотежење маса.

Начин обликовања и избор основних димензија зупчаника приказни су на сл. 33.11, а основни конструкциони облици зупчаника приказани су у табlici 33.1. Радионички цртеж зупчаника са основним подацима за израду дат је у прилогу П33-27.



Сл. 33.12. Препоруке за избор димензија ливеног (а) и завареног (б) кућишта (l - дужина кућишта)

$$\begin{aligned}
 s_1 &\cong 0,012 \cdot l + 5 \text{ mm} \\
 s_2 &\cong (0,8 \dots 1) \cdot s_1 \\
 s_3 &\cong 1,5 \cdot s_1 \cong s_4 \\
 s_5 &\cong 2 \cdot s_1 \\
 s_6 &\cong 0,7 \cdot s_1 \\
 d_1 &\cong 1,4 \cdot D_{eL} \\
 d_2 &\cong 1,2 \cdot s_1 \\
 d_3 &\cong 1,6 \cdot s_1 \\
 b_1 &\cong 3 \cdot s_1 + 10 \text{ mm} \\
 b_2 &\cong 3,5 \cdot s_1 + 15 \text{ mm} \\
 D_{eL} &\text{ - сп. пречник лежаја}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 s_1 &\cong 0,005 \cdot l + 4 \text{ mm} \\
 s_2 &\cong (0,5 \dots 0,8) \cdot s_1 \\
 s_3 &\cong 2 \cdot s_1 \cong s_4 \\
 s_5 &\cong 3,5 \cdot s_1 \\
 s_6 &\cong 0,7 \cdot s_1 \\
 d_1 &\cong 1,4 \cdot D_{eL} \\
 d_2 &\cong 1,5 \cdot s_1 \\
 d_3 &\cong 2 \cdot s_1 \\
 b_1 &\cong 4 \cdot s_1 + 10 \text{ mm} \\
 b_2 &\cong 4,5 \cdot s_1 + 15 \text{ mm} \\
 D_{eL} &\text{ - сп. пречник лежаја}
 \end{aligned}$$

### 3.3.6.8. Конструкционо извођење кућишта и преносника

На исправан рад преносника веома велики утицај има кућиште. Задатак кућишта је:

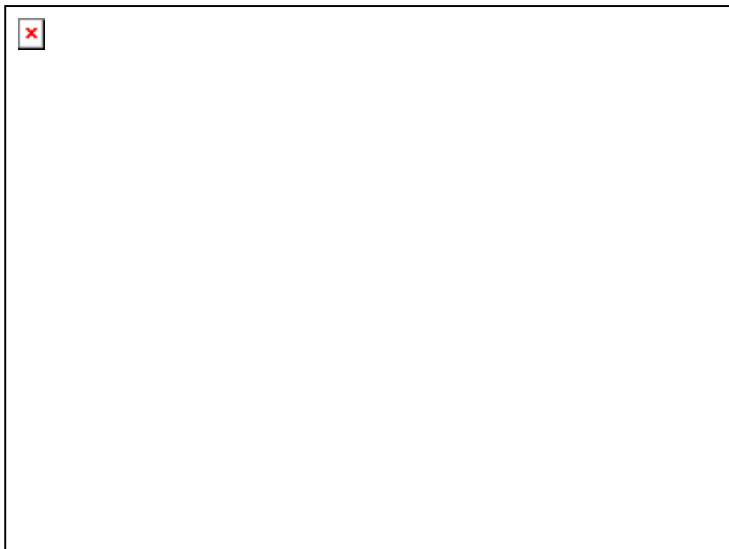
- ◆ да обезбеди беспрекорно улежиштење,

- ◆ да пренесе сва оптерећења на темељ преносника,
- ◆ да штити виталне елементе преносника од утицаја околине (прашине, воде, влаге, нечистоће)
- ◆ да омогући подмазивање елемената преносника (зупчаника, лежаја),
- ◆ да пригушује буку и вибрације,
- ◆ да обезбеди термичку стабилност при раду преносника (загревање, хлађење).

Димензије кућишта најчешће се бирају зависно од осног растојања  $a$ . Препоручене вредности за избор основних геометријских величина ливених и заварених кућишта дате су на сл. 33.12.

Кућишта се најчешће изводе дводелна са поделом у равни вратила, што омогућује лаку монтажу и демонтажу. Растојање између чеоних и темених површина зупчаника и зидова кућишта је  $\delta_{min} = (1,1...1,2)s_1 \geq 10 \text{ mm}$ , а између дна и темене површине  $\delta_{dmin} = 5 \cdot m + 10 \text{ mm}$ , где је  $m$  модул зупчаника.

Храпавост належућих површина обода кућишта треба да буде  $R_z = (16...25) \mu\text{m}$ , а храпавост цилиндричних површина ослонаца лежаја  $R_z < 16 \mu\text{m}$ .



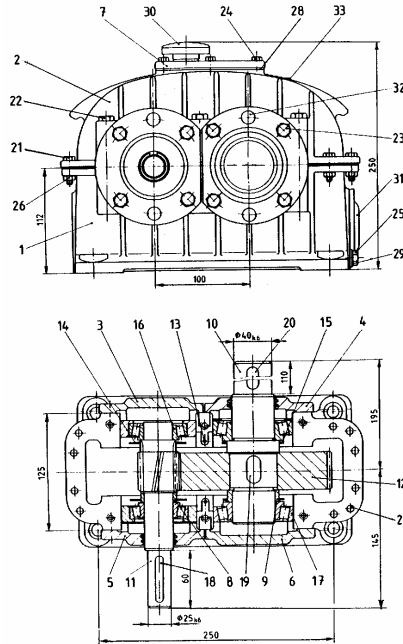
Сл. 33.13. Двостепени коаксијални преносник

Ради прикупљања опилака и контроле хабања при дну кућишта поставља се магнетни чеп. При врху кућишта оставља се вентилациони отвор (одушка), ради компензације промене притиска у току рада.

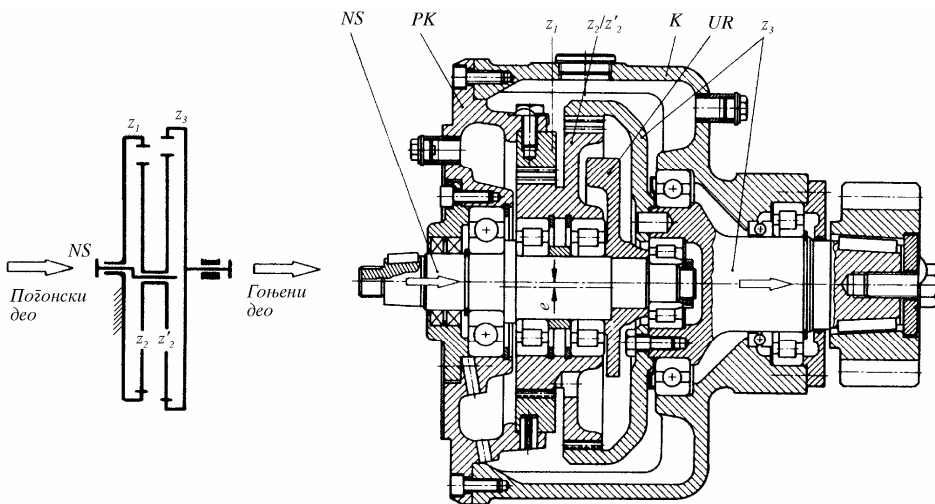
Подмазивање се најчешће изводи потапањем зупчаника, који у току рада распрскава уље. Код већих обимних брзина, односно већих оптерећења, подмазивање се изводи помоћу уља под притиском. Овај систем поред подмазивања има и функцију хлађења преносника.

Лежаји се подмазују непосредним прскањем уља од зупчаника, уколико су према њима отворени, или пак преко посебних канала за довођење уља.

Конструкционо извођење преносника приказано је на сликама 33.13-33.15.



Сл. 33.14. Једноступени преносник са ливеним кућиштем



Сл. 33.15. Планетни преносник са унутрашњим спрезањем: а) шематски приказ; б) конструкционо извођење.

*(NS - ексцентрично улазно вратило - носач сателита;  $z_1$  - централни озубљени венац (реакциони члан);  $z_2/z'_2$  - сет планетних зупчаника;  $z_3$  - излазно вратило са озубљеним венцем; K - кућиште; PK - поклопац кућишта; UR - уравнотеживач маса).*