

Rozměrové obvody

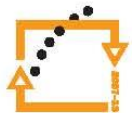
KKS/SI - Úvod do strojního inženýrství

Ivana Mazínová

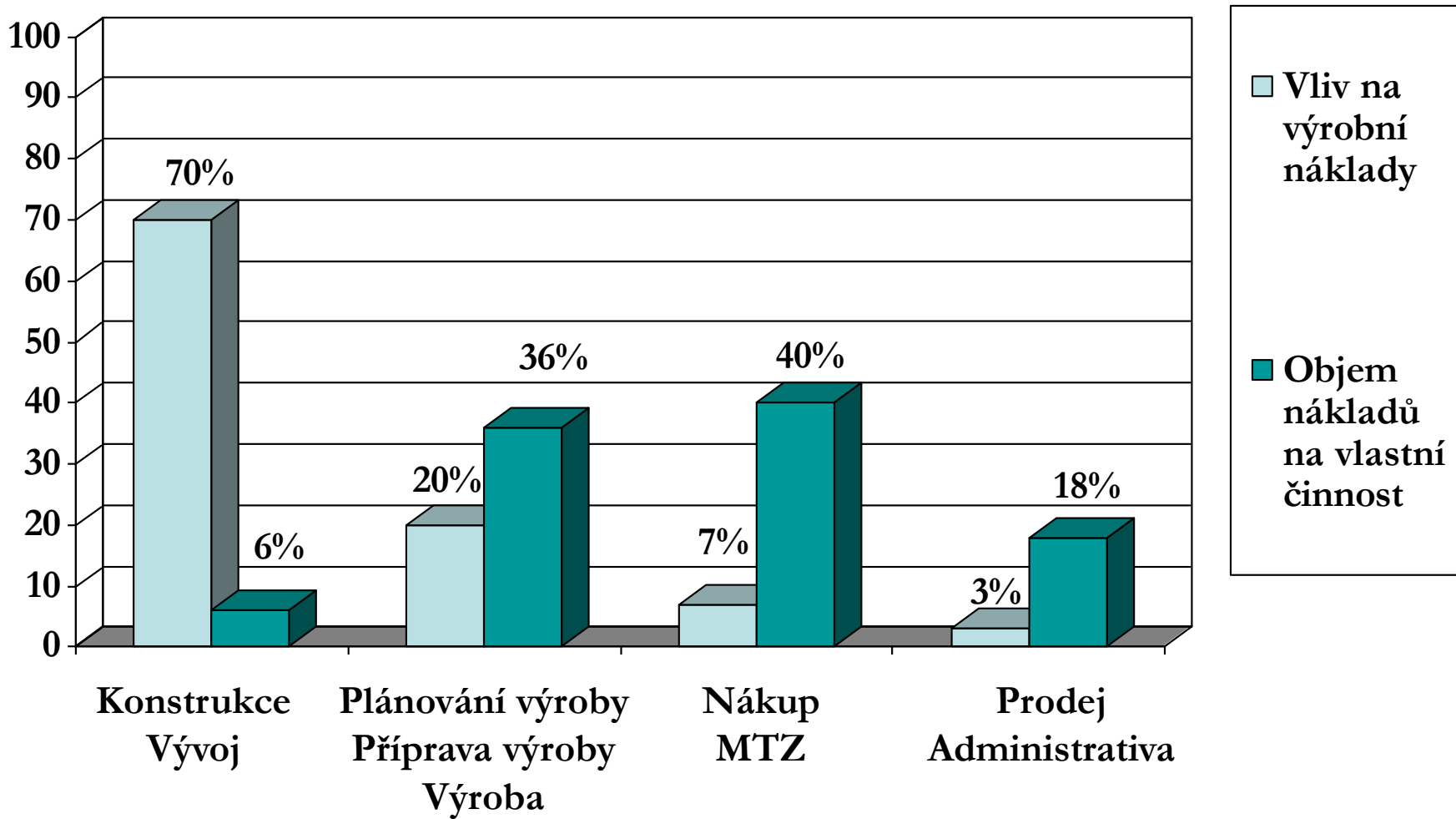
Tato prezentace je spolufinancována Evropským sociálním fondem a státním rozpočtem České republiky.



EVROPSKÁ UNIE



Vliv jednotlivých etap na výrobní náklady versus výdaje



Kótování funkční a technologické

Při konstruování se musí dodržovat nejen grafické zásady zobrazování a kótování, ale velkou pozornost je nutno věnovat kótování z hlediska **funkce, technologie výroby a měření**. Kóty nevhodně stanovené se zřetelem k funkci a požadavkům technologie mohou nepříznivě ovlivnit přesnost a zaměnitelnost součásti, nebo zvyšovat výrobní náklady.

Tvar a velikost navrhovaných součástí jsou definovány rozměry, které jsou obvykle označovány jako funkční, nefunkční a informativní.

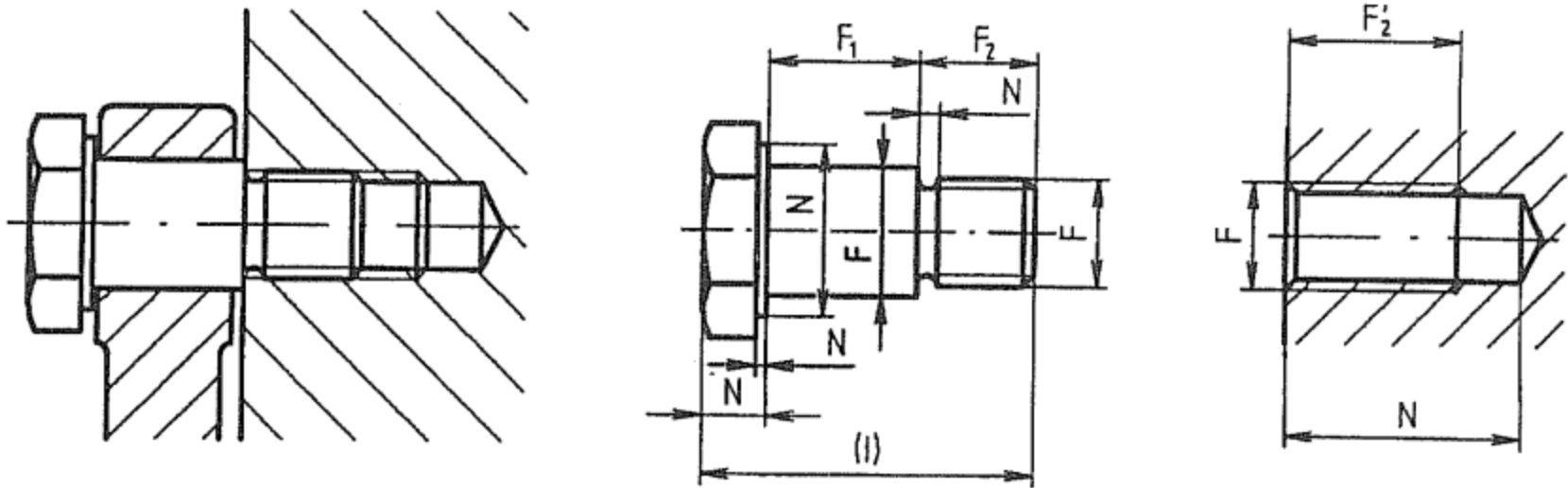
Funkční rozměry zohledňují přímo funkci součásti a jsou obvykle doplněny tolerančními značkami - **tolerované rozměry**. Jsou to rozměry ploch stýkajících se s plochami jiných součástí, přičemž ovlivňují funkci, zaměnitelnost a životnost součástí.

Nefunkční rozměry se týkají ploch, které se na funkci přímo nepodílejí, ale mohou být důležité z hlediska pevnosti nebo vzhledu. Pro jejich zhotovení vyhovují větší rozsahy nepřesností, nejsou proto tolerované a často jsou označovány jako netolerované nebo volné rozměry. Vztahují se na ně všeobecné tolerance

Informativní rozměry se uvádějí na výkrese proto, aby ulehčily práci při výrobě, kontrole a manipulaci s materiálem. Informativní rozměry se zapisují do závorky a nevztahují se na ně žádné mezní úchytky, ani všeobecné tolerance rozměrů. Je to např. celková délka vedle řetězce kót, opakovaná kóta na témže výkresu, ale na jiném listu apod.

Kótované rozměry podle účelu

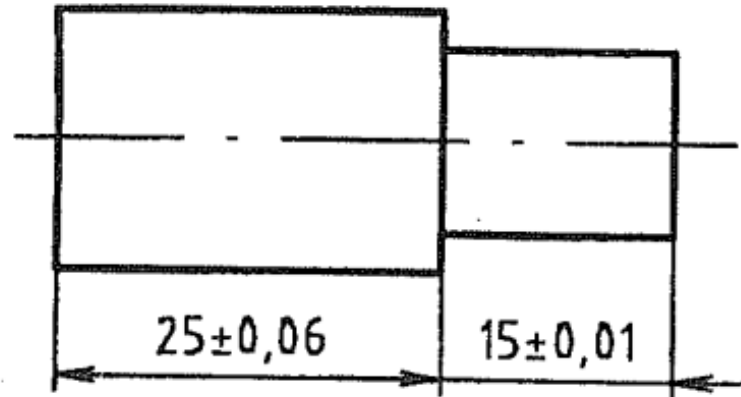
F - funkční rozměry; N - nefunkční rozměry (nutné pro výrobu); I - informativní rozměr



Účelné kótování vyžaduje, aby konstruktér znal nejen všechny funkční požadavky, ale též konkrétní postup výroby, montáže a kontroly. Je-li tento postup předem znám, kótují se přednostně rozměry, které jsou zároveň funkční i výrobní a pak se udávají další potřebné výrobní kóty. Jestliže konstruktér nemá možnost předchozí dohody s technologem nebo předem neví ani v jakých podmínkách a v jakém počtu se bude součást vyrábět, má vždy uplatnit kótování funkční.

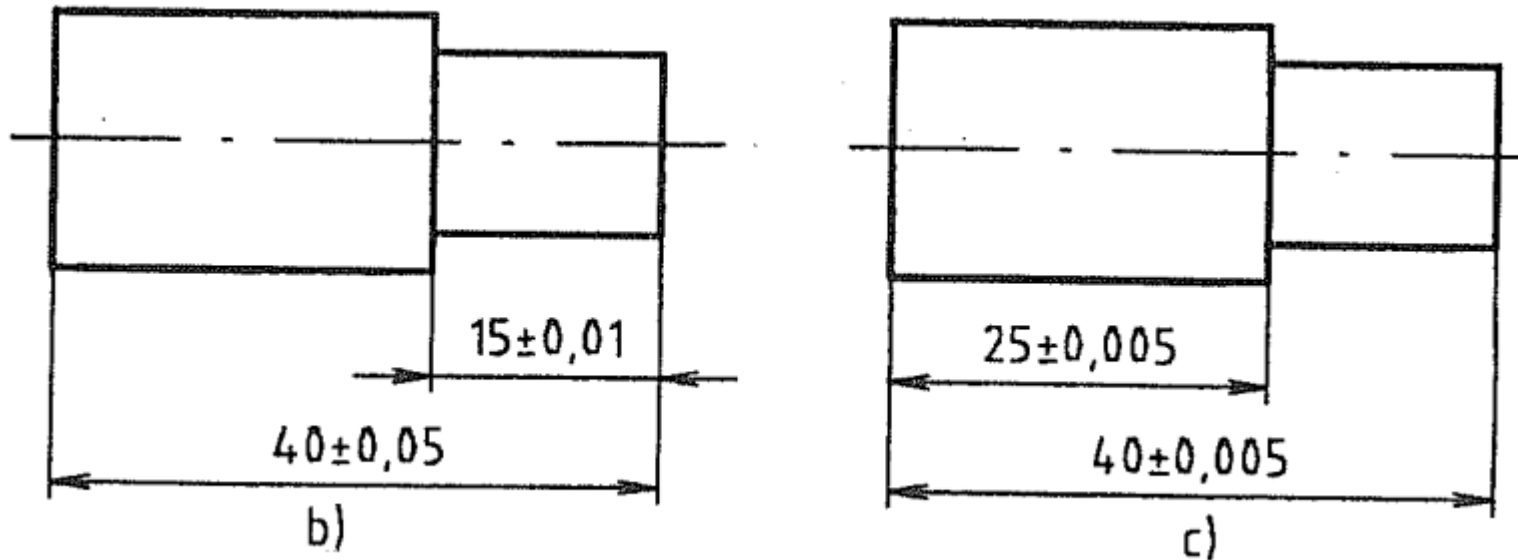
V uvedených výkresech mohou být funkční kóty přepočteny na výrobní s mezními úchytkami stanovenými tak, aby byly splněny funkční požadavky a byla zachována zaměnitelnost součástí v sériové výrobě.

Přímé funkční kótování



Přímé funkční kótování je takový způsob kótování, při kterém se použije soubor kót bez přepočítávání rozměrů a mezních úchylek tvořících uzavřené obvody. Každá funkční kóta má při tomto způsobu kótování předepsány největší možné mezní úchytky. Přímé funkční kótování se má užívat přednostně

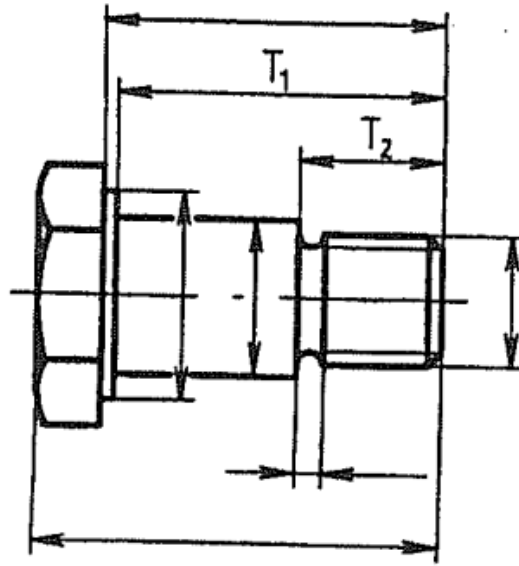
Nepřímé funkční kótování



Je-li nezbytné tzv. **nepřímé funkční kótování** (obr. 9-2b,c), musí respektovat funkční rozměry a jejich mezní úchytky. Z obr. 9-2b,c je vidět, že použití nepřímého funkčního kótování vede ke zpřísnění tolerancí, které může být pro výrobu až neakceptovatelné (obr. 9-2c)

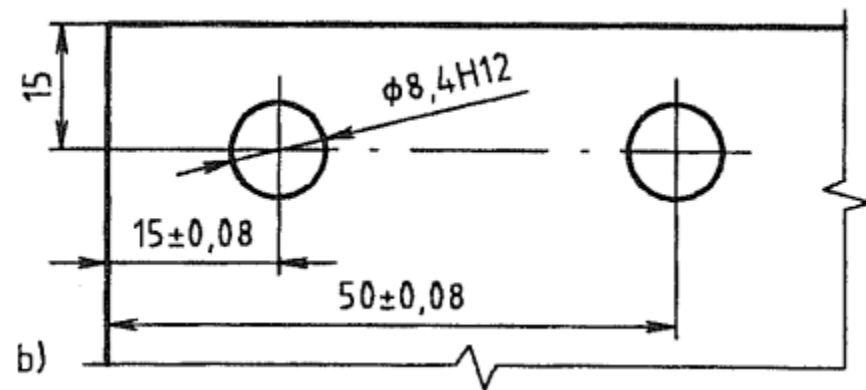
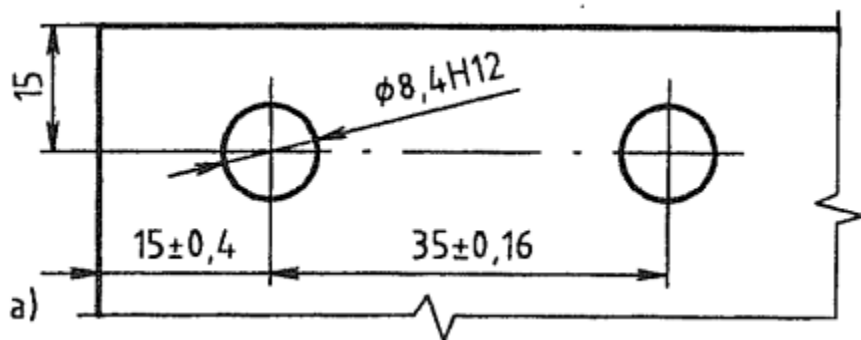
Technologické kótování

Přímé i nepřímé funkční kótování lze označit jako kótování technologické, pokud je provedeno se zřetelem k postupu výroby. Musí tedy udávat rozměry přímo pro daný výrobní postup.



Funkční kóta F_1 je zde stanovena nepřímo pomocí technologických kót T_1 a T_2 tak, aby byly dodrženy požadované mezní úchytky funkčního rozměru F_1 . Technologická kóta T_2 se stává zároveň kótou funkční.

Příklad funkčního a technologického kótování



Rozdíl mezi funkčním a technologickým kótováním a možné důsledky na hospodárnost výroby naznačuje také jednoduchý příklad na obr. 9-4. V obr. 9-4a) je funkčně zakótována poloha dvou děr pro připojení součásti dvěma šrouby, jejichž rozteč musí mít z důvodů montážní zaměnitelnosti mezní úchytky $\pm 0,16$, kdežto na vzdálenosti děr od levého okraje součásti tolik nezáleží (viz podstatně větší mezní úchytky $\pm 0,4$). V obrázku 9-4b) je táž skupina děr kótována od jedné základny (levého okraje součásti). Aby byl splněn základní požadavek na přesnost rozteče děr ($\pm 0,16$), musí se zmenšit mezní úchytky obou kótovaných rozměrů na hodnotu $\pm 0,08$. Použité technologické kótování může být

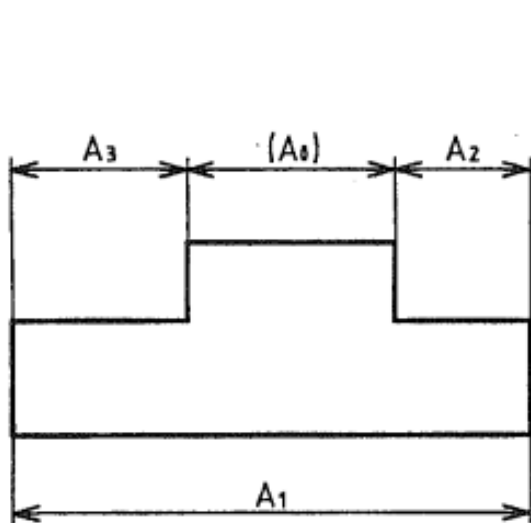
přesto hospodárné pro některé výrobní způsoby, např. pro vrtání děr na číslicově řízeném stroji.

Výpočet tolerance v rozměrových obvodech

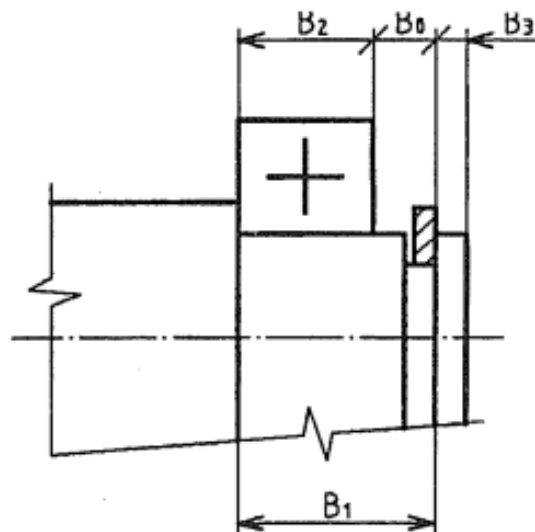
Montáž jednotlivých součástí do skupin vyžaduje, aby rozměry jednotlivých součástí byly dodržovány v určitých mezích. Dodržení rozměrových tolerancí umožní snadnou montáž a zajistí, aby montované skupiny vyhovovaly požadované funkci.

Základním prostředkem k návrhu funkčně správného kótování a tolerování je obecně teorie rozměrových obvodů. Tato teorie slouží ke stanovení optimální tolerance členů posuzovaných rozměrových obvodů. Zvyšováním přesnosti součástí a celků se zvyšují nejen nároky na výrobu jednotlivých součástí, ale stoupají i nároky na přesnost měření. Proto je optimalizace tolerancí parametrů rozměrových vazeb důležitá.

Rozměrový obvod (zvaný též **rozměrový řetězec**) je uzavřené seskupení několika na sebe navazujících rozměrů, které tvoří rozměrový obvod (řetězec) a určují geometrické vztahy mezi plochami a jinými prvky. Obvod může být vytvořen rozměry na jedné součásti (obr. 9-6a, také obr. 9-9) nebo v montážní jednotce (obr. 9-6b, obr. 9-7). V každém rozměrovém obvodu jsou nejméně dva **dílčí členy** (články v řetězci) a jeden **uzavírací člen** (článek).



a)



b)

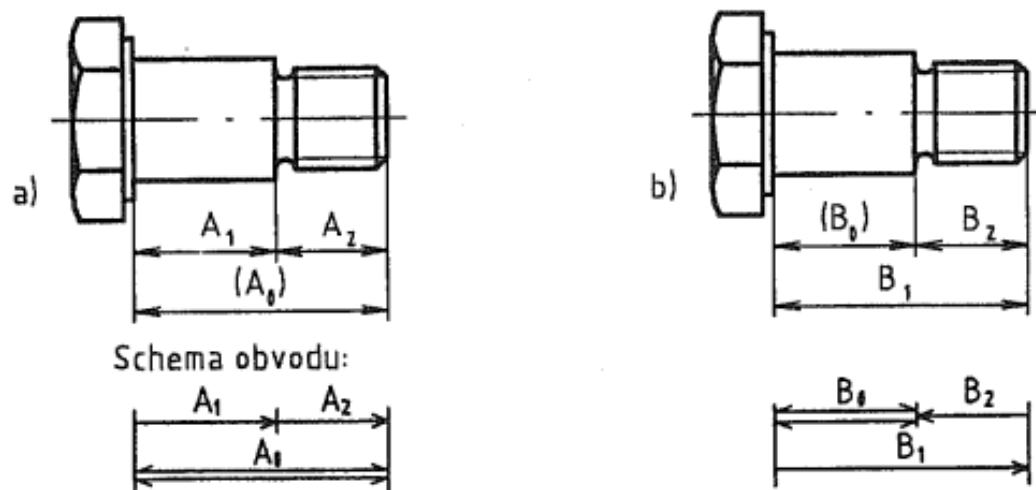
Rozměrový obvod

a) na součásti; b) v montážní jednotce

Dílčí členy (A_1 , A_2 nebo B_1 , B_2 atd.) jsou rozměry, jež jsou na výkrese součásti přímo zakótovány nebo vyplývají z předchozích výrobních či montážních operací. S dílčími členy vstupují do obvodu také jejich tolerance, předepsané toleranční značkou, číselnými hodnotami nebo stanovené společným zápisem na výkrese. popřípadě normami konstrukčních prvků.

Uzavírací člen (v zobrazení rozměrového obvodu se označuje zdvojenou kótou a šipkami na obou koncích a indexem $0 - A_0, B_0$ atd. – obr. 9-9) je buď **výrobně výsledný rozměr** (na výkrese se může kótovat jen jako informativní – obr. 9-6a, obr. 9-9), anebo **montážně výsledný rozměr**, který vyjde skládáním rozměrů jednotlivých součástí jako vůle (obr. 9-6b), tolerance polohy, např. souměrnosti apod.

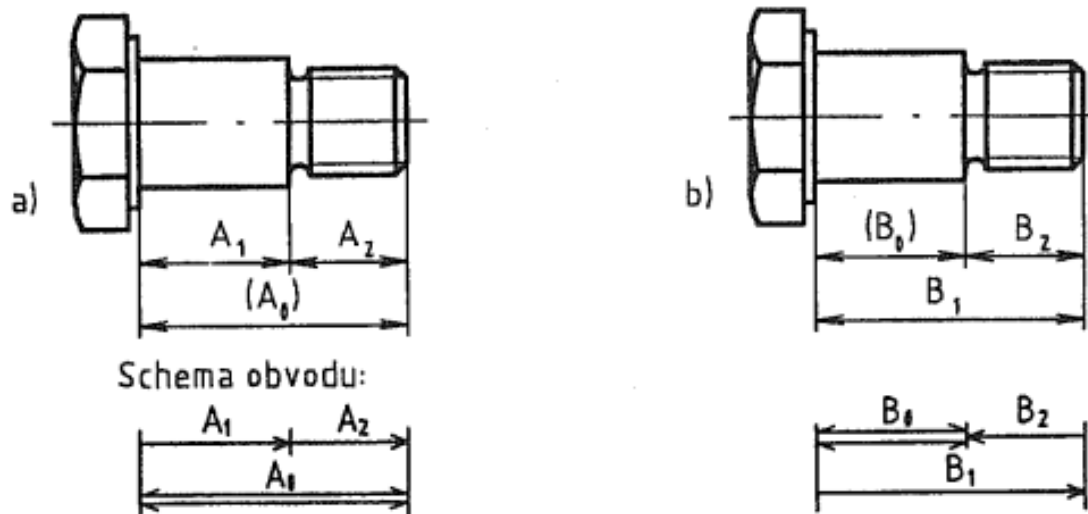
Uzavírací člen v rozměrovém obvodu je pouze jeden, představuje v daném obvodu výsledný rozměr a je to tedy závisle proměnná veličina ve vztahu k nezávisle proměnným dílčím členům. V důsledku toho je také tolerance uzavíracího členu závislá na tolerancích dílčích členů.



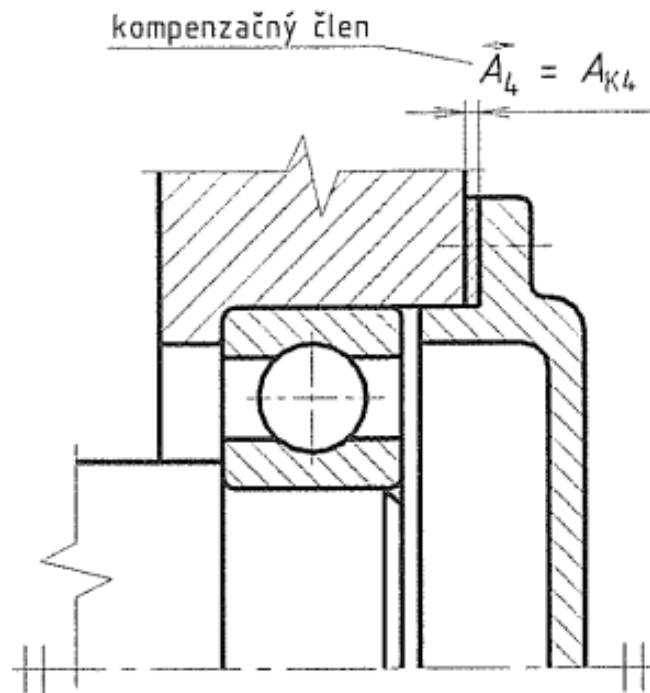
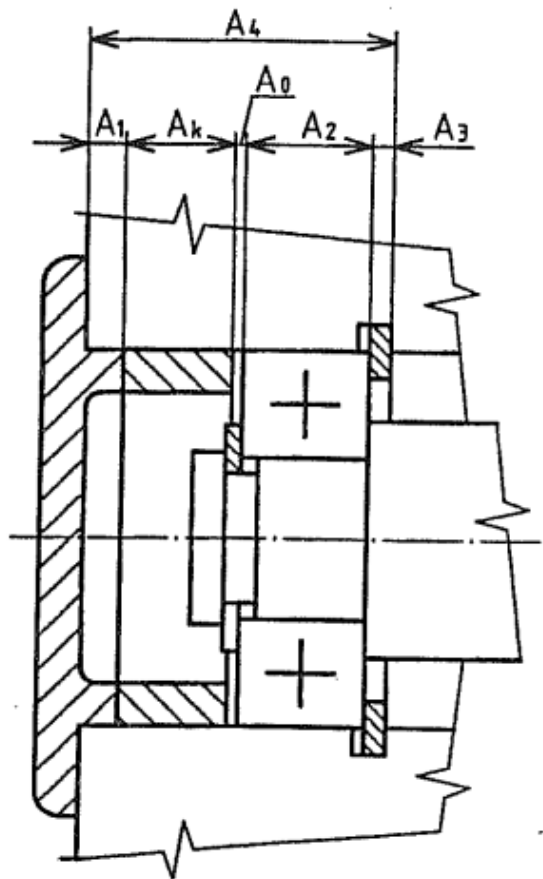
Přímkový rozměrový obvod na téže součásti s odlišným uzavíracím členem

Podle toho, jaký vliv má změna dílčího členu na změnu uzavíracího členu, se v rozměrovém obvodu rozlišují členy:

- **zvětšující** (v zobrazení rozměrového obvodu se označují šipkou směřující vpravo – obr. 9-9a – A_1 , A_2), tj. dílčí členy, jejichž zvětšováním (nebo zmenšováním) se uzavírací člen **také** zvětšuje (zmenšuje) a smysl vyvolené změny je shodný (obr. 9-9a);
- **zmenšující** (v zobrazení rozměrového obvodu se označují šipkou směřující vlevo – obr. 9-9b – B_2), tj. dílčí členy, jejichž zvětšováním (nebo zmenšováním) se uzavírací člen **naopak** zmenšuje (nebo zvětšuje) a smysl vyvolené změny je opačný.
- **kompenzační** (A_K , B_K atd.), tj. dílčí člen rozměrového obvodu, jehož **změnou** se dosahuje požadovaná přesnost uzavíracího členu

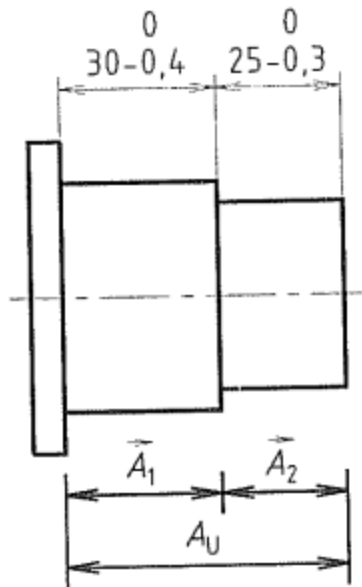


Rozměrový obvod s kompenzačním členem A_K

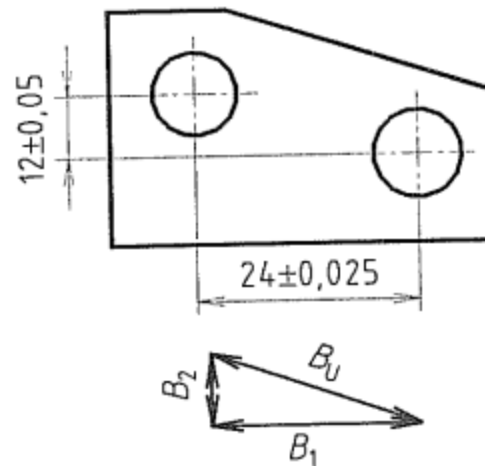


Podle vzájemné polohy členů v rozměrovém obvodu se rozlišují:

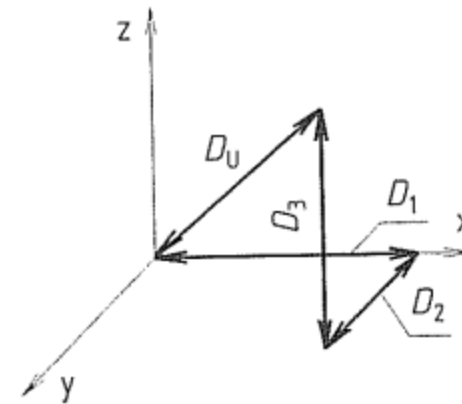
- **přímkové obvody** (lineární řetězce), které obsahují pouze členy rovnoběžné
- **rovinné obvody**, jejichž členy jsou rozloženy v jedné nebo několika rovnoběžných rovinách
- **prostorové obvody**, u nichž leží členy v rovinách nerovnoběžných (u prostorových mechanismů).



a) přímkový



b) rovinný



c) prostorový

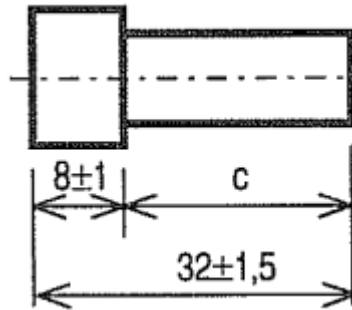
Pro výpočet tolerancí a mezních úchylek v rozměrovém obvodu se používají tyto metody:

- metoda maximum - minimum (úplné zaměnitelnosti)
- pravděpodobnostní (statistická) metoda
- metoda skupinové zaměnitelnosti
- kompenzační metoda.

Metoda výpočtu maximum - minimum

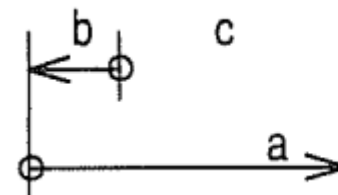
Metoda vychází ze zásady, že musí být dodrženy požadované mezní úchyly uzavíracího členu při jakékoli kombinaci skutečných rozměrů dílčích členů. Tím je zaručena **úplná montážní zaměnitelnost** součástí bez dodatečného přizpůsobování. Při větší přesnosti uzavíracího členu však vede tato metoda k příliš přesným tolerancím dílčích členů, takže se hodí pro řešení rozměrových obvodů buď s malým počtem členů, nebo tam, kde je přípustná hrubší tolerance výsledného rozměru.

Lineární rozměrový obvod – metoda výpočtu maximum - minimum



$$a = 32 \pm 1,5 \text{ mm}, b = 8 \pm 1 \text{ mm}$$

Schéma obvodu:



a...zvětšující člen
b...zmenšující člen
c...uzavírající člen

Uzavírající člen

$$c = a - b, \quad (1)$$

Horní mezní rozměr
uzavírajícího členu

$$c_{\max} = a_{\max} - b_{\min}, \quad (2)$$

Dolní mezní rozměr
uzavírajícího členu

$$c_{\min} = a_{\min} - b_{\max}, \quad (3)$$

Tolerance uzavírajícího
členu [odečtením (3)
od (2)]

$$c_{\max} - c_{\min} = a_{\max} - a_{\min} - (b_{\min} - b_{\max}), \quad (4)$$

t.j.

$$T_c = T_a + T_b. \quad (5)$$

Tolerance uzavírajícího členu se rovná součtu tolerancí ostatních členů uzavřeného obvodu kót.

Obecně lze psát pro lineární obvody:

$$T_{\Delta} = \sum_{i=1}^n T_i . \quad (6)$$

Podobně lze zobecnit pro lineární obvody i rovnice (2) a (3):

$$A_{\Delta \max} = \sum_{i=1}^m \vec{A}_{i \max} - \sum_{j=1}^n \overset{\leftarrow}{A}_{j \min} , \quad (7)$$

$$A_{\Delta \min} = \sum_{i=1}^m \vec{A}_{i \min} - \sum_{j=1}^n \overset{\leftarrow}{A}_{j \max} . \quad (8)$$

Horní mezní rozměr uzavírajícího členu se rovná rozdílu součtu horních mezních rozměrů zvětšujících členů a součtu dolních mezních rozměrů zmenšujících členů.

Dolní mezní rozměr uzavírajícího členu se rovná rozdílu součtu dolních mezních rozměrů zvětšujících členů a součtu horních mezních rozměrů zmenšujících členů.

Jmenovitý rozměr uzavírajícího členu se podle (1) obecně vyjádří:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^m \vec{A}_i - \sum_{j=1}^n \overset{\leftarrow}{A}_j. \quad (9)$$

Horní mezní úchylka uzavírajícího členu:

$$ES_{\Delta} = A_{\Delta \max} - A_{\Delta}. \quad (10)$$

Dolní mezní úchylka uzavírajícího členu:

$$EI_{\Delta} = A_{\Delta \min} - A_{\Delta}. \quad (11)$$

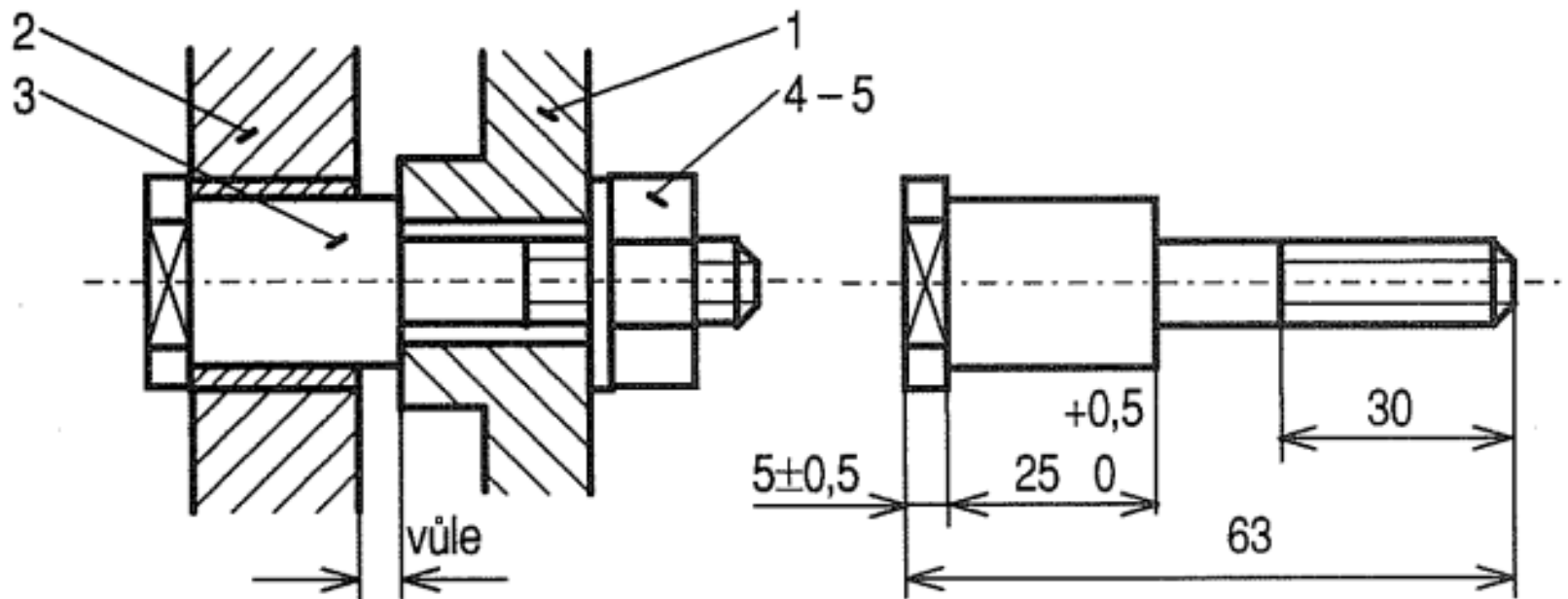
POZNÁMKA - Vzorce (10) a (11) je třeba uvažovat s příslušnými matematickými znaménky.

Zmenšování počtu členů v rozměrovém obvodu vede k zvětšování jejich tolerancí (zlevnění výroby) při zadané toleranci uzavíracího členu.

Lineární rozměrové obvody na jedné součásti

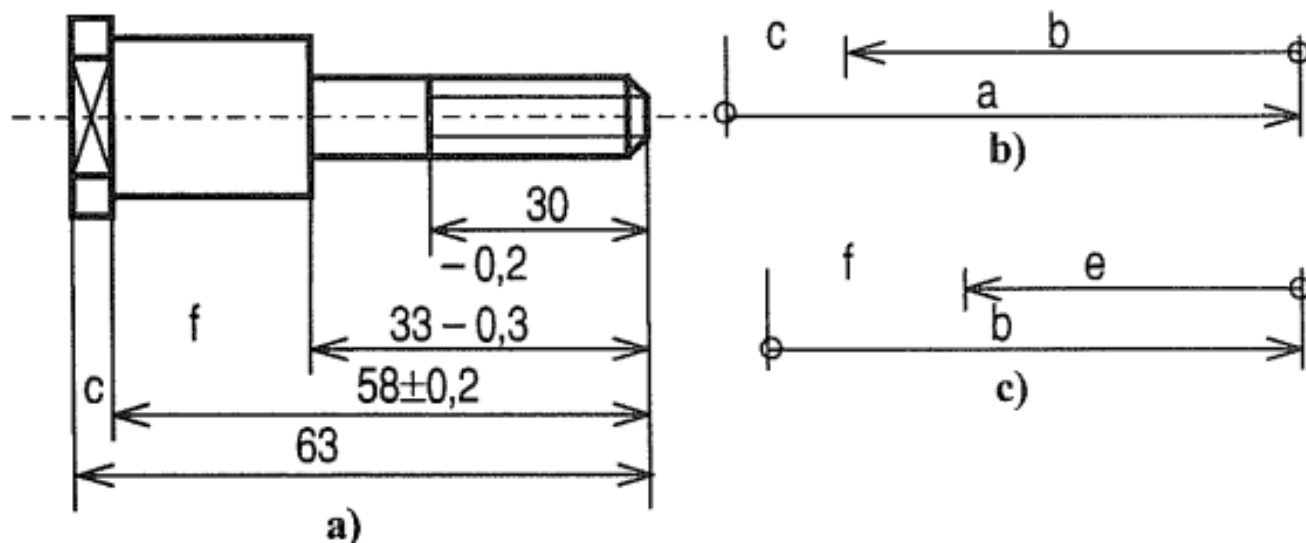
Součásti se kótují především z hlediska funkce. Lze dokázat, že při použití soustavy funkčních kót mohou být předepsané tolerance maximální při zajištění správnosti funkce. Rozměrový obvod na jedné součásti se musí řešit v případě, že je třeba přepočítat soustavu funkčních kót na soustavu výrobních kót. Znovu je třeba upozornit, že v tom případě se musí zúžit tolerance, tedy zvýšit přesnost a tím se výroba prodraží.

Na obrázku 271a) je jako příklad nakreslena část sestavy obsahující čep se závitem (3) upevněný ve skříní (1) pomocí závitového dřívku a matice (5). Kolem čepu se má otáčet kolo (2), v jehož náboji je zalisované pouzdro. Aby se kolo mohlo otáčet, musí zůstat mezi skříní (1) a hlavou čepu (3) dostatečná vůle, tedy délka válcové části čepu (3) musí být o něco větší než šířka náboje kola (2). Z tohoto hlediska je nutné kótovat čep tak, jak to ukazuje obrázek 271b) a v tom případě mohou být předepsané mezní úchytky takové, že rozměrové tolerance jsou maximální.



a) **Obr. 271 - a) Část sestavení s čepem;** b) **Kótování z hlediska funkce**

Soustavu kót podle obrázku 271b) lze převést na soustavu kót vhodnou pro výrobu, například je možné kótovat od jedné technologické základny podle obrázku 272a).



Obr. 272 - a) Kótování čepu z hlediska výroby; b) Schéma prvního rozměrového obvodu; c) Schéma druhého rozměrového obvodu

Za tím účelem je třeba vyřešit nejprve jeden (obr. 272b)) a pak druhý (obr. 272c)) uzavřený obvod kót (rozměrový obvod).

Řešení prvního rozměrového obvodu:

První rozměrový obvod se skládá z těchto členů (viz schéma na obr. 272b):

$a = 63 \pm 0,3$...zvětšující člen,

$b = ?$... zmenšující člen,

$c = 5 \pm 0,5$... uzavírající člen.

POZNÁMKA - Mezní úchytky rozměru 63 jsou stanoveny zápisem třídy přesnosti nepředeepsaných mezních úchytek délkových rozměrů podle ISO 2768. Uvedené hodnoty mezních úchytek jsou pro třídu přesnosti **m** (střední).

1. Realizovatelnost rozměrového obvodu podle schématu na obrázku 272b):

Podle (5) nebo (6) musí platit

$$T_c = T_a + T_b, \quad (12)$$

t.j. tolerance členu **b** je:

$$T_b = T_c - T_a = 1,0 - 0,6 = 0,4 \text{ mm} > 0. \quad (13)$$

Podle (13) je výpočet se zadanými hodnotami možný, hodnota tolerance hledaného členu **b** je kladná.

POZNÁMKA - Hodnota tolerance musí být vždy kladná. Nulová hodnota tolerance je teoreticky možná, prakticky je však nepoužitelná. V případě, že by vyšla hodnota tolerance záporná, bylo by třeba změnit hodnoty tolerancí členů **c** anebo **a** tak, aby při zachování funkce byla tolerance členu **b** větší než nula.

2. Jmenovitý rozměr hledaného členu podle (1):

$$c = a - b, \quad (14)$$

z toho $b = a - c = 63 - 5 = 58 \text{ mm.}$ (15)

3. Mezní rozměry uzavírajícího členu podle (2) a (3):

$$c_{\max} = a_{\max} - b_{\min},$$

$$c_{\min} = a_{\min} - b_{\max},$$

a z toho mezní rozměry hledaného členu **b**:

$$b_{\min} = a_{\max} - c_{\max} = 63,3 - 5,5 = 57,8 \text{ mm,} \quad (16)$$

$$b_{\max} = a_{\min} - c_{\min} = 62,7 - 4,5 = 58,2 \text{ mm.} \quad (17)$$

4. Kontrola správnosti výpočtu:

$$T_b = b_{\max} - b_{\min} = 58,2 - 57,8 = 0,4 \text{ mm.} \quad (18)$$

Protože výsledek (18) odpovídá výsledku (13), je výpočet správný.

5. Jmenovitý rozměr a mezní úchytky podle (10) a (11):

$$ES_b = b_{\max} - b = 58,2 - 58 = 0,2 \text{ mm,} \quad (19)$$

$$EI_b = b_{\min} - b = 57,8 - 58 = -0,2 \text{ mm.} \quad (20)$$

Výsledek lze zapsat (viz též obr. 272a)) jako kótu s mezními úchytkami $58 \pm 0,2$.

Řešení druhého rozměrového obvodu:

Druhý rozměrový obvod se skládá z těchto členů (viz schéma na obr. 272c):

$$\begin{aligned} f &= 25 \begin{matrix} + 0,5 \\ 0 \end{matrix} \quad \dots \text{uzavírající člen,} \\ b &= 58 \pm 0,2 \quad \dots \text{zvětšující člen,} \\ e &= ? \quad \dots \text{zmenšující člen.} \end{aligned}$$

1. Realizovatelnost rozměrového obvodu podle schématu na obrázku 272c):

Podle (5) nebo (6) musí platit

$$T_f = T_e + T_b, \quad (21)$$

t.j. tolerance členu **e** je:

$$T_e = T_f - T_b = 0,5 - 0,4 = 0,1 \text{ mm} > 0. \quad (22)$$

Podle (22) je výpočet se zadanými hodnotami možný, hodnota tolerance hledaného členu **b** je kladná.

2. Jmenovitý rozměr hledaného členu podle (1):

$$f = b - e, \quad (23)$$

$$\text{z toho} \quad e = b - f = 58 - 25 = 33 \text{ mm.} \quad (24)$$

2. Jmenovitý rozměr hledaného členu podle (1):

$$f = b - e, \quad (23)$$

z toho $e = b - f = 58 - 25 = 33 \text{ mm.}$ (24)

3. Mezní rozměry uzavírajícího členu podle (2) a (3):

$$f_{\max} = b_{\max} - e_{\min},$$

$$f_{\min} = b_{\min} - e_{\max},$$

a z toho mezní rozměry hledaného členu e :

$$e_{\min} = b_{\max} - f_{\max} = 58,2 - 25,5 = 32,7 \text{ mm,} \quad (25)$$

4. Kontrola správnosti výpočtu:

$$T_e = e_{\max} - e_{\min} = 32,8 - 32,7 = 0,1 \text{ mm.} \quad (27)$$

Protože výsledek (27) odpovídá výsledku (22), je výpočet správný.

5. Jmenovitý rozměr a mezní úchytky podle (10) a (11):

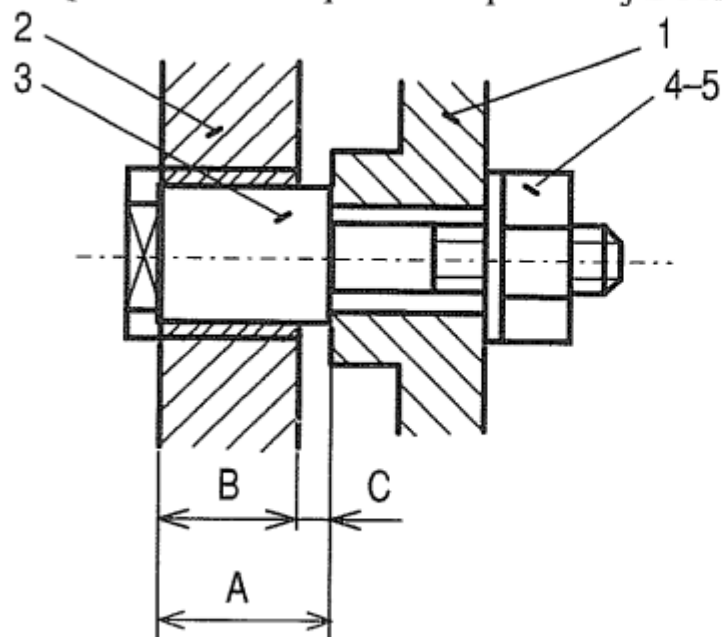
$$ES_e = e_{\max} - e = 32,8 - 33 = -0,2 \text{ mm,} \quad (28)$$

$$EI_e = e_{\min} - e = 32,7 - 33 = -0,3 \text{ mm.} \quad (29)$$

Výsledek lze zapsat (viz též obr. 272a)) jako kótu s mezními úchytkami $33 - 0,3$ ^{-0,2}.

Lineární rozměrové obvody ve skupině součástí

Příklad I. Pro výpočty lineárních rozměrových obvodů tvořenými skupinou součástí platí vztahy (6) až (11) odvozené v kap. 6.1. Skupinu součástí může představovat například čep a náboj z obrázku 271a).



$$A = 25 \begin{matrix} +0,5 \\ 0 \end{matrix}$$

$$B = ?$$

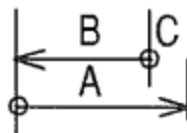
$$\text{vůle } C = 0,1 \text{ až } 0,7\text{mm}$$

Obr. 273 - Rozměrový obvod tvořený šířkou čepu A, šířkou náboje B a vůlí C

Na obrázku 273 jsou zakótovány šířky součástí tvořící spolu s vůlí uzavřený obvod. Je dána šířka lícované válcové části čepu 3 a vůle. Stanovit se má šířka náboje 2 tak, aby byl uložen s danou axilání vůlí a mohl se volně otáčet.

Postup:

1. Schéma obvodu



A...zvětšující člen
B...zmenšující člen
C...uzavírající člen

2. Kontrola realizovatelnosti:

Tolerance členů obvodu musí splňovat podmínku (6), tj.

$$T_C = T_A + T_B \quad (30)$$

a z toho hledaná tolerance $T_B = T_C - T_A = 0,6 - 0,5 = 0,1 > 0,$ (31)

zadané hodnoty podmínce realizovatelnosti vyhovují.

3. Jmenovitý rozměr hledaného členu podle (1):

$$C = A - B, \quad (32)$$

z toho $B = A - C = 25 - 0 = 25 \text{ mm.}$ (33)

POZNÁMKA - Vůle C je zadána v rozsahu 0,1 až 0,7 mm. Lze proto zapsat vůli jmenovitým rozměrem a mezními úchylkami, například

$$\begin{array}{l} +0,7 \\ 0 + 0,1 \end{array}$$

4. Mezní rozměry uzavírajícího členu podle (2) a (3):

$$C_{\max} = A_{\max} - B_{\min},$$

$$C_{\min} = A_{\min} - B_{\max},$$

a z toho mezní rozměry hledaného členu **B**:

$$B_{\min} = A_{\max} - C_{\max} = 25,5 - 0,7 = 24,8 \text{ mm}, \quad (34)$$

$$B_{\max} = A_{\min} - C_{\min} = 25 - 0,1 = 24,9 \text{ mm}. \quad (35)$$

5. Kontrola správnosti výpočtu:

$$T_B = B_{\max} - B_{\min} = 24,9 - 24,8 = 0,1 \text{ mm}. \quad (36)$$

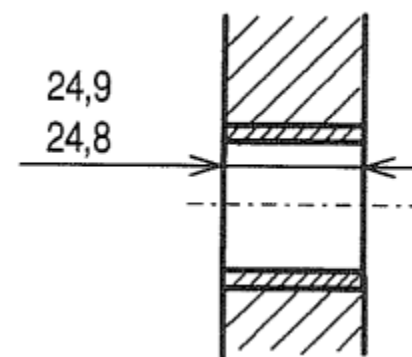
Protože výsledek (36) odpovídá výsledku (31), je výpočet správný.

6. Jmenovitý rozměr a mezní úchytky podle (10) a (11):

$$ES_B = B_{\max} - B = 24,9 - 25 = -0,1 \text{ mm}, \quad (37)$$

$$EI_B = B_{\min} - B = 24,8 - 25 = -0,2 \text{ mm}. \quad (38)$$

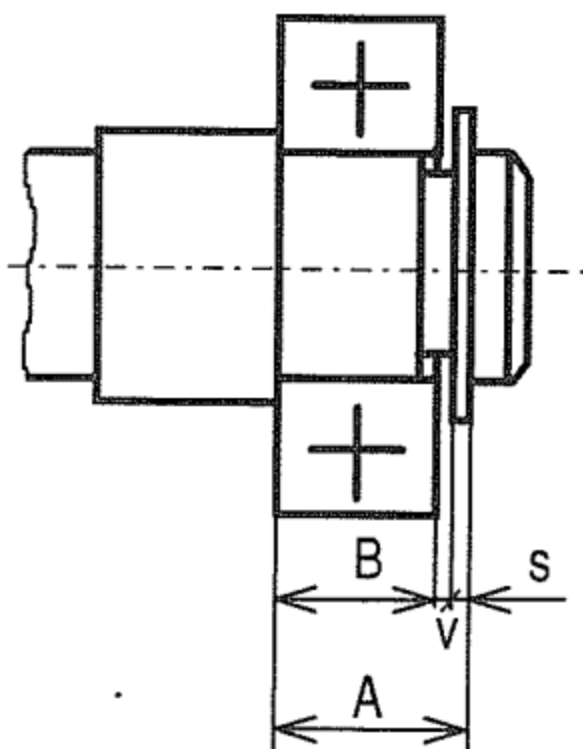
Výsledek lze zapsat na výkrese součásti s nábojem jmenovitým rozměrem 25 s mezními úchytkami $-0,1$ a $-0,2$ nebo horním mezním rozměrem 24,9 a dolním mezním rozměrem 24,8.



Kótování šířky náboje na výkresu součásti

Valivé ložisko je na čepu hřídele pojištěno Seegerovou pojistkou

Příklad II. Na obrázku je část sestavy uložení čepu hřídele 1 ve valivém ložisku 2. Ložisko je na čepu pojištěno pojistným kroužkem 3. Je třeba určit kótu a mezní úchytky umístění drážky pro pojistný kroužek na čepu.



Šířka ložiska $B = 18 - 0,12 \dots$ zmenšující člen⁰

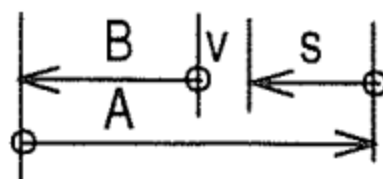
Šířka kroužku $s = 1,75h^{11} (-0,06) \dots$ zmenšující člen⁰

Vůle $v = 0,15$ až $0,35$ mm ... uzavírající člen

Vzdálenost drážky $A = ?$

Postup:

1. Schéma obvodu



A...zvětšující člen
B...zmenšující člen
s...zmenšující člen
v...uzavírající člen

2. Kontrola realizovatelnosti:

Tolerance členů obvodu musí splňovat podmínku (6), tj.

$$T_v = T_A + T_B + T_s \quad (39)$$

a hledaná tolerance $T_A = T_v - T_B - T_s = 0,2 - 0,12 - 0,06 = 0,02 > 0$, (40)

zadané hodnoty podmínce realizovatelnosti vyhovují.

3. Jmenovitý rozměr hledaného členu podle (1):

$$v = A - B - s, \quad (41)$$

z toho $A = v + B + s = 0,25 + 18 + 1,75 = 20 \text{ mm}$. (42)

POZNÁMKA - Vůle v je zadána v rozsahu 0,15 až 0,35 mm. Lze proto zapsat vůli jmenovitým rozměrem a mezními úchytkami, například $0,25 \pm 0,1$. Volit jmenovitý rozměr 0,25 je výhodné, protože obdržíme jmenovitý rozměr hledaného členu jako číslo celé.

4. Mezní rozměry uzavírajícího členu podle (2) a (3):

$$V_{\max} = A_{\max} - B_{\min} - S_{\min},$$

$$V_{\min} = A_{\min} - B_{\max} - S_{\max},$$

a z toho mezní rozměry hledaného členu A:

$$A_{\max} = V_{\max} + B_{\min} + S_{\min} = 0,35 + 17,88 + 1,69 = 19,92 \text{ mm}, \quad (43)$$

$$A_{\min} = V_{\min} + B_{\max} + S_{\max} = 0,15 + 18 + 1,75 = 19,90 \text{ mm}. \quad (44)$$

5. Kontrola správnosti výpočtu:

$$T_A = A_{\max} - A_{\min} = 19,92 - 19,90 = 0,02 \text{ mm}. \quad (45)$$

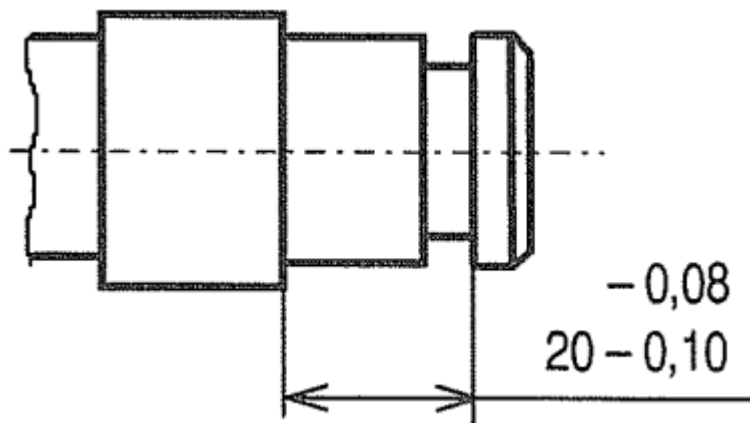
Protože výsledek (45) odpovídá výsledku (40), je výpočet správný.

6. Jmenovitý rozměr a mezní úchytky podle (10) a (11):

$$ES_A = A_{\max} - A = 19,92 - 20 = -0,08 \text{ mm}, \quad (46)$$

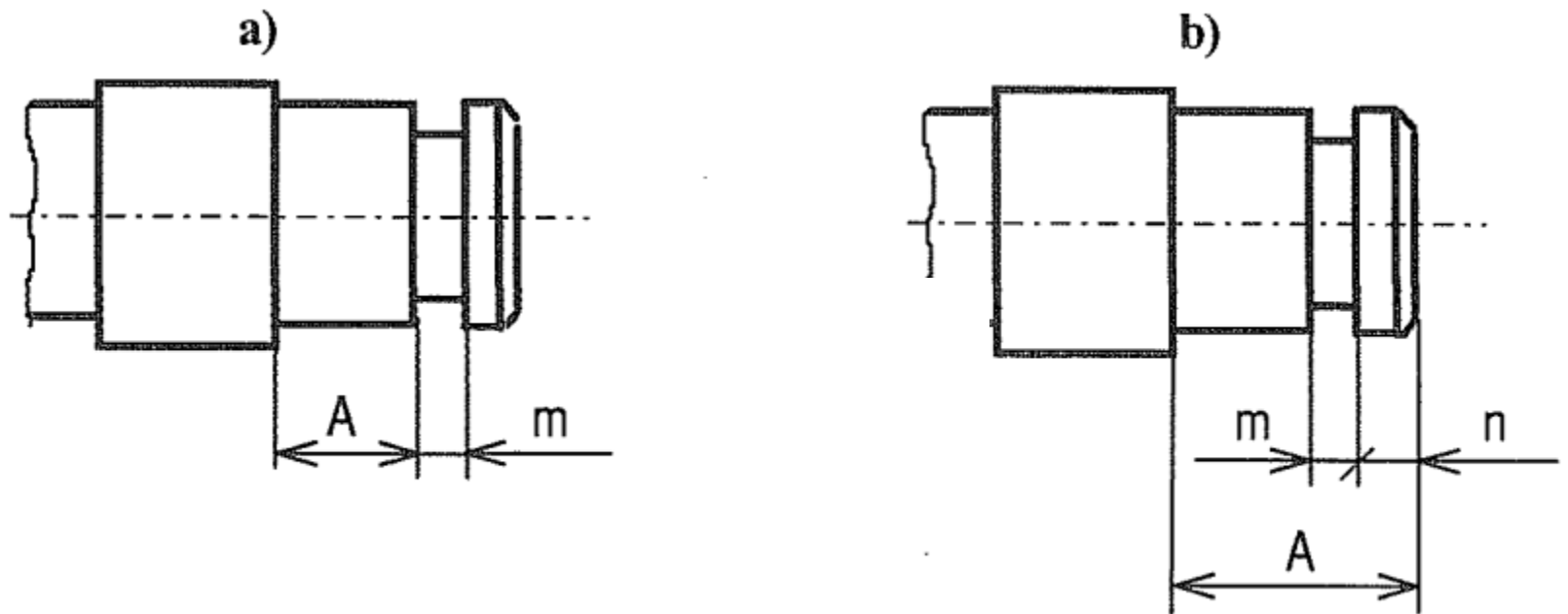
$$EI_A = A_{\min} - A = 19,9 - 20 = -0,1 \text{ mm}. \quad (47)$$

Výsledek lze zapsat na výkrese součásti s nábojem jmenovitým rozměrem 20 s mezními úchytkami $-0,10$ a $-0,08$ nebo horním mezním rozměrem 19,92 a dolním mezním rozměrem 19,90



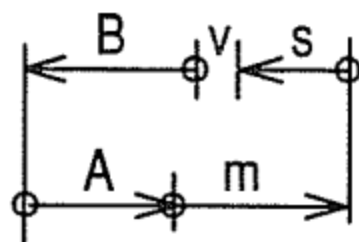
Na uvedeném příkladu rozměrového obvodu pro výpočet kóty umístění drážky je možné dokázat, že přímé funkční kótování, které zahrnuje nejmenší počet členů, umožňuje předepsat největší možné tolerance. Každý jiný způsob vyžaduje předepsání přesnějších tolerancí a tím i zvýšení ceny výroby současně s požadavkem na přesnější výrobní zařízení Viz další strana

Nevhodné způsoby kótování umístění drážky



Na obrázku je způsob kótování umístění drážky používaný na výkresu součásti poměrně často. Nevhodnost tohoto způsobu lze dokázat dosazením do vztahu (6), kóty vůle v a tloušťky kroužku s viz obrázek

Schéma obvodu podle obrázku



a):

$$\overset{0}{\text{Šířka ložiska } B = 18 - 0,12}$$

$$\overset{0}{\text{Šířka kroužku } s = 1,75 \text{ h}11 (-0,06)}$$

$$\text{Šířka drážky } m = 1,85 \text{ až } 2,5 \text{ mm}$$

Podle (6) platí $T_v = T_A + T_B + T_m + T_s,$

z toho $T_A = T_v - T_B - T_m - T_s = 0,2 - 0,12 - 0,65 - 0,06 = -0,63 < 0,$

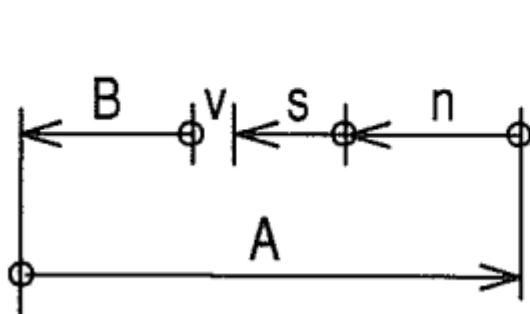
což není možné. Proto je třeba změnit velikosti tolerancí jednotlivých členů. Protože není možné změnit mezní úchytky šířek kupovaných součástí (ložiska a kroužku), může konstruktér změnit toleranci vůle (nevýhodné z hlediska funkce) nebo může předepsat jiné mezní úchytky šířky drážky m , než udává tabulka v normě, případně může změnit obojí. Změní-li se vůle z rozsahu 0,15 až 0,35 mm na 0,15 až 0,5 mm a šířka drážky z 1,85 až 2,5 mm na 1,85 až 2 mm, bude tolerance hledaného členu A :

$$T_A = T_v - T_B - T_m - T_s = 0,35 - 0,12 - 0,15 - 0,06 = 0,02 > 0,$$

což vyhovuje, avšak za cenu zhoršení funkce (velká axiální vůle) a zvýšení přesnosti výroby drážky.

Na obrázku 277b) je způsob kótování umístění drážky používaný na výkresu součásti velmi často, zejména proto, že tabulka v normě udává hodnotu délky konce hřídele za drážkou n . Nevhodnost tohoto způsobu lze dokázat dosazením do vztahu (6), kóty vůle v a tloušťky kroužku s viz obrázek 275:

Schéma obvodu podle obrázku 277b):



Šířka ložiska $B = 18 - 0,12^0$

Šířka kroužku $s = 1,75 \text{ h}11 (-0,06)^0$

Délka $n = 3,75 \pm 0,1$ ($\pm 0,1$ podle ISO 2768)

Podle (6) platí $T_v = T_A + T_B + T_n + T_s$,

z toho $T_A = T_v - T_B - T_n - T_s = 0,2 - 0,12 - 0,2 - 0,06 = -0,18 < 0$,

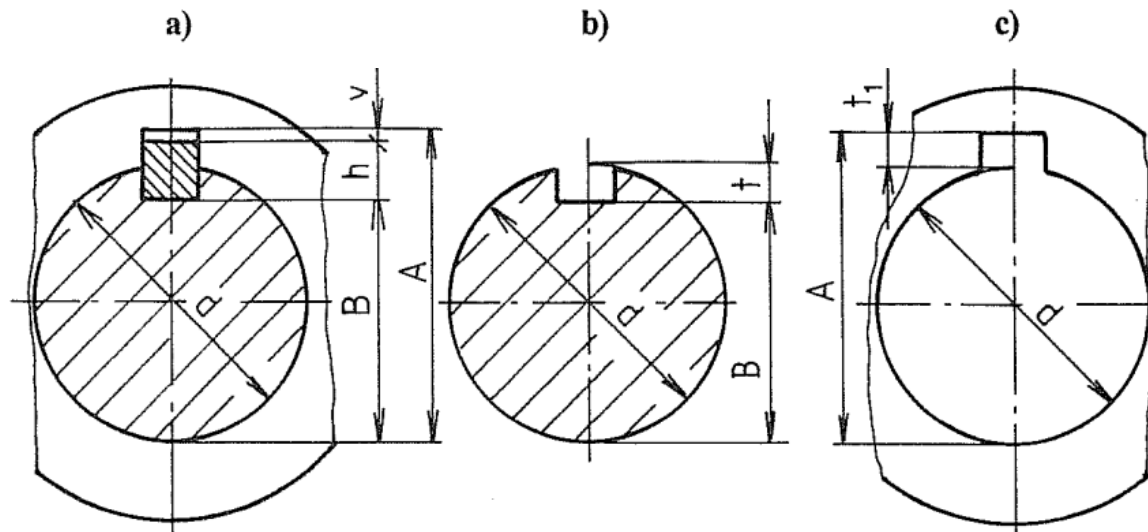
což není možné. Proto je třeba změnit velikosti tolerancí jednotlivých členů. Protože není možné změnit mezní úchytky šířek kupovaných součástí (ložiska a kroužku), může konstruktér změnit toleranci vůle (nevýhodné z hlediska funkce) nebo může předepsat jiné mezní úchytky délky n , než podle ČSN ISO 2768, případně může změnit obojí. Změní-li se vůle z rozsahu 0,15 až 0,35 mm na 0,15 až 0,45 mm a mezní úchytky délky n na $\pm 0,05$ (třída přesnosti f podle ISO 2768), bude tolerance hledaného členu A :

$$T_A = T_v - T_B - T_m - T_s = 0,3 - 0,12 - 0,1 - 0,06 = 0,02 > 0,$$

což vyhovuje, avšak za cenu zhoršení funkce (větší axiální vůle) a zvýšení přesnosti výroby konce hřídele.

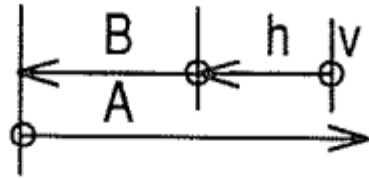
Kótování hloubky drážky pro pero v hřídele a v náboji

Příklad III. Na obrázku 278a) je uložení těsného pera v drážce hřídele a v drážce náboje. Vyměnitelnosti součástí se dosáhne účelným kótováním průměrů hřídele a díry v náboji, hloubky drážek v hřídeli a v náboji (a samozřejmě i šířek) a výšky pera. Z obrázku je patrné, že potřebná vůle v mezi perem a dnem drážky bude závislá (za předpokladu téhož jmenovitého průměru hřídele a díry d) na skutečných velikostech rozměrů A , B a h . Z důvodů uvedených v příkladu II není vhodné kótovat hloubku drážky v náboji a hloubku drážky v hřídeli shodně s kótami t_1 a t .



Postup:

1. Schéma obvodu



A...zvětšující člen
B...zmenšující člen
h...zmenšující člen
v...uzavírající člen

Z obrázku 278 vyplývá:

$$A = d + t_1, \text{ například pro díru } \varnothing d = 36 \text{ mm je } t_1 = 3,3 \begin{matrix} + 0,2 \\ 0 \end{matrix},$$

$$B = d - t, \text{ pro hřídel } \varnothing d = 36 \text{ mm je } t = 5 \begin{matrix} + 0,2 \\ 0 \end{matrix}.$$

Pero pro hřídel/díru $\varnothing d = 36 \text{ mm}$ má podle normy výšku $h = 8h11 \begin{matrix} 0 \\ - 0,09 \end{matrix}$.

2. Kontrola realizovatelnosti:

Tolerance členů obvodu musí splňovat podmínku (6), tj.

$$T_v = T_A + T_B + T_h = 0,2 + 0,2 + 0,09 = 0,49 \quad (48)$$

3. Jmenovitý rozměr vůle podle (1):

$$v = A - B - h = d + t_1 - d + t - h = t_1 + t - h,$$

z této rovnice vyplývá, že při způsobu kótování podle obrázků 278b) a c) je vyloučen vliv průměru hřídele/díry a jeho mezní úchytky. Při každém jiném způsobu kótování by do rozměrového obvodu vstupovaly tolerance hloubek drážky v hřídeli i v náboji.

4. Mezní rozměry vůle podle (2) a (3):

$$V_{\max} = A_{\max} - B_{\min} - h_{\min} = d + t_{1\max} - d + t_{\max} - h_{\min} = 3,5 + 5,2 - 7,91 = 0,79 \text{ mm},$$

$$V_{\min} = A_{\min} - B_{\max} - h_{\max} = d + t_{1\min} - d + t_{\min} - h_{\max} = 3,3 + 5 - 8 = 0,30 \text{ mm}.$$

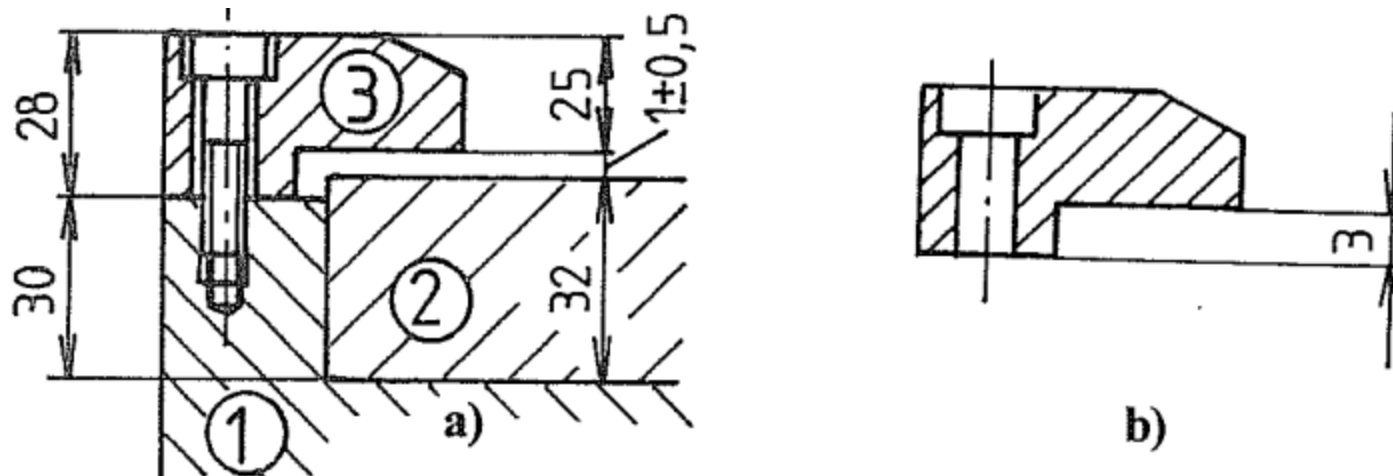
5. Kontrola správnosti výpočtu:

$$T_v = V_{\max} - V_{\min} = 0,79 - 0,30 = 0,49 \text{ mm}. \quad (49)$$

Protože výsledek (49) odpovídá výsledku (48), je výpočet správný.

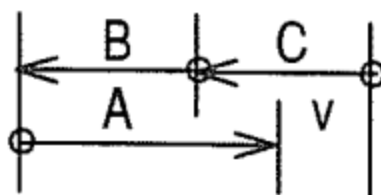
Prizmatické vedení smykadla

Příklad IV. Na obrázku 279a) je příčný řez prizmatickým vedením 1 smykadla 2 s přišroubovanou příložkou 3. Montážně výsledný rozměr je vůle v mezi příložkou a smykadlem. Vůle potřebná pro správnou funkci prizmatického vedení je předem známá. Úkolem konstruktéra je stanovit jmenovité hodnoty a mezní úchytky ostatních členů této skupiny součástí tak, aby byla dodržena maximální a minimální vůle.



Podle dříve uvedených výpočtů je vhodné kótovat součást 3 způsobem podle obrázku 279b) a tak vyloučit vliv výšky 28 mm a šířky osazení 25 mm příločky 3.

1. Schéma obvodu



A...zmenšující člen
 B...zvětšující člen
 C...zvětšující člen
 v...uzavírající člen

Dáno: $A = 32 \text{ mm}$, $B = 30 \text{ mm}$, $C = 3 \text{ mm}$, $v = 1 \pm 0,5 \text{ mm}$.

Určete mezní úchytky rozměrů 32; 30; 3 mm.

2. Stanovení součtu tolerancí T_A , T_B , T_C :

Tolerance členů obvodu musí splňovat podmínku (6), tj.

$$T_v = T_A + T_B + T_C \quad (50)$$

a proto součet

$$T_A + T_B + T_C = 1 \text{ mm} . \quad (51)$$

Tuto hodnotu je třeba rozdělit mezi tři jmenovité rozměry tak, aby byla splněna podmínka minimální a maximální vůle. Rozměrům 30 a 32 bude příslušet stejná tolerance, rozměr 3 může mít toleranci úměrně menší (viz výklad soustavy tolerancí a uložení ISO), například $T_A = T_B = 0,4 \text{ mm}$, $T_C = 0,2 \text{ mm}$.

3. Kontrola mezních rozměrů uzavírajícího členu podle (2) a (3):

$$V_{\max} = B_{\max} + C_{\max} - A_{\min} = 30,2 + 3,1 - 31,8 = 1,5,$$

$$V_{\min} = B_{\min} + C_{\min} - A_{\max} = 29,8 + 2,9 - 32,2 = 0,5,$$

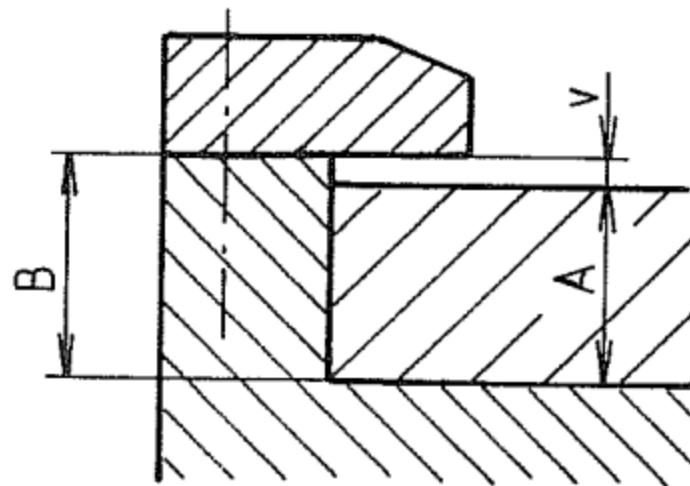
oba mezní rozměry odpovídají původnímu požadavku na vůli $1 \pm 0,5$.

Výsledek lze zapsat na výkresech součástí takto:

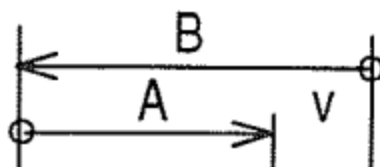
$$30 \pm 0,2; \quad 32 \pm 0,2; \quad 3 \pm 0,1.$$

Jiným konstrukčním řešením se dosáhne stejné přesnosti při větších tolerancích, například úpravou podle obrázku 280.

Schéma se pak změní tak, že místo 4 členů bude rozměrový obvod obsahovat pouze 3 členy:



Obr. 280 - Konstrukční úprava



A...zmenšující člen
B... zvětšující člen
v...uzavírající člen

Tolerance členů obvodu musí splňovat podmínku (6), tj.

$$T_v = T_A + T_B \quad (52)$$

a proto součet

$$T_A + T_B = 1 \text{ mm} . \quad (53)$$

Tuto hodnotu je třeba rozdělit mezi dva jmenovité rozměry tak, aby byla splněna podmínka minimální a maximální vůle. Rozměrům $A=32$ mm a $B=33$ mm bude příslušet stejná tolerance, $T_A = T_B = 0,5$ mm, tedy $32\pm 0,25$ a $33\pm 0,25$.

Kontrola mezních rozměrů uzavírajícího členu podle (2) a (3):

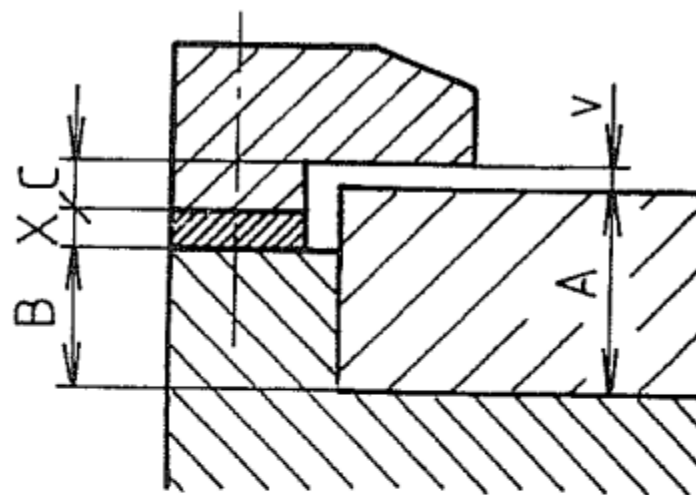
$$V_{\max} = B_{\max} - A_{\min} = 33,25 - 31,75 = 1,5,$$

$$V_{\min} = B_{\min} - A_{\max} = 32,75 - 32,25 = 0,5,$$

oba mezní rozměry odpovídají původnímu požadavku na vůli $1\pm 0,5$.

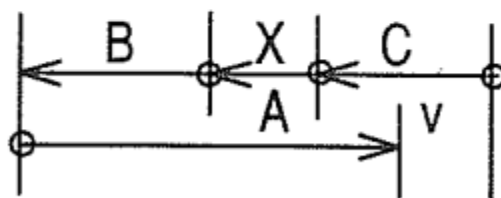
Výpočtem bylo dokázáno, že jednoduchou konstrukční úpravou lze snížit nároky na přesnost výroby při zachování správné funkce.

Další možností je úprava podle obrázku 281, kde je použita broušená montážní podložka, kterou je možné s malými náklady vyrobit s velmi přesnou tloušťkou kompenzující nepřesnosti výroby ostatních částí. Použití kompenzačního členu v podobě jedné nebo několika broušených podložek je poměrně časté.



Obr. 281 - Úprava s kompenzačním členem

1. Schéma obvodu



A...zmenšující člen
 B...zvětšující člen
 C...zvětšující člen
 X...kompenzační člen
 v...uzavírající člen

2. Výpočet jmenovité tloušťky a mezních úchylek kompenzačního členu podle (1):

$$v = B + C + X - A, \text{ z toho } X = A + v - B - C$$

Tolerance členů obvodu musí splňovat podmínku (6), tj.

$$T_v = T_A + T_B + T_C + T_X, \text{ z toho } T_X = T_v - T_A - T_B - T_C.$$

4. Mezní rozměry kompenzačního členu podle (2) a (3):

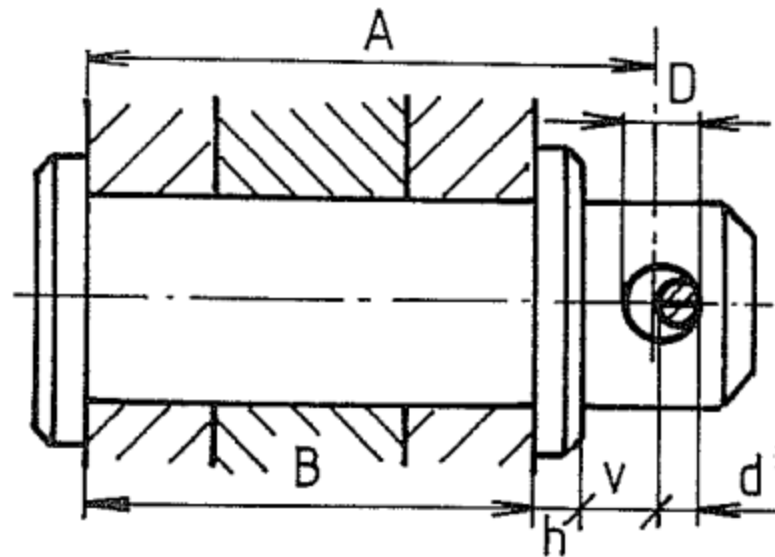
$$v_{\max} = B_{\max} + C_{\max} + X_{\max} - A_{\min}, \text{ z toho } X_{\max} = A_{\min} + v_{\max} - B_{\max} - C_{\max},$$

$$v_{\min} = B_{\min} + C_{\min} + X_{\min} - A_{\max}, \text{ z toho } X_{\min} = A_{\max} + v_{\min} - B_{\min} - C_{\min}.$$

POZNÁMKA - Prakticky se určuje tloušťka kompenzačního členu po změření skutečné vůle, která se sbroušením či přidáním nebo ubráním podložky upraví na požadovaný rozměr.

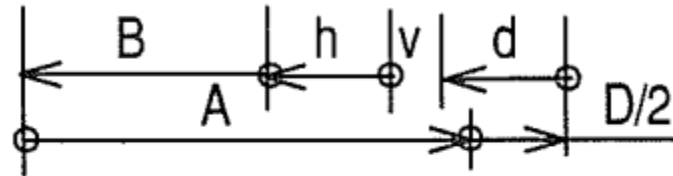
Čep se závlačkou

Příklad V. Čep na obrázku 282 je axiálně pojištěn kruhovou podložkou a závlačkou. Při dané vůli a známých tloušťkách čepem svíraných součástí je možné vypočítat správnou funkční vzdálenost osy díry pro závlačku od dosedací plochy hlavy čepu.



Postup:

1. Schéma obvodu



- A...zvětšující člen
- B...zmenšující člen
- h...zmenšující člen
- d...zmenšující člen
- D...zvětšující člen
- v...uzavírající člen

Celková tloušťka čepem svíraných součástí $B = 66,1$ až $66,3$ mm, doporučená vůle 1 až 3 mm (tj. 2 ± 1), pro čep $\varnothing 32$ mm je vhodná podložka 34 ČSN 02 1702 o tloušťce $h = 5 \pm 0,4$ mm a závlačka 8x40 ČSN 02 1781 průměru $d_{\min} = 7,3$ mm a $d_{\max} = 7,5$ mm, díra pro závlačku $D = 8H14$ (horní úchylka $+ 0,36$). Zbývá stanovit výpočtem uzavřeného obvodu kót rozměr A .

2. Kontrola realizovatelnosti:

Tolerance členů obvodu musí splňovat podmínku (6), tj.

$$T_v = T_A + T_B + T_h + T_d + T_{D/2} \quad (54)$$

a hledaná tolerance

$$T_A = T_v - T_B - T_h - T_d - T_{D/2} = 2 - 0,2 - 0,8 - 0,2 - 0,36/2 = 0,62 > 0, \quad (55)$$

zadané hodnoty podmínice realizovatelnosti vyhovují.

3. Jmenovitý rozměr hledaného členu podle (1):

$$v = A + D/2 - B - h - d, \quad (56)$$

$$\text{z toho } A = v + B + h + d - D/2 = 2 + 66 + 5 + 8 - 4 = 77 \text{ mm.} \quad (57)$$

4. Mezní rozměry uzavírajícího členu podle (2) a (3):

$$v_{\max} = A_{\max} + D/2_{\max} - B_{\min} - h_{\min} - d_{\min}, \quad (58)$$

$$v_{\min} = A_{\min} + D/2_{\min} - B_{\max} - h_{\max} - d_{\max}, \quad (59)$$

a z toho mezní rozměry hledaného členu A :

$$A_{\max} = v_{\max} + B_{\min} + h_{\min} + d_{\min} - D/2_{\max} = 3 + 66,1 + 4,6 + 7,3 - 4,18 = 76,82 \text{ mm},$$

$$A_{\min} = v_{\min} + B_{\max} + h_{\max} + d_{\max} - D/2_{\min} = 1 + 66,3 + 5,4 + 7,5 - 4 = 76,2 \text{ mm}.$$

5. Kontrola správnosti výpočtu:

$$T_A = A_{\max} - A_{\min} = 76,82 - 76,20 = 0,62 \text{ mm}. \quad (60)$$

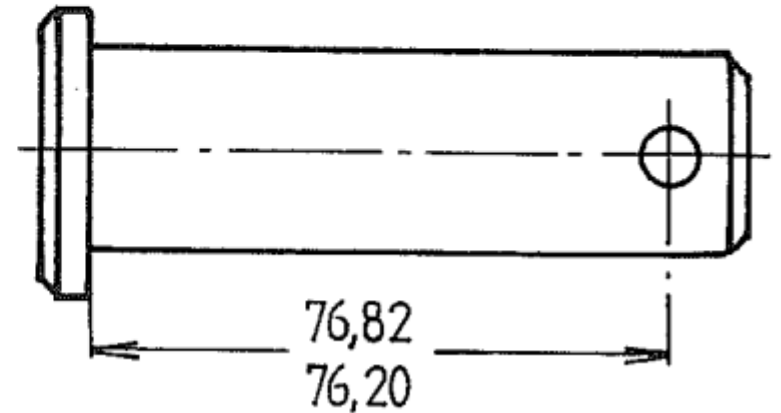
Protože výsledek (60) odpovídá výsledku (55), je výpočet správný.

6. Jmenovitý rozměr a mezní úchytky podle (10) a (11):

$$ES_A = A_{\max} - A = 76,82 - 77 = -0,18 \text{ mm}, \quad (61)$$

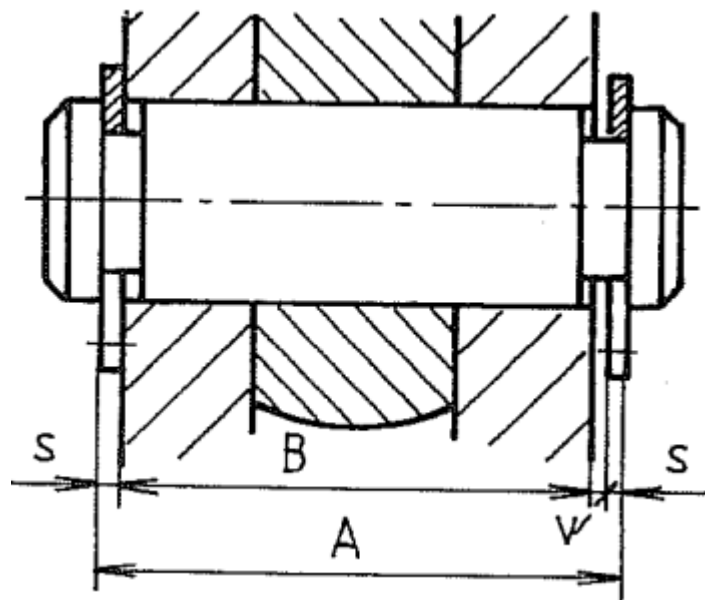
$$EI_A = A_{\min} - A = 76,2 - 77 = -0,8 \text{ mm}. \quad (62)$$

Výsledek lze zapsat na výkrese čepu s dírou jmenovitým rozměrem 77 s mezními úchytkami $-0,18$ a $-0,80$ nebo horním mezním rozměrem 76,82 a dolním mezním rozměrem 76,20



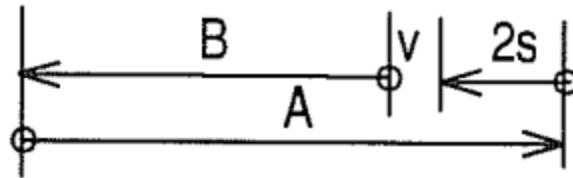
Čep s pojistnými kroužky

Příklad VI. Čep na obrázku 284 je axiálně pojištěn dvěma třemenovými pojistnými kroužky. Při dané vůli a známých tloušťkách čepem svíraných součástí je možné vypočítat správnou funkční vzdálenost drážek pro pojistné kroužky.



Postup:

1. Schéma obvodu



A...zvětšující člen
B...zmenšující člen
s...zmenšující člen
v...uzavírající člen

Celková tloušťka čepem svíraných součástí $B = 69,9$ až 70 mm, doporučená vůle $0,1$ až $0,6$ mm, pro čep $\varnothing 20$ mm je vhodný třmenový pojistný kroužek 15 o tloušťce $s = 1,5 \pm 0,08$ mm. Zbývá stanovit výpočtem uzavřeného obvodu kót vzdálenost drážek A .

2. Kontrola realizovatelnosti:

Tolerance členů obvodu musí splňovat podmínku (6), tj.

$$T_v = T_A + T_B + 2T_s \quad (63)$$

a hledaná tolerance

$$T_A = T_v - T_B - 2T_s = 0,5 - 0,1 - 2 \cdot 0,16 = 0,08 > 0, \quad (64)$$

zadané hodnoty podmínce realizovatelnosti vyhovují.

3. Jmenovitý rozměr hledaného členu podle (1):

$$v = A - B - 2s, \quad (65)$$

z toho $A = v + B + 2s = 0 + 70 + 2 \cdot 1,5 = 73 \text{ mm.}$ (66)

4. Mezní rozměry uzavírajícího členu podle (2) a (3):

$$v_{\max} = A_{\max} - B_{\min} - 2s_{\min}, \quad (67)$$

$$v_{\min} = A_{\min} - B_{\max} - 2s_{\max}, \quad (68)$$

a z toho mezní rozměry hledaného členu A :

$$A_{\max} = v_{\max} + B_{\min} + 2s_{\min} = 0,6 + 69,9 + 2 \cdot 1,42 = 73,34 \text{ mm,}$$

$$A_{\min} = v_{\min} + B_{\max} + 2s_{\max} = 0,1 + 70 + 2 \cdot 1,58 = 73,26 \text{ mm.}$$

5. Kontrola správnosti výpočtu:

$$T_A = A_{\max} - A_{\min} = 73,34 - 73,26 = 0,08 \text{ mm.} \quad (69)$$

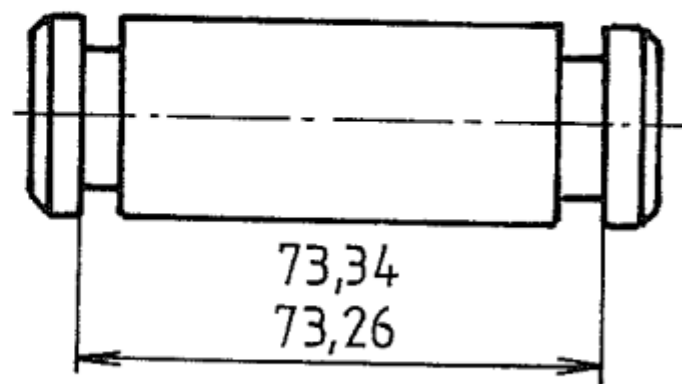
Protože výsledek (69) odpovídá výsledku (64), je výpočet správný.

6. Jmenovitý rozměr a mezní úchytky podle (10) a (11):

$$ES_A = A_{\max} - A = 73,34 - 73 = + 0,34 \text{ mm}, \quad (70)$$

$$EI_A = A_{\min} - A = 73,26 - 73 = + 0,26 \text{ mm}. \quad (71)$$

Výsledek lze zapsat na výkresu čepu jmenovitým rozměrem 73 s mezními úchytkami + 0,34 a + 0,26 nebo horním mezním rozměrem 73,34 a dolním mezním rozměrem 73,26 (obr. 285).



Tolerance analysis of linear dimensional chains

Calculation units	Tolerances ISO 286			Tolerances ANSI B4.1			Fits ISO 286			Fits ANSI B4.1		ISO 2768							
Imperial (lf, in, HP...)	7	±T	+T	-T	7	±T	+T	-T	h	7	±T	H	7	±T	LC 3	Shaft	Hole	m	±T

A + **Project information**

A + **Basic tolerance analysis**

1.0 **Design and optimization of dimensional chain**

2.0 **Parameters of closed component**

2.1 **Required limit sizes**

2.2 Permissible lower limit LL 29,70000 [in]

2.3 Permissible upper limit UL 30,45000 [in]

2.4 Mean 30,075000 [in]

2.5 **Arithmetic calculation (V)** **Original** **Optimized**

2.6 Mean μ	30,000000	30,000000	[in]
2.7 Tolerance $\pm T$	0,363000	0,327500	[in]
2.8 Minimum size Z_{min}	29,637000	29,672500	[in]
2.9 Maximum size Z_{max}	30,363000	30,327500	[in]

2.10 **Statistical calculation (R)** **Original** **Optimized**

2.11 Mean μ	30,000000	30,065000	[in]
2.12 Standard deviation σ	0,100569	0,101444	[in]
2.13 Productive yield Y	99,857	99,977	[%]
2.14 Reject R	1430,9	234,1	[PPM]
2.15 <u>Limit sizes for yield</u>	99.73 (± 3 Sigma)		[%]
2.16 Tolerance $\pm T$	0,301706	0,304332	[in]
2.17 Minimum size Z_{min}	29,698294	29,760668	[in]
2.18 Maximum size Z_{max}	30,301706	30,369332	[in]

2.19 **Arithmetic calculation (WC)**

2.20 **Statistical calculation (RSS)** **Limit sizes**

B + **Deformation of system due to temperature change**

3.0 **Design of dimensional chain**

4.0 **Parameters of closed component**

C + **Extended statistical analysis (6 Sigma)**

5.0 **Design of dimensional chain**

6.0 **Parameters of closed component**

D + **Selective assembly**

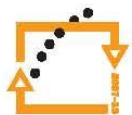
Použitá literatura:

- ✿ SVOBODA, Pavel a kol.: *Základy konstruování*: Akademické nakladatelství CERM, 2008.
- ✿ DRASTÍK, František: *Přesnost strojních součástí podle mezinárodních norem*: Montanex, 1996.
- ✿ MEDVECKÝ, Štefan a kol.: *Konštruovanie 1*: Žilinská univerzita, 2007.

Děkuji vám za pozornost



EVROPSKÁ UNIE



Tato prezentace je spolufinancována Evropským sociálním fondem a státním rozpočtem České republiky v rámci projektu č. CZ.1.07/2.2.00/07.0235 „Inovace výuky v oboru konstruování strojů včetně jeho teoretické, metodické a počítačové podpory“.