

## 5. УСЛОВ НА МИНИМУМ МАТЕРИЈАЛ

### 5.1. Дефиниција и пример

Условот на минимум материјал (Least Material Condition - LMC) се означува на цртеж со  $\textcircled{L}$  и се применува кога треба да се заштити минималната дебелина на ѕид од дел, обично од јакостни причини. Мера на минимум материјал (LM) е најмалиот дозволен дијаметар на чепот или најголемиот дијаметар на отворот. Во некои случаи кога геометриските елементи се со мера блиска до минимум материјал постои опасност дебелината на ѕид да стане премала и да доведе до опасност од оштетување на делот. Условот на минимум материјал има за цел да ја ограничи минималната дозволена дебелина на ѕидот.

За **оска** и други надворешни геометриски елементи со сопствена мера, виртуелната граница при условот на минимум материјал, се пресметува:

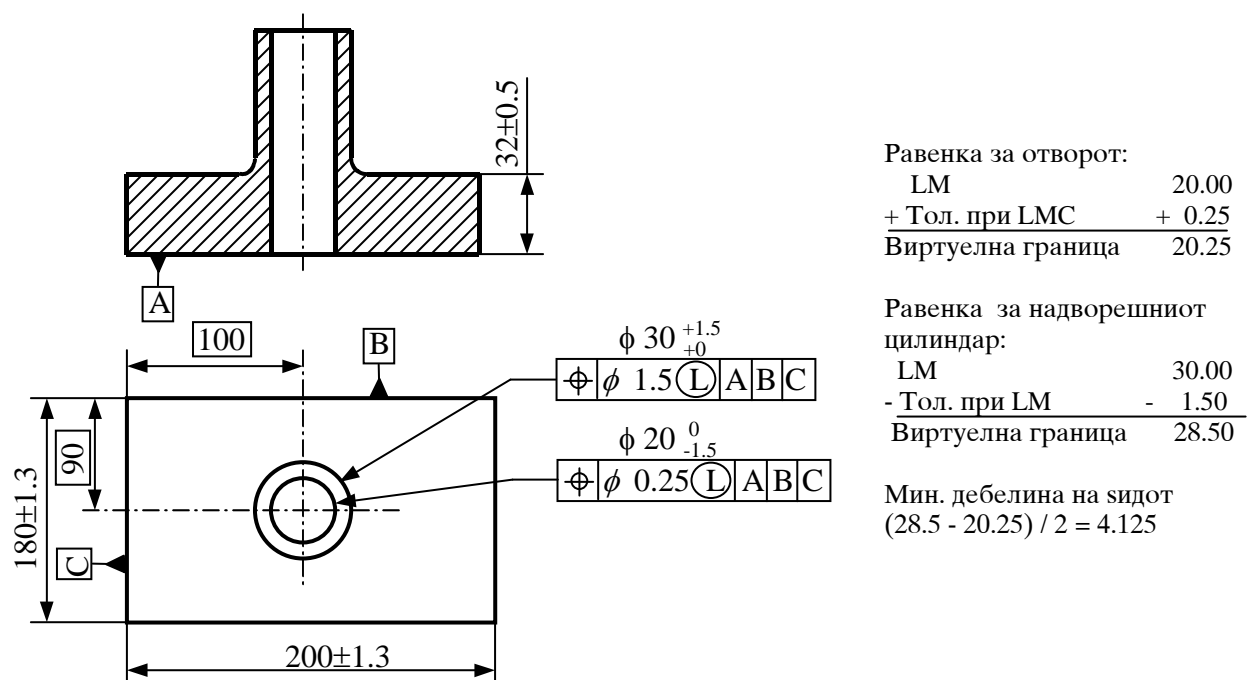
$$\text{виртуелна граница} = \text{дијаметар на оската при LM} - \text{геометриска толеранција при LM}$$

За **отвор** виртуелната граница при условот на минимум материјал се пресметува:

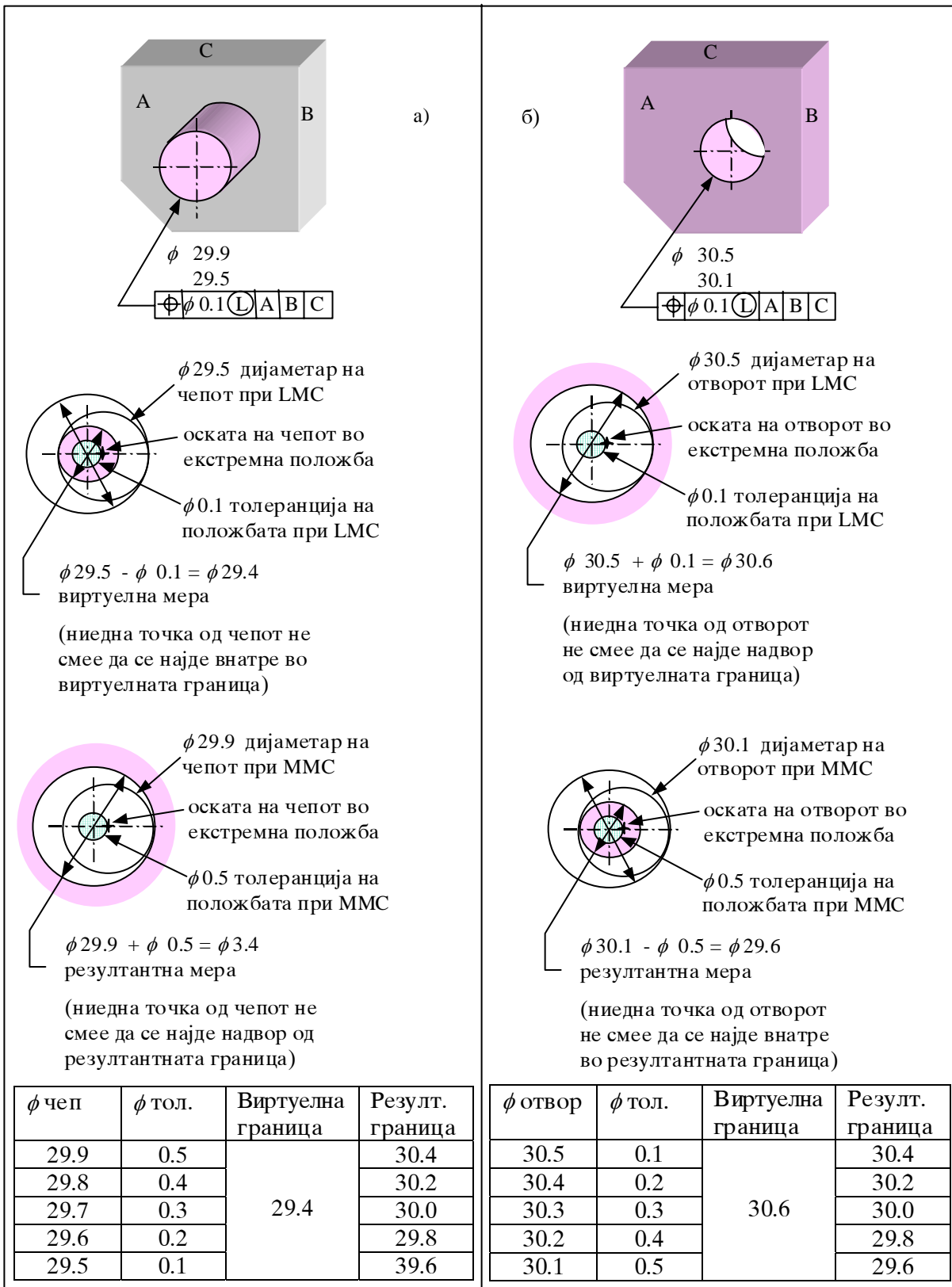
$$\text{виртуелна граница} = \text{дијаметар на отворот при LM} + \text{геометриска толеранција при LM}$$

Пресметката на основните големина : виртуелна граница, резултантна граница, големина на толерантното поле, при примена на условот на минимум материјал за отвор и осовинка е прикажана на сл. 5.1.

#### Пример 7.



Сл. 5.2. Минималната дебелина на ѕидот на дизајнот е заштитена со примена на условот на минимум материјал



Сл.5.1 Пресметување на виртуелната и резултантната граница за а)оскичка и б)отвор, при примена на условот на минимум материјал

Проверката на минималната дебелина на ѕидот е важна за да не се јави пречекорување на дозволените напони во делот поради намаливање на површината на некој критичен пресек. Минимална дебелина на ѕидовите се проверува помеѓу надворешен и внатрешен геометриски елемент како и помеѓу жлебови и отвори кои се блиску еден до друг. Минималната дебелина на ѕидот се проверува за најлошиот дозволен случај кој може да се јави при изработката на делот.

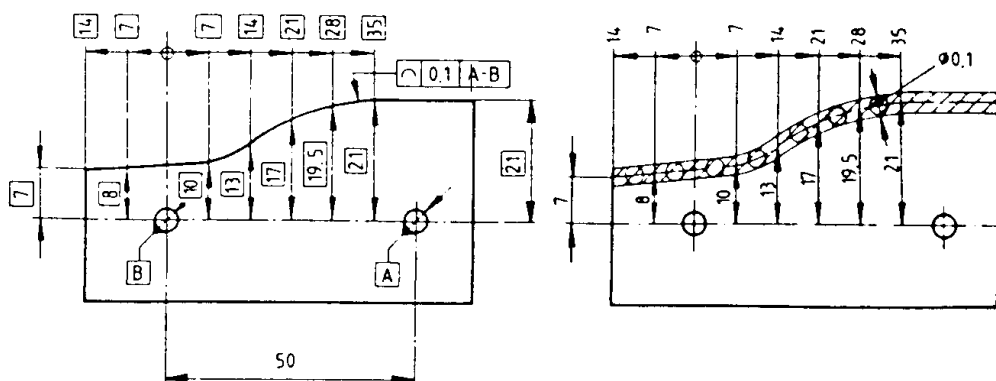
За делот на сл.5.2, критична е дебелината на ѕидот на цевчестата испакнатина (дизна). Во задачата се бара да се одреди минималната дебелина на ѕидот според зададените толеранции. Решението на задачата е дадено на сл. 5.2.

## 6. СПЕЦИФИЧНОСТИ НА ПОЕДИНИ ТОЛЕРАНЦИИ

### 6.1. Специфичности на толеранцијата на профил

Толеранциите на профили се дадени во ISO 1101, а примената е опишана во ISO 1660. Се разликуваат два вида толеранции на профил и тоа: толеранција на профил на линиите и толеранција на профил на површина. Толеранцијата на профил е единствениот вид геометриска толеранција што може да се зададе кај криви линии и површини со сложена геометрија. Толеранцијата на профил обично се задава без на референтен систем, но може по потреба да се зададе и во однос на референтен систем. Номиналниот (теоретски точниот) облик се дафинира со теоретски точни мери (во правоаголна рамка) во однос на референтен систем (сл. 6.1) или без референтен систем (сл. 6.2).

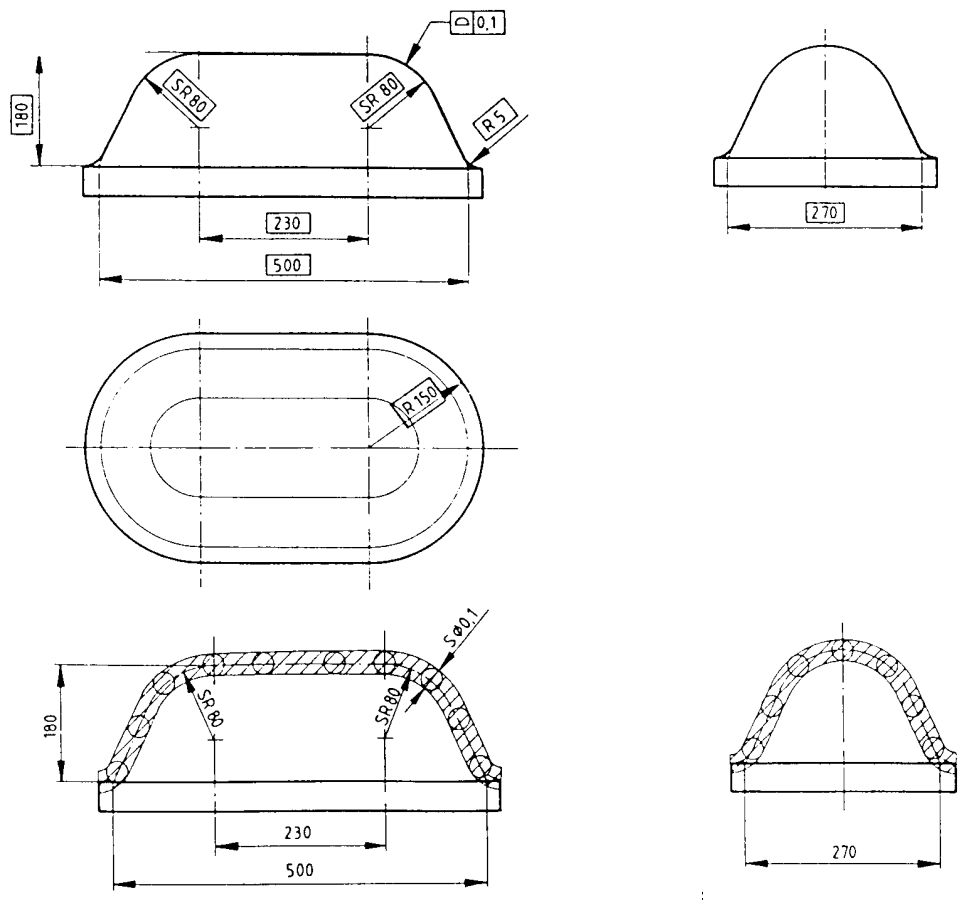
Кај примерот на сл. 6.1 е зададена толеранција на профил на линија. Теоретски точната линија е определена со теоретски точни мери. Во било кој пресек паралелен со проекцијата, толерантното поле е дводимензионално и се дефинира со две криви линии тангентни на кругови со дијаметар колку толеранцијата и со центри на номиналната линија. Положбата на толерантното поле е целосно определена со теоретски точни мери во однос на сложена референција формирана со едновремено поставување на делот на оската А и оската В (на двата отвора).



Сл. 6.1. Толеранција на профил на линија каде номиналниот облик на линиите и положбата во однос на референцијата А-В се дадени со теоретски точни мери

Кај примерот на сл.6.2 е зададена толеранција на профил на површина. Номиналната површина е определена со сопствени теоретски точни мери. Толерантното поле е еквиливантно во однос на номиналната површина е

ограничено со две површини тангентни на сфери чиј дијаметар е еднаков на толеранцијата и чии центри се наоѓаат на номиналната површина. Толерантното поле го контролира само обликот на профилот и не е врзано за референции (има 6 степени на слобода).



Сл. 6.2. Толеранција на профил на површина. Номиналниот облик на површината е зададен со теоретски точни мери, без примена на референции

## 6.2. Геометриски толеранции на конуси

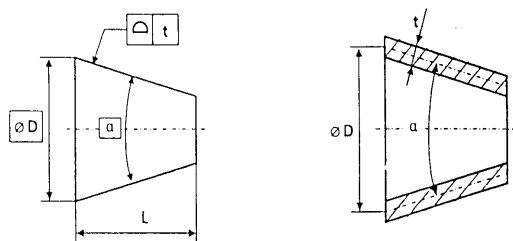
### 6.2.1. Профил на конус

Кај конусите се применуваат следните видови толеранции:

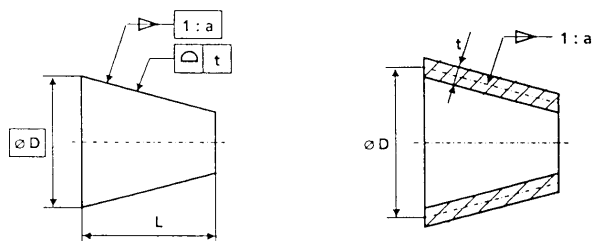
- профил на конус,
- радијална положба на конус во однос на референтна оска,
- аксијална положба на конус во однос на референтна рамнина.

На примерите на сл. 6.3 и сл. 6.4 се прикажани начини на котирање и задавање на геометриска толеранција на профил на конус. На сл. 6.3, теоретски точниот конус е зададен со дијаметар  $\phi D$  и агол  $\alpha$ , како теоретски точни мери, додека должината на конусот е слободна мера. На сл. 6.4 теоретски точниот конус е дефиниран со дијаметар  $\phi D$  и наклон  $1:a$ . Толерантното поле е помеѓу два конуса на растојание  $t$ , кои се еквидистантни со номиналниот конус.

Дефинирање на теоретски точен конус со задавање на два теоретски точни дијаметра и теоретски точно растојание помеѓу нив не се препорачува.



Сл. 6.3. Толеранција на профил на конус оидределен со дијаметар и агол



Сл. 6.4. Толеранција на профил на конус коиран со дијаметар и наклон

## 6.2.2. Аксијална положба на конус

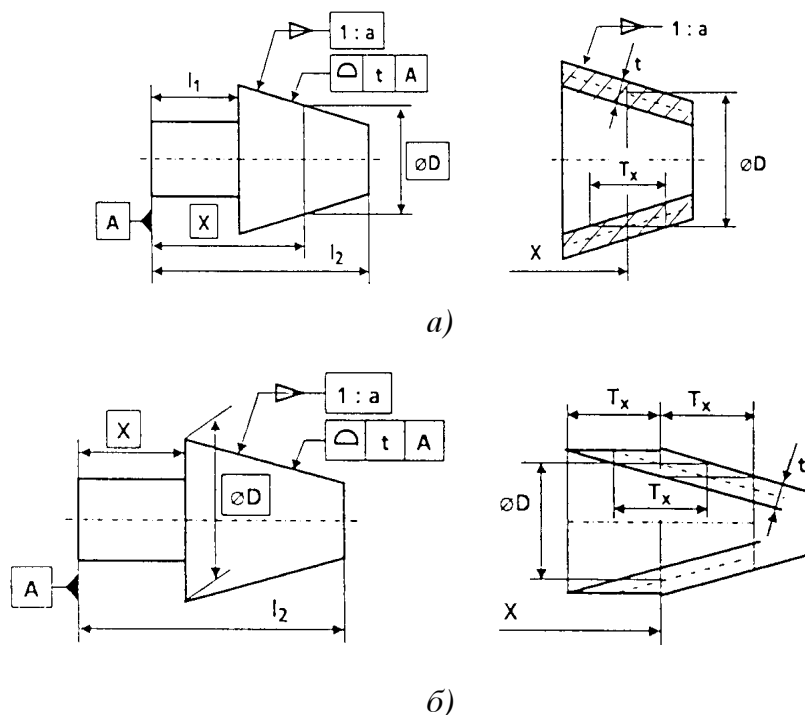
Често пати е потребно да се ограничи аксијалната положба на конус (или пресечениот конус) во однос на друг геометриски елемент од делот. На сл.6.5а, аксијалната положба на номиналниот конус (определен со среден дијаметар  $\varnothing D$  и наклон  $1:a$ ) е ограничена со теоретски точна мера  $X$  во однос на напречно поставена референтна рамнина А. Толерантното поле е со широчина  $t$  и е ограничено со два конуса еднакво оддалечени од номиналниот конус. Големината на дозволеното отстапување на конусот во аксијален правец е  $T_x$  и зависи од вредноста на толеранцијата  $t$  и од наклонот на конусот.

Примерот даден на слика 6.5б е многу сличен со примерот од сл. 6.5а, а разликата е единствено во начинот на котирање на номиналниот конус, кој овде е зададен со теоретски точна мерка на големиот дијаметар и наклон.

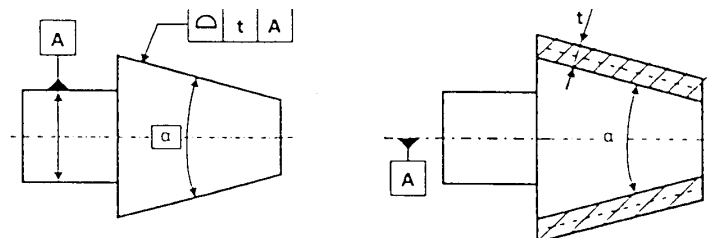
При задавање на толеранција на профил на конусот во однос на напречно поставена референтна рамнина, истовремено се ограничува и нормалноста на оската на конусот во однос на референтната рамнина.

## 6.2.3. Радијална положба на конус

Радијалната положба на конус во однос на оска на друг геометриски елемент може да се ограничи на повеќе начини. На сл. 6.6, радијалното отстапување на конусот е дефинирано со толеранција на профил на конус во однос на референтна оска А. Толерантното поле е симетрично поставено во однос на конусот со номинален агол. Толерантното поле е коаксијално со референтната оска А на цилиндарот.



Сл. 6.5. Тolerанцијата на профилот на конусот го ограничува остварувањето од неговата аксијална положба во однос на референтната рамнина A: а) конусот е дефиниран со среден дијаметар и нагиб, б) конусот е дефиниран со големиот дијаметар и нагиб



Сл. 6.6. Радијалното остварување на конусот е ограничено со толеранција на профил зададена во однос на референтната оска A

## 6.2.4. Облик и положба на конус

За да се ограничи целосно обликот и положбата на конус, треба да се комбинираат толеранција на профил, аксијално и радијално отстапување. На сл. 6.7 е прикажан начин на задавање на толеранција за конус кога се ограничени сите видови отстапувања (на облик, правец, радијална и аксијална положба на конусот). Толерантното поле е со ширина  $t$  и е еквиливантно во однос на конус со номинален среден дијаметар  $\phi D$  и агол  $\alpha$ . Оската на толерантното поле е коаксијална со референтната оска A, а аксијалната положба на толерантното поле е одредена со теоретски точна мера во однос на референтната површина B.

Вредноста на толеранцијата  $t$  за конусот е дадена во насока на нормалите на површината на конусот. Според сл. 6.8 можат да се пресметаат:

- толеранција  $T_D$  во насока нормално на оската на конусот (радијална насока):

$$T_D/2 = t / \cos(\alpha/2), \quad \text{или} \quad t = (T_D/2) \cos(\alpha/2);$$

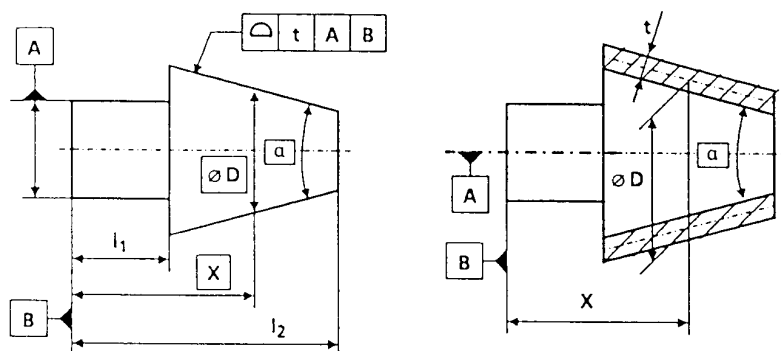
- толеранцијата  $T_X$  во насока на оската на конусот (аксијална насока):

$$T_X = t / \sin(\alpha/2), \quad \text{или} \quad t = T_X \cos(\alpha/2);$$

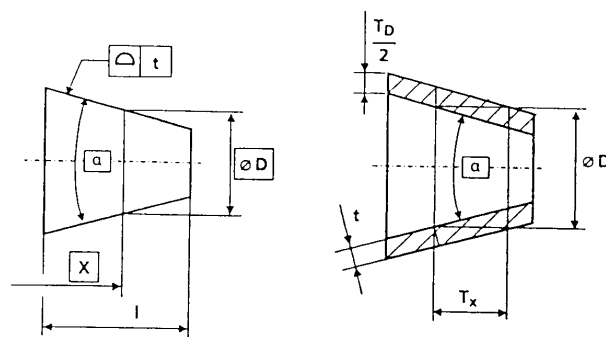
- агол на конусот

$$\alpha_{\max} = 2 \arctan \frac{l \tan(\alpha/2) + T_D/2}{l}$$

Кога нагибот на конусот е 1:3 или помал, односно кога аголот на конусот е  $20^\circ$  или помал, разликата помеѓу  $t$  и  $T_D$  е помала од 2% и е практично занемарлива.



Сл. 6.7. Конус со толеранција на профилој во однос на референција, со што се ограничуваат едновременно сите однесувања на конусот



Сл.6.8. Однос помеѓу однесувањата на конусот во различни насоки нормална, аксијална и радијална

### 6.3. Примена на толеранцијата на положба

Толеранцијата на положбата е дефинирана во ISO 1101, а примената на толеранцијата на положбата е опишана во ISO 5458.

При задавање на толеранција на положба, теоретски точната положба на геометрискиот елемент (центриар, оска, средина рамнина или рамнина) се задава со базни (теоретски точни) мери во однос на референција или во однос на друг геометриски елемент. Толеранцијата поле е симетрично поставено во однос на теоретски точната положба.

Поради ваквата дефиниција, толеранциите на положбата не се собираат (акумулираат) кога имаме надвртани мери. Ова претставува основна разлика во

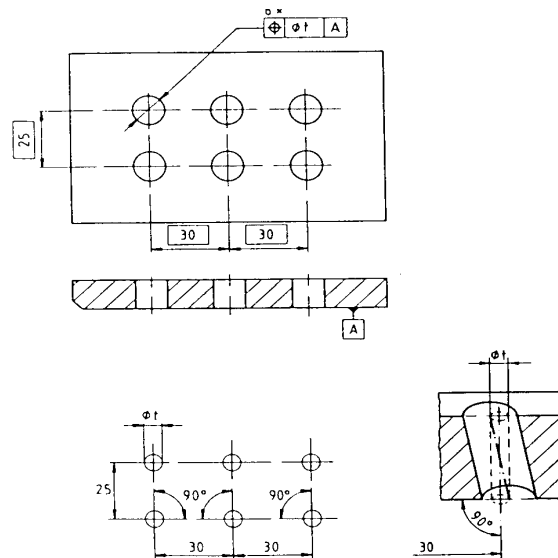
однос на толеранциите на мери, кај кои доаѓа до собирање на толеранциите (отстапувањата) на надоврзаните мери при што се формира мерна верига.

Според ISO, **теоретски точните мерки се претставуваат во правоаголна рамка**. Мери кои не се означуваат, а се сметаат за теоретски точни мери при задавање на толеранција на положба се:

1. *теоретски точни агли* (аглите помеѓу геометриските елементи како отвори, жлебови) кои се рамномерно распоредени по круг,
2. *теоретски точни агли*  $90^\circ$  (сл.7.1),  $0^\circ$  или  $180^\circ$  и
3. *распојание еднакво на 0* помеѓу референтни геометриски елементи и толерирани геометриски елементи.

**Референциите од референтниот систем и геометриските елементи за кои е зададена толеранција на положба треба да се заемно ограничени со теоретски точни мери.**

Освен за поединечни геометриски елементи, толеранцијата на положба може да се зададе и за група од геометриски елементи распоредени по круг или во редици и колони. Всушност, толеранцијата на положба е единствениот вид на геометриска толеранција што може да се зададе за правилни групи од исти геометриски елементи.



Сл. 6.9. Толеранција на заемна положба на шест отвори

На примерот на сл. 6.9 е прикажана група од шест отвори за кои е зададена толеранција на меѓусебната положба. Секоја од оските треба да се наоѓа внатре во цилиндрично толерантно поле со дијаметар  $t$ . Толерантните полиња се поставени меѓусебно на теоретски точни растојанија  $30$  и  $25$  и треба да се нормални на референтната рамнина А. На сликата се прикажани и теоретски точните агли од  $90^\circ$  кои инаку се подразбираат.

**Ако пред вредноста за големина на толерантното поле стои знакот  $\phi$  тогаш толерантното поле е во форма на цилиндар.** За цилиндричните отвори и чепови толерантното поле има облик на цилиндар затоа што:

1. функцијата (спојување) подразбира еднакво отстапување во сите насоки од теоретски точната положба,
2. при изработка на отворите обично се трудиме да ја погодиме точната положба, па отстапувањето од неа може да се јави во било која насока од различни причини.



Толеранција на положба може да се зададе и за центар на сфера, при што толерантното поле е сферно и големината е означена со  $s\phi$ . Кога не е зададен знакот  $\phi$  или  $s\phi$ , толерантното поле е помеѓу две паралелни рамнини на еднакво растојание од теоретски точната положба или пак го следи обликот на толерираниот геометриски елемент.

Толеранција на положба обично се задава во однос на референтен систем. **Сите теоретски точни мери (зададените и оние кои се подразбираат) ја ограничуваат положбата на толерираните геометриски елементи меѓусебно и во однос на референтниот систем и се составен дел на зададената толеранција на положба.** Толерираните и референтните геометриски елементи се заемно поврзани со теоретски точни мери и заедно формираат геометриски идеална група, која понатаму се користи при конструкција на помагалото со кое се проверува отстапувањето на положбата.

Толеранциите на положба имаат низа предности, во однос на толеранциите на мери, како:

- Појасно се дадени функционалните зависности меѓу геометриските елементи, што се постигнува со примена на соодветни референтни системи. Тоа овозможува во зависност од функцијата да се одберат најголеми можни толеранции.
- Може да се зададе цилиндрично толерантно поле. Како што е претходно објаснето, толеранцијата при цилиндрично поле е 57% поголема отколку за призматично со исти мери. Во повеќето случаи цилиндричниот облик на толерантното поле повеќе соодветствува на функцијата.
- Едноставно се применува условите на максимум материјал, што овозможува дополнителни придобивки во смисол на пошироки толеранции.
- Нема акумулација на толеранциите кога теоретски точните мери се надоврзани една на друга. Ова овозможува едноставна пресметка на толеранциите.

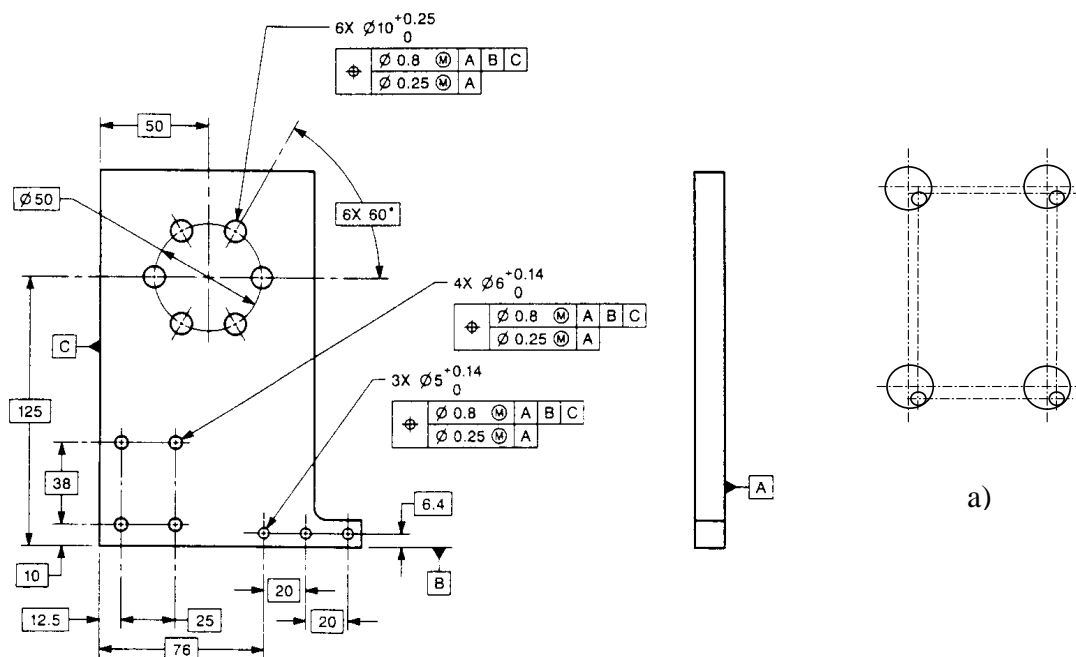
#### 6.4. Сложени толеранции на положба

Сложена толеранција на положба може да се зададе за група од геометриски елементи во однос на референтен систем. **Со сложена толеранција на положба се задаваат две заемно условени толеранции:**

- толеранција што ја определува положбата на групата толерирани геометриски елементи во однос на референтните (толеранција на положба на група во однос на референтен систем - ТПГ), која се задава во горната рамка како на сл. 6.10,
- толеранција на меѓусебната положба на групата толерирани геометриски елементи (толеранција на меѓусебна положба внатре во групата - ТМП), која се задава во долната рамка споена со претходната како на сл. 6.10.

Двете толеранции се посебни барања за точност, но контролата на ТПГ (горната рамка) и претходи на контролата на ТМП (долната рамка). Пораката на конструкторот со ваквиот начин на задавање на толеранциите е дека се бара поголема точност на меѓусебната положба на отворите (затоа што илти треба да се спојат со друга група отвори), додека положбата на групата во целина во однос на референтниот систем може да отстапува повеќе. **Функционални мери се мерите со кои се определува заемната положба на отворите и затоа нивната толеранција е попрецизна.**

На сл. 6.10 е зададена сложена толеранција на положба за оските на група од четири отвори. Со горната рамка е дадена толеранцијата на положба на групата од 4 оски во однос на референтните рамнини А, В и С. Толерантните полиња се цилиндрични со  $\phi 0.8$  (M). Толерантните полиња се нормални на референтната рамнина и се поставени на теоретски точно растојани  $12,5$  од референтната рамнина В и  $10$  од реф. рамнина С и меѓусебно на  $25$  и  $38$  mm. Со долната рамка е дадена толеранцијата на меѓусебна положба на оските на отворите од групата. Толерантните полиња се цилиндрични со  $\phi 0.25$  (M). Толерантните полиња се поставени меѓусебно на  $25$  и  $38$  mm. Овие толерантни полиња како целина може да се наоѓаат на произволно место внатре во поголемите толерантни полиња од горната рамка (сл. 6.10.a).



Сл. 6.10. Сложена толеранција на положба за групи отвори

Исти толеранции се зададени и за групата од шест отвори распоредени по круг и групата од три отвори распоредени по линија. Бидејќи референтните системи за трите групи отвори се исти, толеранциите за сите 13 отвори се проверуваат наеднаш (ако не е поинаку напоменато).

Главна причина за воведување на горната рамка за толеранцијата на положбата на групата е да се намалат трошоците на производство на делот, зошто оваа толеранција не е критична за функционирање на делот. Толеранцијата дадена во долната рамка е таа која го обезбедува правилното функционирање (во случајов спојување со друг дел) во склоп.

## 6.5. Пресметка на толеранциите на положбата

При спојување на две прирабници се користат два вида на посредни врски: (1) врска со завртки и навртки и (2) врска само со завртки. Видот на врската влијае врз големината на толеранциите. За илустрација ќе разгледаме примери со двата вида врски.

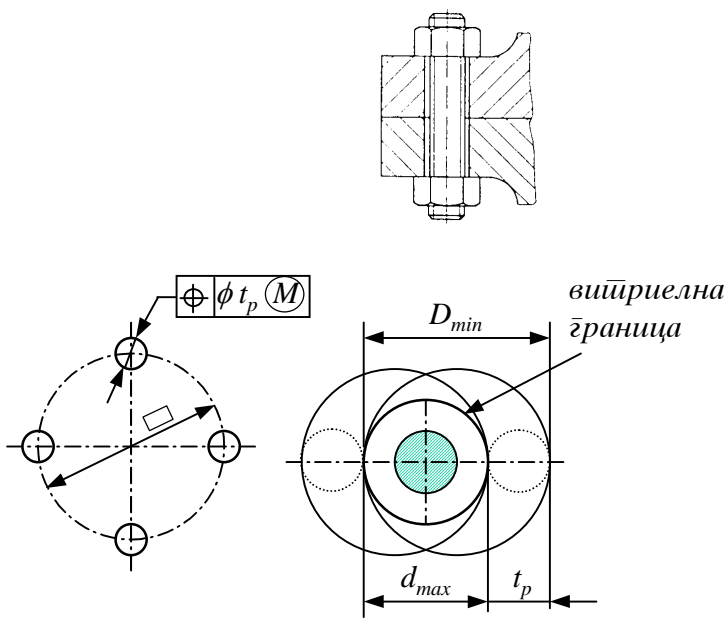
Спојот на двете прирабници на сл. 6.11 е остварен со четири неподесени завртки и четири навртки, кои минуваат низ отвори изработени на двата дела. За ваков вид врска толеранцијата на положбата  $t_p$  се пресметува според равенката:

$$t_p = Ma_i - Ma_e = D_{min} - d_{max}$$

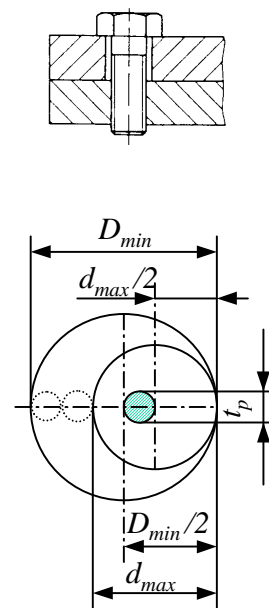
каде  $Ma_i$  е мерата на отворот при ММ (минималната мера на отворот) а  $Ma_e$  е мерата на завртката при ММ (максималната големина на завртката). На сл. 6.11 двата дијаметри  $D_{min}$  и  $d_{max}$  се прикажани во екстремна положба од која се добива можната големина на отстапувањето од положбата ( $D_{min} - d_{max}$ ). Дозволеното отстапување од положбата  $t_p$  за оските на отворите е еднакво за двата дела.

За група завртки без навртки, кои се навртуваат во една од прирабниците како на сл. 6.12, толеранцијата на положбата се пресметува:

$$t_p = 1/2 (Ma_i - Ma_e) = 1/2 (D_{min} - d_{max})$$



Сл. 6.11. Пресметка на толеранција на положба за делови соединени со група неподесени завртки распоредени по круг



Сл. 6.12. Пресметка на толеранција на положба за склопец поврзан со четири завртки кои директно се навртуваат во куќинието

Вкупната толеранција на положба во овој случај се добива со распределба на зјајот помеѓу завртките и отворите само од едниот дел. Кај навојниот спој доаѓа до центрирање на завртката во навојниот отвор, односно можноста за 'шетање' на завртка во навоен отвор е многу мала. Зјајот мора да се распредели на двата дела. Распределбата може да биде подеднаква по  $1/2 (D_{min} - d_{max})$  или на делот со навојни отвори му се доделува нешто поголемо дозволено отстапување, а на делот со отворите помало, зошто навојните отвори потешко се изработуваат. Така на пример, на делот со отвори може да му се даде толеранција на положба на отворите  $1/4 (D_{min} - d_{max})$ , а на делот со навојни отвори толеранција на положба  $3/4 (D_{min} - d_{max})$ . Истите равенки може да се применат и за одредување на толеранција на положба за делови кои се спојуваат со повеќе клинови или чивии. Вредноста на толеранцијата на положбата добиена според горните

равенки во пракса може да се намали за вредноста на минималниот зјај кој се бара помеѓу елементите во спојот.

При спојување на делови со подесени завртки или со чивии, методот за пресметка на толеранцијата на положбата зависи и од начинот на задавањето на мерите и толеранциите.

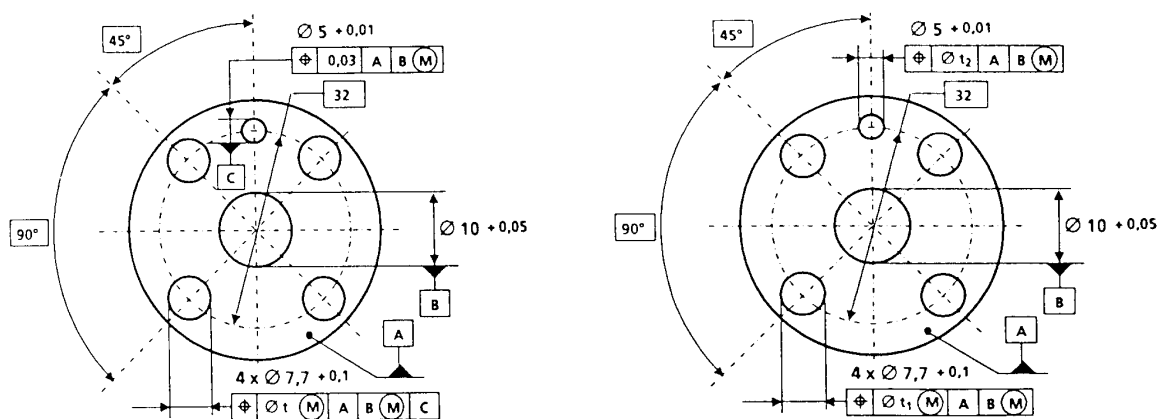
На сл. 6.13 оската на отворот за чивија претставува референција С за толеранцијата на положбата на четирите отвори. При изработка и контрола, мерењето на почетниот агол од 45° за агловата положбата на отворите се врши во однос на овој отвор. Во овој случај толеранцијата на положбата на другите четири отвори се пресметува по претходно дадените равенки.

На сл. 6.14 отворот за чивијата не е референција и толеранциите на сите пет отвори се заемно условени и се проверуваат наеднаш. Во овој случај толеранцијата на положбата на четирите отвори треба да се намали за толеранцијата на положбата на отворот за чивија. За неподесени завртки во овој случај равенката гласи:

$$t_1 + t_2 = D_{min} - d_{max}$$

а за подесени завртки :

$$t_1 + t_2 = (D_{min} - d_{max}) / 2$$



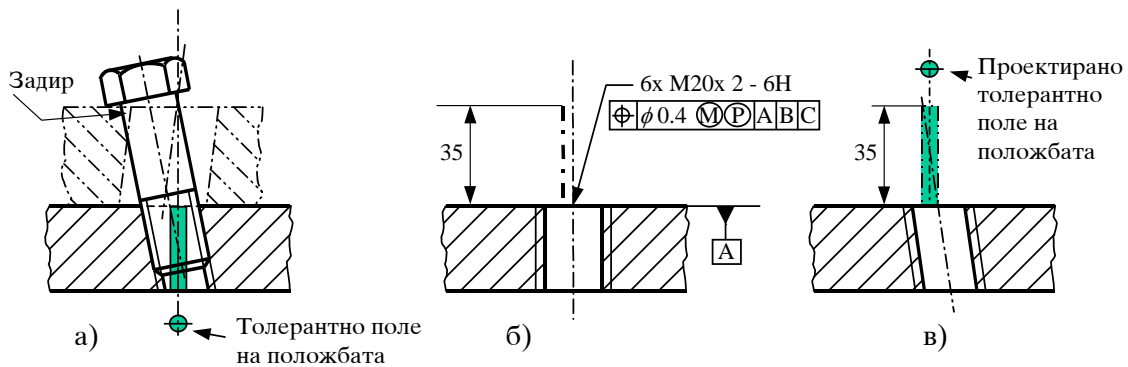
Сл. 6.13. Малиот отвор е референција Сл. 6.14. Малиот отвор не е референција

## 6.6. Проектирано толерантно поле

Концептот на проектирано толерантно поле се применува таму каде постои опасност поради отстапување од нормалност (кај навојниите отвори или отвори по кои се осигурува цврстиот спој) да дојде до такво закосување на завртките или чивиите кое може да доведе до нивен задир со деловите кои се спојуваат (сл. 6.15а). До проблеми при монтажа во случајот како на сликата доаѓа поради неможноста за прилагодување на завртката или клинот кон конфигурацијата на отворите и поради значителната должина на делот од завртката кој минува низ проодниот отвор.

За да се отстрани овој проблем, се применува проектирано толерантно поле на положба (сл. 6.15б) на оската, кое е поставено надвор од делот и се однесува на продолжението на оската (сл. 6.15в). Должината на ова толерантно поле е колку должината на проодниот отвор од другиот дел, а толерантното поле се нарекува проектирано толерантно поле и се означува со **P**. Проверката на проектирано

толерантно поле се врши така што во отворите се навртува осовинка која има облик на телото на завртката и се проверува нејзиното отстапување од положба.



Сл. 6.15. Проектирано толерантно поле за положба а) ијаснување на проблемот, б) начин на задавање, в) изглед на толерантно поле

## 6.7. Примена на толеранциите на правецот

Толеранциите на паралелност, нормалност и аголност во основа се разликуваат само според аголот со кој е определен правецот на толерантното поле во однос на првата референција. За паралелност аголот е  $0^\circ$ , за нормалност  $90^\circ$ , а аголност се применува кај сите останати агли.

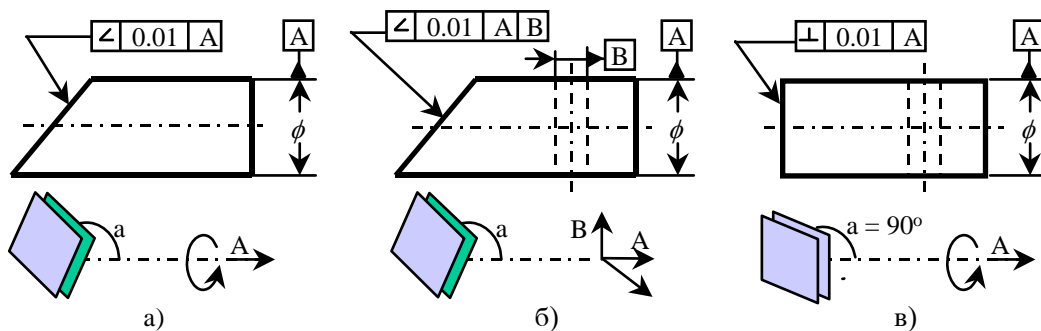
Толеранциите на правецот можат да се зададат за два вида геометриски елементи: оска и рамнина. Толерантното поле може да биде цилиндрично (за оска) или ограничено со две паралелни рамнини (за рамнина или за оска).

За контрола на сите толеранции на правецот теоретски е доволна една референција, но во практика често се применува и втора референција, особено при контрола на аголност.

На сл.6.16 се прикажани три карактеристични случаи кои се јавуваат при толеранциите на правецот. На сл.6.16а се проверува аголност на рамната површина во однос на оската на надворешниот цилиндар. Иако толеранцијата на аголност е коректно зададена, при нејзината контрола можно е да се јават извесни проблеми. Проблемите произлегуваат од тоа што при повторно стегање на делот по надворешниот цилиндар тешко може да се погоди саканата ориентација на рамната површина (ако се подзаврти делот, се менува ориентацијата на толерантното поле). Заради тоа, во вакви случаи е пожелно да се примени втора референција, ако за тоа постои соодветен геометриски елемент на површината на делот. Втората референција ќе ја отстрани можноста за ротација на толерантното поле.

Делот на сл. 6.16б има зададена контрола на аголност на косата површина, слично како во претходниот пример. Делот има напречен отвор кој може да послужи како втора референција, со што се ограничува ротацијата на делот и толерантното поле околу референтната оска.

За делот на сл. 6.16в за кој е зададена толеранција на нормалност на страничната површина во однос на оската, не е потребна втора референција. При вртење на делот околу референтната оска ориентацијата на толерантното поле останува непроменета.



Сл. 6.16. Три карактеристични случаи на задавање на референции за толеранција на ориентација: а) пожелна е виџора референција, б) со две референции, в) виџора референција не е појребна

## 7. ЛОГИКА НА ЗАДАВАЊЕ НА ГЕОМЕТРИСКИ ТОЛЕРАНЦИИ

Задавањето на геометриските толеранции произлегува од начинот на поставување и функционирање на делот во склопот. Зададените геометриски толеранции треба да го одразуваат редоследот на заемно прикрепување на деловите во склоп. Зададените геометриски толеранции овозможуваат да се одреди правилна постапка за изработка на делот, при што се добиваат целосно дефинирани делови кои одговараат на зададените функции и се едноставни за производство. Тоа е всушност целта на задавањето на овие толеранции.

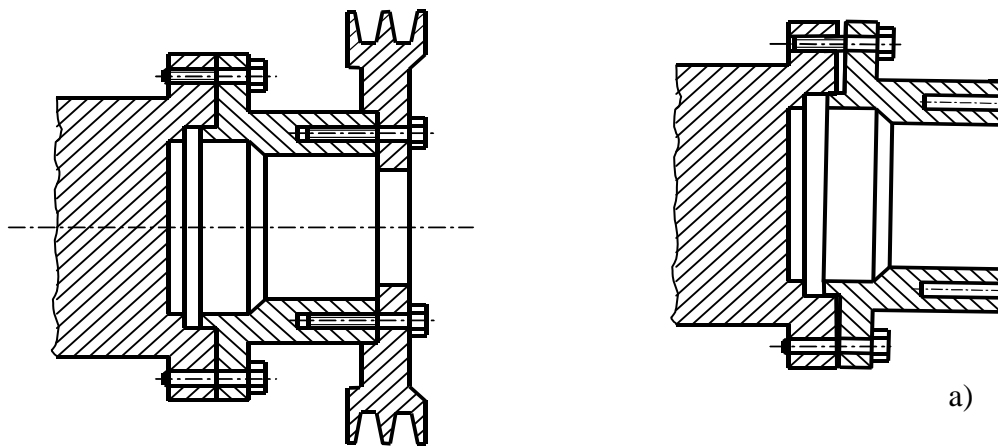
Во претходните глави детално беше претставен начинот на претставување, толкување и пресметка на геометриските толеранции. Во продолжение преку пример е илустрирана логиката на задавањето на геометриските толеранции.

На сл. 7.1 е прикажан потсклоп од работилка, кој ќе послужи за појаснување на процесот на логично задавање на геометриските толеранции. По дефинирање на обликот и мерите на деловите, се анализира потсклопот со цел да се одреди од каде да се започне со задавање на геометриските толеранции. Како подготовка се одредуваат и анализираат дојриите помеѓу деловите во склопот по рамни површини или по цилиндрични налегнувања со преклоп или зјај. Прв чекор е правилно да се одбере првата референција, во што ни помагаат одговорите на следните прашања:

1. Која површина при монтажа на деловите треба да има најголем физички допир?
2. Која површина (геометриски елемент) го одредува аголот под кој ќе функционираат други геометриски елементи кои се понатаму надоврзани на таа површина?

Правилниот одговор на овие прашања е многу важен. На сл. 7.1а е илустрирано што може да се случи ако рамната површина не се одбере за прва референција. Допирот на површините ќе биде редуциран, а завртките ќе трпат дополнително странично оптоварување. Првата референција (било да е рамнина или оска) го одредува аголот на геометриските елементи кои се проверуваат во однос на неа. Во овој пример допирот на деловите по цилиндричната површина не е толку критичен како допирот по рамната површина. Затоа, рамните површини од двата дела се одбираат за први референции, при што површината на едниот дел е означена со А, а на другиот дел со С (сл.7.2).

По одредување на површините погодни за прва референција, треба да се одреди што се бара од нив. Овие површини треба добро да налегнуваат без многу нишање една во однос на друга. Зададената толеранција на мерата на вториот дел ја ограничува индиректно и рамноста на површивата А. Поради тоа, иако не е зададена толеранција на рамност, рамноста на површините е ограничена од толеранцијата на мерата 25.0-25.4 и изнесува 0.4 mm. За да се одреди дали рамноста на површината е доволна, треба да се анализираат потребните толеранции на цилиндричното налегнување за кое оваа површина е референција. Цилиндричното налегнување има функција на заемно центрирање на деловите. Толерантните полиња на дијаметрите се 0.04 и 0.03. Бидејќи овие толеранции се тесни, неопходно е првата референција да биде доволно прецизна за да може да се запазат наредните толеранции.



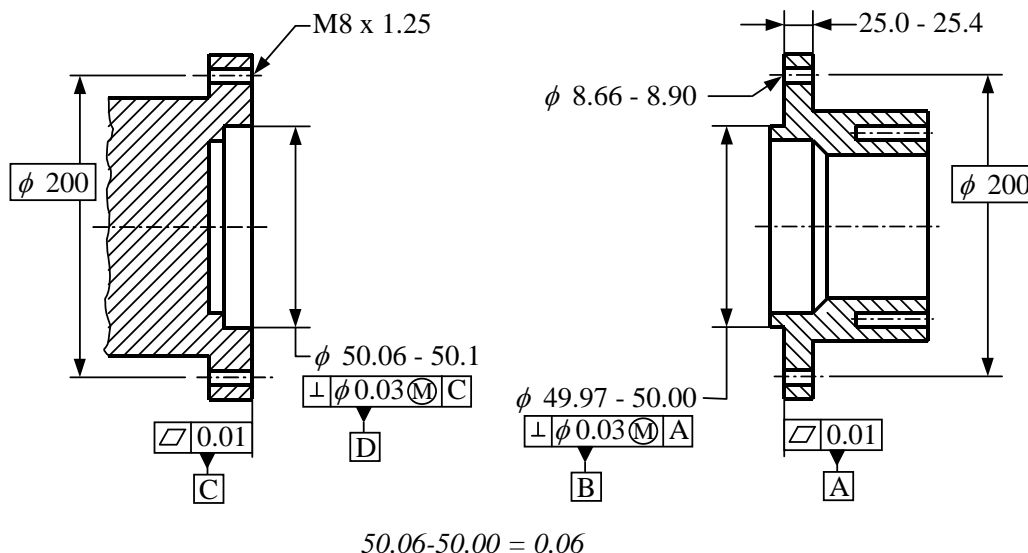
Сл. 7.1. Дел од иошклой од рабошлка

За контрола на референцијата А треба да се разгледаат следните можности: 1) да се стесни толеранцијата на мерата (до економски прифатлива граница), или 2) да се зададе толеранција на рамност, при што треба да се провери колкава рамност може да се постигне (со машините во погонот) а притоа да не се поскапи многу изработката на делот. Да претпоставиме дека **толеранцијата на рамност** која може да се постигне во погонот без значително поскапување на делот е 0.01. Таа толеранција се задава за површините А и С.

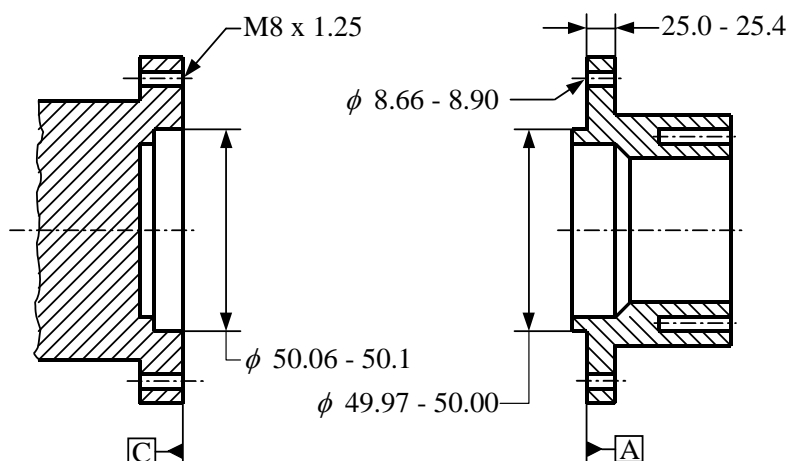
Втората референција треба да биде исто така функционален геометриски елемент по кој деловите се допираат и кој треба да овозможи позиционирање на преостанатите функционални елементи. Ова барање го исполнуваат централните цилиндрични површини кои служат за центрирање. Нивните оски се означуваат како референции В и D соодветно (сл. 7.3).

За референтните површини (нивните оски) В и D треба да се разгледа потребата од контрола со геометриски толеранции. Бидејќи толеранцијата на мерата од 0.04 е доволно прецизна, нема потреба за дополнителна контрола на обликот на цилиндричните површини. Бидејќи контролата на В може да биде само во однос на референцијата А и помеѓу нив имаме прав агол, за В може да се зададе геометриска толеранција на нормалност. За оската на цилиндричната површина В е зададена **толеранција на нормалност**, при што оската треба да се наоѓа внатре во цилиндрично толерантно поле со дијаметар 0.03 кое е нормално на референтната рамнина А. Големината на толеранцијата е пресметана со примена на формулата: **дијаметар при максимум материјал за отворот (50.06)**

минус дијаметар при максимум материјал за чепот (50.00) што изнесува 0.06 и треба да се распределат на двата дела подеднакво по 0.03. Оваа распределба не мора да биде еднаква и толеранцијата може да биде поголема за онаа површина која е потешка за прецизна изработка. Во овој случај истата толеранцијата на нормалност се задава и за оската на цилиндричната површина D во однос на референцијата C. Досега зададените геометриски толеранции гарантираат дека деловите 1 и 2 ако се изработени во дадените толеранции можат правилно да се спојат.



Сл. 7.2. Први референции и мери на геометрискиите елементи кои можат да се проверуваат во однос на овие референции



Сл. 7.3. Контрола на средниот цилиндар во однос на првата референција и нејова примена како втора референција

Референциите A и B се погодни за контрола на положбата на шесте отвори распоредени по круг (сл.7.4). Дијаметарот на кругот по кој се распоредени отворите треба да се зададе како теоретски точна мера  $\phi 200$ .

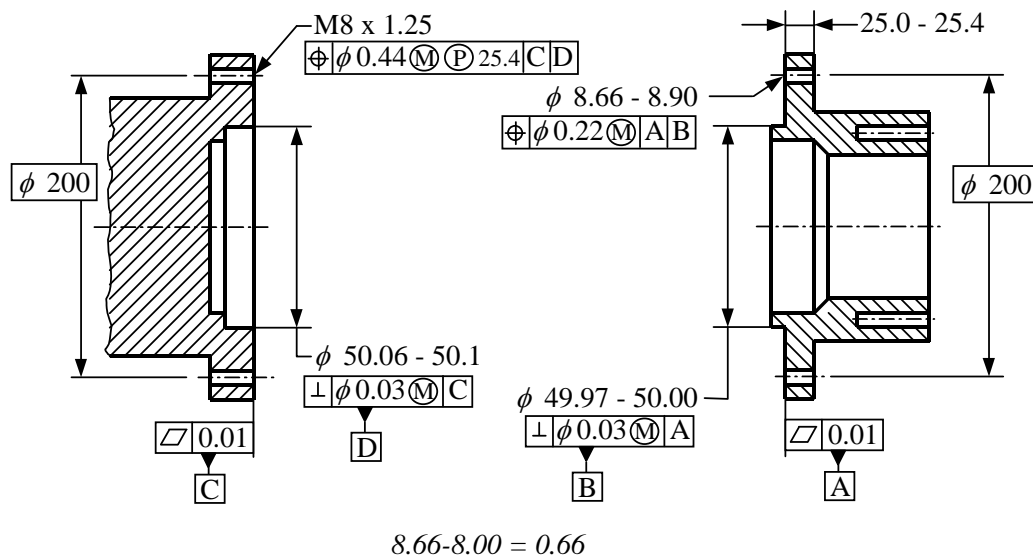
Прво ќе ги разгледаме толеранциите на делот со проодни отвори. Мерата максимум материјал на отворот е  $\phi 8.66$ , а мерата максимум материјал на завртките M8 е  $\phi 8.0$ . Минималниот зјај помеѓу отвор и завртка е 0.66. Толеранцијата за положба на двете групи отвори (обичните- од едниот дел и



навојните- од другиот дел) се добива кога зјајот од 0.66 помеѓу отворот и завртката ќе се распредели за двете групи отвори:

ММС за обичните отвори	= 8.66
ММС за навојните отвори	= 8.00
Вкупна толеранција	= 0.66
Толер. за обичните отвори	= 0.22
Толер. за навојните отвори	= 0.44

За оските на групата отвори е зададена **толеранција на положба** со цилиндрични толерантни полиња со дијаметар  $\phi 0.22$  при максимум материјал. Геометриската толеранција на положба овозможува едновремено да се ограничи аголот што оските на отворите го зафаќаат со рамнината А, како и растојанието на овие оски до оската на средишниот отвор В.



Сл.7.4. Целосно зададени толеранции за деловиите

За другата група отвори со навој М8 е задава **толеранција на положба** на оските со цилиндрично толерантно поле со дијаметар 0.44 при максимум материјал. Навојните отвори потешко се изработуваат и поради центрирачкиот ефект на завртката во отворот не добиваат бонус толеранција. Поради тоа, за навојните отвори е дадена поширока толеранција на положба отколку за отворите без навој.

Поради значителната дебелина на прирабницата со отвори, за навојните отвори се применува проектирана толеранција на положбата. Должината на проектираното толерантно поле е 25.4, што одговара на должината на делот од завртка кој минува низ отвор.

Со задавањето на овие толеранции обезбедени се следните три функции на делот: (1) правилна ориентација на соседниот дел во склопот, (2) центрирање и (3) непречено прицврстување со шест завртки. Минималните толеранции зависат од функцијата на делот, но и можноста за нивно постигнување со машините во погонот. Сепак, треба да се има предвид дека **никогаш не смее да се жртвува функцијата заради поефтина изработка.**