



---

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**  
**FAKULTA STROJNÍ**



**Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh kótovacího a tolerančního reťazca montovanej konštrukcie**

**Design of Dimension and Tolerance Loop of Mounted Construction**

Bakalárska práca

Študijný program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
Študijný odbor: 2301R000 Študijný program je bezodborový

Vedúci práce: Ing. Karel Petr, Ph.D.

**Matej Baláž**

---

Praha 2015

## **Prehlásenie**

Prehlasujem, že som bakalársku prácu s názvom: „Návrh kótovacieho a tolerančného reťazca montovanej konštrukcie“ vypracoval samostatne pod vedením Ing. Tomáša Dušánka a Ing. Karla Petra, Ph.D., s použitím literatúry uvedenej na konci mojej bakalárskej práce v zozname použitej literatúry.

V Prahe 14. 06. 2015

.....

Matej Baláž

## **Pod'akovanie**

Touto cestou vyslovujem poďakovanie Ing. Tomášovi Dušánkovi a Ing. Karlovi Petrovi, Ph.D. za odborné vedenie, cenné rady, odbornú pomoc, konzultácie a pripomienky pri vypracovaní mojej bakalárskej práce. Poďakovanie patrí aj mojej rodine za ich podporu počas štúdia.

# Anotačný list

Meno autora:	<b><i>Matej Baláž</i></b>
Názov BP:	<i>Návrh kótovacieho a tolerančného reťazca montovanej konštrukcie</i>
Anglický názov:	Design of Dimension and Tolerance Loop of Mounted Construction
Rok:	2015
Študijný program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Študijný odbor:	2301R000 Študijný program je bezodborový
Ústav:	<i>Ústav konštruovania a častí strojů</i>
Vedúci BP:	<i>Ing. Karel Petr, Ph.D.</i>
Konzultant:	<i>Ing. Tomáš Dušánek</i>
Bibliografické údaje:	počet strán 40 počet obrázkov 25 počet tabuliek 00 počet príloh 03
Kľúčové slová:	tolerancia, tolerovanie, kótovanie, rozmerový obvod, rozmerový reťazec
Keywords:	tolerance, tolerancing, dimensioning, dimensional loop, dimensional chain

Anotácia: Táto bakalárska práca objasňuje, akými spôsobmi môžeme tolerovať súčasti, ako môžeme riešiť rozmerové reťazce, ktoré vznikajú ich spojením. Ďalej sa zaoberá delením rozmerových reťazcov. V ďalšej časti sa práca zaoberá riešením konkrétneho reálneho rozmerového reťazca, ktorý vznikne zostavením 3 súčastí. Mojou úlohou bolo vyriešiť najskôr výber správnych základní a tolerancií a následne spočítať rozmerový reťazec podľa vopred zadaných podmienok.

Abstract: This bachelor thesis clarifies solutions of tolerance of parts and ways of solving dimension loops. It also includes sorting of dimension loops. In the next chapter, the thesis comprises solution of real dimension loop, derived from assembling of 3 parts. My task was firstly to solve the selection of the correct datums and tolerances and secondly to calculate the dimension loop with respect to predetermined conditions.

# Obsah

Úvod.....	1
1 Základné druhy tolerovania súčastí.....	2
1.1 Tolerovanie dĺžkových rozmerov.....	2
1.2 Geometrické tolerancie .....	2
2 Rozmerové obvody .....	5
2.1 Lineárne rozmerové reťazce .....	5
2.1.1 Aritmetická metóda .....	9
2.1.2 Štatistické metódy.....	9
2.1.3 Metóda skupinovej zameniteľnosti.....	11
2.1.4 Metóda lícovania.....	12
2.1.5 Kompenzačná metóda .....	12
2.1.6 Regulačná metóda.....	13
2.2 Rovinné a priestorové rozmerové reťazce .....	13
3 Voľba základní a geometrických tolerancií .....	15
3.1 Výber vhodných základní .....	15
3.1.1 Rám .....	16
3.1.2 Závažie .....	19
3.2 Voľba typu geometrických tolerancií .....	22
3.2.1 Rám .....	22
3.2.2 Závažie .....	25
4 Vlastný výpočet rozmerového obvodu.....	28
4.1 Výpočet v pozdĺžnom smere .....	28
4.2 Výpočet v kolmom smere.....	32
Záver .....	35
Zoznam použitej literatúry .....	36
Zoznam obrázkov .....	37
Zoznam príloh .....	38

## Úvod

Problém riešenia rozmerových reťazcov je veľmi aktuálny a častý. Je možné sa s ním stretnúť takmer pri každej zostave niekoľkých súčastí, od ktorej očakávame určitú presnosť ako celku. Túto presnosť docielime len ak budeme uvažovať tolerancie čiastkových členov a ich vhodnou kombináciou vznikne zostava, ktorá bude vyhovovať našim požiadavkám.

Mojou úlohou je tolerovať rozmery 2 súčastí z 3-dielnej zostavy. Tolerujem Rám a Závažie, pričom 3. súčasťou je Kabína, ktorá je daná a jej rozmery a tolerancie neupravujem, len ich musím zohľadniť v mojich výpočtoch. Výsledkom mojej práce by malo byť určenie tolerancií čiastkových členov tak, aby bola zaručená zmontovateľnosť celej zostavy.

# 1 Základné druhy tolerovania súčastí

Vzhľadom k tomu, že žiadny výrobok sa nedá vyrobiť s absolútnou presnosťou, je potrebné teoretické rozmery (absolútne presné) doplniť určitou hodnotou, ktorá určuje odchýlku od tohto teoretického rozmeru. V praxi je to tolerovanie rozmerov, tvarov, umiestnenia... Toleruje sa dvomi spôsobmi, a to: zadaním odchýliek dĺžkových a uhlových rozmerov a geometrickými toleranciami, prípadne ich kombináciou.

## 1.1 Tolerovanie dĺžkových rozmerov

Tolerovanie dĺžkových rozmerov určuje len miestne rozmery prvku (dvojbodové meranie), takže výsledok v sebe nezahŕňa napríklad tvar meranej plochy. Obdobne, pri určovaní medzných rozmerov uhlových tolerancií určujeme len smer priamiek, ale nie napríklad tvar povrchu tolerovanej plochy. Ako u dĺžkových, tak aj u uhlových tolerancií sa dá nedostatok tolerovania tvaru povrchu tolerovanej plochy odstrániť kombináciou dĺžkových (resp. uhlových) tolerancií s geometrickými toleranciami [1, s. 90]. Tolerujú sa podľa normy ČSN ISO 129:2004. Hodnoty tolerancií sa zapisujú viacerými spôsobmi. Ak však pri kóte nie je zadaná žiadna hodnota tolerancie, tolerovanie sa riadi všeobecnými toleranciami podľa razítka výkresu.

## 1.2 Geometrické tolerancie

Ďalšou dôležitou kapitolou sú geometrické tolerancie (GPS – geometrical product specifications). Patria sem tolerancie tvaru, polohy, orientácie a hádzania. Geometrické tolerancie sa vo všeobecnosti neviažu na rozmery prvku. Za určitých podmienok sa to však môže zmeniť (podľa normy ČSN ISO 8015:2012) napríklad podmienkou maxima (resp. minima) materiálu, alebo obalovou plochou [1, str. 92]. Obdobne ako u tolerovania dĺžkových rozmerov, ak nie sú predpísané žiadne geometrické tolerancie, ich hodnoty sú dané normou a hodnotou v razítku výkresu. Všeobecne sú geometrické tolerancie popísané v norme ISO 1101:2014.

**Geometrické tolerancie tvaru** určujú odchýlky od teoretického tvaru súčasti a môžeme ich rozdeliť na: toleranciu priamosti, rovinnosti, kruhovitosti, valcovitosti, tvaru profilu a tvaru plochy. Toleranciu priamosti používame, keď potrebujeme, aby sa skutočný povrch súčasti nachádzal medzi 2 rovnobežnými priamkami, ktoré sú vzdialené od seba o hodnotu tolerancie. Rovinnosť je obdobná priamosti, s tým

rozdílem, že sa neporovnáva len povrch medzi 2 priamkami, ale celý povrch musí ležať medzi 2 rovnobežnými rovinami, ktoré sú vzdialené o hodnotu tolerancie. Ďalším typom geometrickej tolerancie tvaru je kruhovitosť. Kruhovitost' je zadaná 2 sústrednými kružnicami, ktorých polomer sa líši o hodnotu tolerancie a v ľubovoľnom reze súčasti sa jej povrch musí nachádzať medzi týmito kružnicami. Tolerancia valcovitosti je obdobná kruhovitosti, ale tolerancia valcovitosti udáva narozdiel od kruhovitosti 2 súosé valce, ktorých polomer sa líši o hodnotu tolerancie a medzi ktorými sa musí nachádzať celý povrch súčasti. Tolerancia tvaru profilu nám určuje 2 ekvidištantné krivky vzdialené o hodnotu tolerancie, medzi ktorými sa musí nachádzať povrch súčasti [2, s. 58]. Tolerancia tvaru plochy je obdobná, ale menovitým rozmerom nie je krivka, ale plocha. Skutočná plocha sa musí nachádzať medzi 2 plochami, ktoré sú vzdialené o hodnotu tolerancie [3, s. 35].

**Geometrické tolerancie polohy** určujú vzájomnú polohu 2 alebo viacerých objektov. Tolerancia rovnobežnosti určuje vzájomnú rovnobežnosť 2 rovín alebo rovnobežných plôch. Jedna z nich je základňa a druhá sa na určitej časti musí nachádzať medzi 2 rovinami, ktoré sú vo vzdialenosti hodnoty tolerancie. Tolerancia kolmosti 2 rovín spočíva v tom, že 1 rovina sa položí ako základňa a druhá sa musí nachádzať medzi 2 rovinami, ktoré sú kolmé na základňu a vzdialené od seba o hodnotu tolerancie. Ďalším typom je tolerancia sklonu. V nej sú zadané 2 rovnobežné roviny, ktoré sú od seba vzdialené o hodnotu tolerancie a sú pod určitým zadaným sklonom. Medzi nimi sa musí nachádzať skutočný povrch. Od klasickej tolerancie uhlového rozmeru sa líšia tým, že v geometrickej tolerancii sklonu sú roviny, medzi ktorými sa nachádza povrch súčasti, rovnobežné, na rozdiel od tolerovania uhlového rozmeru, kde roviny nie sú rovnobežné a uhol medzi nimi je hodnotou tolerancie uhlového rozmeru. Súososť a sústrednosť nám pomáha zadefinovať tolerancie pri viacerých valcových plochách. Najskôr si určíme základňu, ktorou je os niektorého z valcov. Túto osu predĺžime ku tolerovanému valcu a vytvoríme okolo nej tolerančný valec s priemerom hodnoty tolerancie. Skutočná os tolerovaného valca sa musí nachádzať v tolerančnom valci. Pri tolerancii súmernosti najskôr zadefinujeme rovinu súmernosti 2 skutočnými rovnobežnými rovinami. Táto rovina súmernosti sa nachádza práve v strede medzi nimi. Na každú stranu od nej vytvoríme tolerančné roviny, ktoré sú vzdialené od roviny súmernosti práve o polovicu hodnoty tolerancie. Potom zadefinujeme tolerované plochy, ktoré sú súmerné podľa roviny súmernosti. Ich vlastná os súmernosti sa musí nachádzať



medzi 2 tolerančnými rovinami. Tolerancia umiestnenia nám určuje polohu nejakého prvku (najčastejšie diery) v rámci nejakého celku. Základnými rozmermi zadáme teoreticky presné umiestnenie stredu diery a potom toleranciou umiestnenia vytvoríme valec s priemerom hodnoty tolerancie, v ktorom sa musí os danej diery nachádzať [2, s. 61]. Tolerancia kruhového hádzania môže byť obvodová a čelná. Pri obvodovej sa v ľubovoľnom reze musí povrch súčasti nachádzať medzi 2 valcami, ktoré majú os totožnú s osou základne a ich rozdiel polomerov je hodnota tolerancie. Pri čelnom hádzaní je tolerovaná plocha kolmá na základňu, a roviny, medzi ktorými sa daný povrch nachádza sú vzdialené od seba o hodnotu tolerancie. Tolerancia celkového hádzania je ešte o niečo silnejší nástroj. Pri obvodovom celkovom hádzaní sa musí celý povrch súčasti nachádzať v rozmedzí 2 súosých valcov s polomerami rozdielnymi o hodnotu tolerancie. Čelné celkové hádzanie je obdobné ako klasické čelné hádzanie [3, s. 38].

Pri nepredpísaných geometrických toleranciách využívame normu ČSN ISO 2768:1989, ktorá prvým písmenom udáva hodnoty odchýliek dĺžkových a uhlových rozmerov a druhým hodnoty geometrických tolerancií. Táto norma a jej hodnoty by mali byť predpísané v razítku každého výkresu.

## 2 Rozmerové obvody

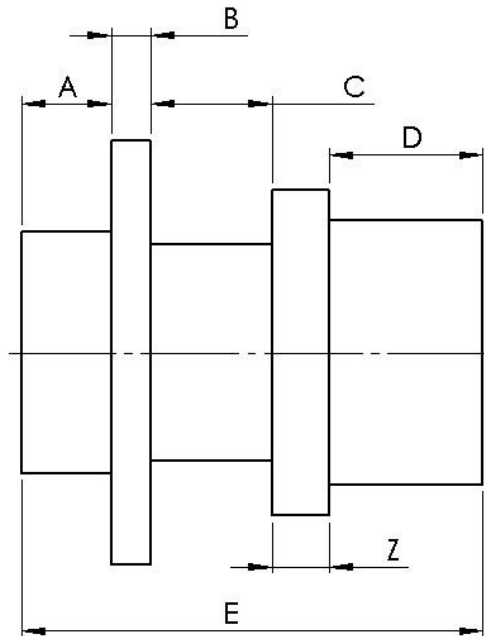
Rozmerový obvod je vlastne súbor rozmerov, ktoré sa vzťahujú k niekoľkým plochám súčasti, alebo niekoľko prepojených rozmerových reťazcov. Jeden rozmerový obvod sa môže skladať z jedného, alebo viacerých rozmerových reťazcov [2, s. 20].

Ak potrebujeme pri montáži zaistiť, alebo určiť vôľu alebo presah pri rozmere, ktorý nie je priamo predpísaný na výkrese, ale jeho veľkosť a tolerancia vyplývajú z ostatných rozmerov, tak tento konkrétny rozmer dopočítame pomocou rozmerových reťazcov. Podľa toho, v akej dimenzii sú rozmerové reťazce usporiadané, rozlišujeme 3 základné druhy:

- Lineárne rozmerové reťazce (1D) – rozmery sú usporiadané len v 1 smere
- Rovinné rozmerové reťazce (2D) – rozmery sú v rôznych smeroch, avšak len v jednej rovine, prípadne v niekoľkých rovnobežných rovinách
- Priestorové rozmerové reťazce (3D) – rozmery sú v rôznych smeroch a v rôznobežných rovinách [4]

### 2.1 Lineárne rozmerové reťazce

Najjednoduchší spôsob vysvetlenia rozmerových reťazcov je na 1D (len na dĺžkových rozmeroch v jednom smere). Môžu sa dopočítavať rozmery na 1 súčiaske, ako znázorňuje obr. 1 (rozmery A-E sú tzv. čiastkové rozmery a rozmer Z je tzv. uzatvárací), prípadne rozmery na zostave, čomu sa bude venovať táto bakalárska práca.



obr. 1.: Príklad 1D rozmerového reťazca na rotačnej súčasti

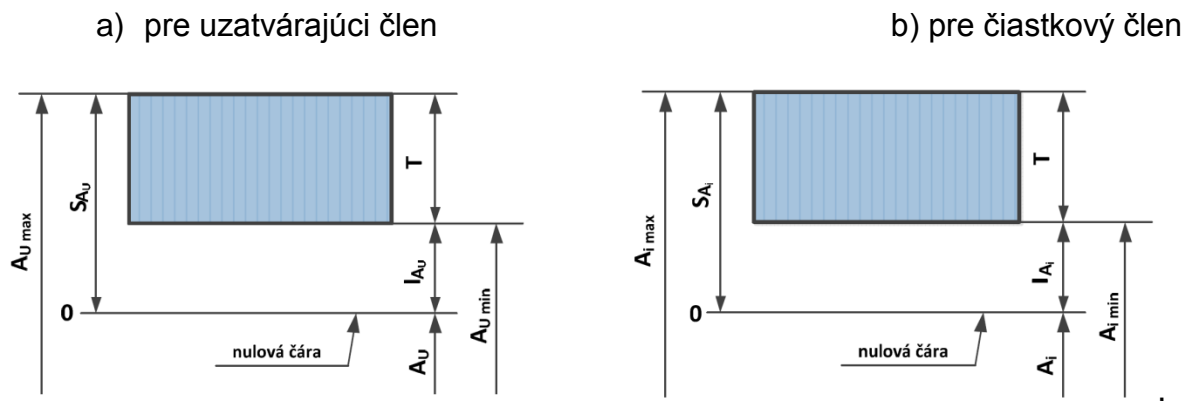
Rozmery v rozmerovom reťazci si musíme rozdeliť na niekoľko skupín. Čiastkové rozmery sú rozmery, ktoré sú predpísané na výkrese, teda ich konkrétnu hodnotu a toleranciu poznáme. Problém nastane, ak chceme zistiť maximálnu a minimálnu možnú hodnotu rozmeru  $Z$ , ktorý na výkrese nie je predpísaný (prípadne sa predpisuje len ako informatívny rozmer), pretože inak by bol výkres prekótovaný. Rozmeru  $Z$  sa inak hovorí aj uzatvárací člen. Ďalej sa v reťazci môže nachádzať aj člen spojovací alebo kompenzačný.

Najskôr si musíme čiastkové členy rozdeliť na čiastkové členy zväčšujúce (popri ich zväčšovaní sa zväčšuje aj uzatvárací člen) a čiastkové členy znižujúce (čím sú väčšie, tým je uzatvárací člen menší). V našom prípade na obrázku je čiastkový člen zväčšujúci len rozmer  $E$  a znižujúce členy sú  $A$ ,  $B$ ,  $C$  a  $D$ .

Ďalším krokom je určenie typu úlohy, ktorú chceme riešiť, a to buď tolerančnú analýzu (tzv. kontrolná úloha), alebo tolerančnú syntézu (tzv. konštrukčná úloha). Tolerančná analýza je jednoduchšia a slúži na kontrolu už zakótovanej súčiastky. Zo zakótovaných čiastkových členov a ich medzných odchýliek sa priamo dopočíta výsledný rozmer a tolerancia uzatvárajúceho člena. Tolerančná syntéza slúži na presný opak. Na začiatku poznáme požadovanú vôľu alebo presah rozmeru  $Z$  a z neho určujeme hodnoty odchýliek čiastkových členov, aby sme nakoniec dostali požadovaný výsledok.

V jednoduchšom prípade, ktorým je tolerančná analýza, postupujeme tak, že najskôr počítame s dolnými medznými rozmermi zväčšujúceho člena a hornými medznými rozmermi znižujúceho člena podľa konfigurácie rozmerového reťazca. V našom prípade od minima rozmeru  $E$  odpočítame maximá rozmerov  $A$ ,  $B$ ,  $C$  a  $D$ . Výsledkom bude dolný medzný rozmer  $Z$ . Ak výpočet prevedieme inverzne, teda od maxima rozmeru  $E$  odpočítame minimá rozmerov  $A$ ,  $B$ ,  $C$  a  $D$ , tak nám vyjde maximálny možný rozmer  $Z$ . Tým sme určili horný a dolný medzný rozmer  $Z$  a skontrolovali tým rozmerový reťazec.

Graficky sa táto problematika môže vyjadriť aj nasledovne:



obr. 2.: Tolerančné polia uzatvárajúcich a čiastkových členov [2, s. 26]

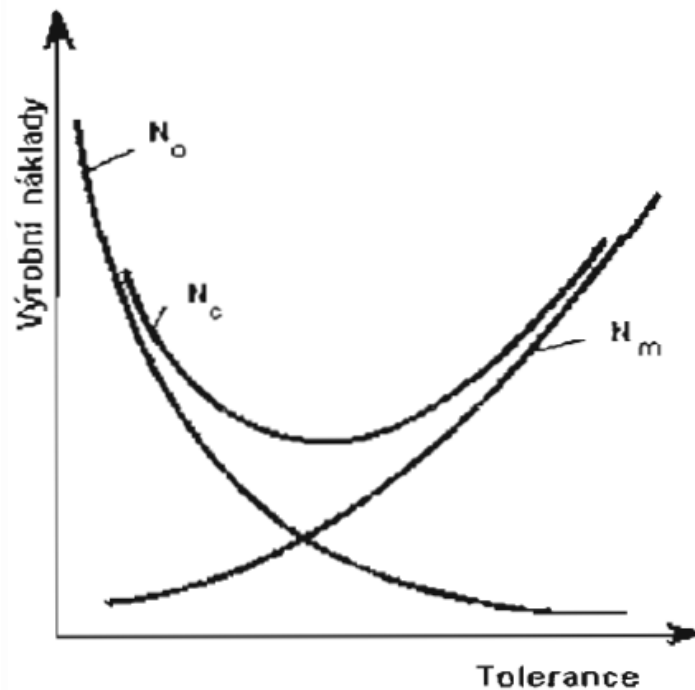
kde  $A_U$  ( $A_i$ ) = uzatvárajúci člen (čiastkový člen)

$S_{A_U}$  ( $S_{A_i}$ ) = horná medzná odchýlka uzatvárajúceho člena (čiastkového člena)

$I_{A_U}$  ( $I_{A_i}$ ) = dolná medzná odchýlka uzatvárajúceho člena (čiastkového člena)

$T$  = tolerancia rozmeru uzatvárajúceho (čiastkového) člena [2, s. 26]

Podľa obr. 3 je vidieť, že čím je obrobok presnejší (tolerancie sú menšie), tým sú náklady na obrobok väčšie, ale klesajú náklady na montáž. Naopak, ak sa posunieme do pravej časti grafu, tak uvidíme, že čím je obrobok nepresnejší, tým menšie sú náklady na obrobok, ale stúpajú náklady pri montáži, pretože nie každá súčiastka je v tolerancii a nemusí sedieť do spojenia s inou a my musíme hľadať vhodný obrobok, prípadne upravovať súčasť, alebo vkladať kompenzačný člen. Úlohou technológa je nájsť ideálne riešenie, kedy sú celkové náklady najmenšie a podľa toho prispôbiť výrobu.



obr. 3.: Závislost nákladov na výrobu a montáž na presnosti výroby [5, s. III/79]

kde:  $N_o$  = náklady na obrobenie

$N_m$  = náklady na montáž

$N_c$  = celkové náklady

Tomu sa prispôsobujú aj metódy výpočtu rozmerových obvodov a na ňom závislej montáže súčastí. Poznáme metódu:

1. aritmetickú
2. štatistickú
3. skupinovej zameniteľnosti
4. lícovania
5. kompenzačnú
6. regulačnú

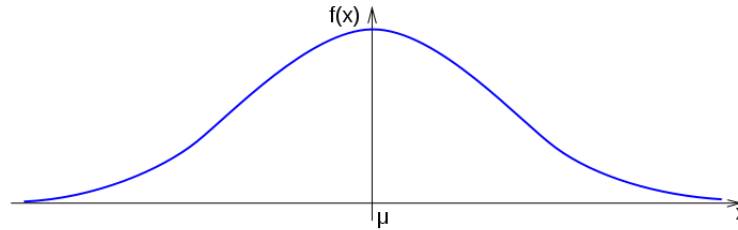
### 2.1.1 Aritmetická metoda

Aritmetická metoda, nazývaná aj metóda WC (Worst Case – z ang. najhorší prípad), je vlastne metóda, ktorú som popísal vyššie. Používa sa prevažne v kusovej a malosériovej výrobe. Ide o sčítavanie maxím a miním odpovedajúcich členov, ktorým určíme medzné rozmery uzatvárajúceho členu. Táto metóda umožňuje tzv. úplnú zameniteľnosť súčastí. To znamená, že ktorékoľvek 2 súčasti môžeme spojiť do zostavy bez nutnosti ich úpravy. Je to metóda, kde sú náklady na obrobenie najväčšie, ale montáž je najlacnejšia. Táto metóda je vhodná najmä pre rozmerové reťazce s malým počtom členov, prípadne tam, kde je možná väčšia hodnota tolerancie pri uzatvárajúcom člene. V iných prípadoch môže viesť k príliš úzkym toleranciam čiastkových členov, čo nepriaznivo vplyva na náklady na výrobu. Je to z toho dôvodu, pretože platí vzťah, že hodnota tolerancie uzatvárajúceho členu je rovná súčtu tolerancií všetkých čiastkových členov [6]:

$$T = \sum_{i=1}^n T_i \quad (1)$$

### 2.1.2 Štatistické metódy

Ďalším spôsobom ako môžeme vypočítať rozmerový obvod sú štatistické metódy (RSS, 6 Sigma). Tieto metódy využívajú Gaussovu hustotu pravdepodobnosti rozdelenia skutočných hodnôt od teoretických. Najväčšia pravdepodobnosť je, že hodnota nadobudne strednú hodnotu a smerom ku krajom táto pravdepodobnosť klesá. Preto určitú časť krajných hodnôt nezapočítavame do výpočtov. Podľa toho, akú širokú časť nebudeme započítavať, nám štatisticky vyjde percento nepodarkov, ktoré nebudeme môcť použiť. Čím širšiu časť budeme „ignorovať“, tým je väčšia pravdepodobnosť výskytu nepodarkov.

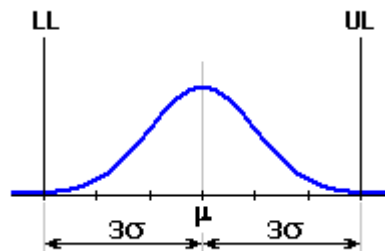


obr. 4.: Hustota normálneho rozdelenia pravdepodobnosti (Gaussova krivka) [7]

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} \quad (2)$$

To však nevadí pri hromadnej a veľkosériovej výrobe. Na jednu stranu sa vzdáme úplnej zameniteľnosti súčastí, čo spôsobí, že niektoré výrobky nemusia mať požadované rozmery a musia sa buď vyradiť, alebo na špecializovanom pracovisku dodatočne upraviť. Na druhú stranu sa veľmi znížia náklady na výrobu čiastkových členov, pretože sa zväčšia ich tolerančné polia (čím je čiastkových členov viac, tým viac sa zväčšia ich tolerančné polia).  $\mu$  určuje početnosť výskytu strednej hodnoty a  $\sigma$  (tzv. stredná kvadratická odchýlka) určuje tzv. štihlosť krivky. V ideálnom prípade je  $\mu$  v strede tolerančného poľa, avšak v priebehu výroby sa často posunie, čo zvyšuje riziko vzniku nepodarkov [6].

Štatistická metóda RSS (Root Sum Squares) je najrozšírenejšou štatistickou metódou výpočtu rozmerových reťazcov. Počíta sa tu s úrovňou kvality procesu  $3\sigma$ , čo znamená, že medzné hodnoty, ktoré budú vstupovať do výpočtu sú v rozmedzí  $\mu \pm 3\sigma$ . Štatisticky vychádza 2700 nepodarkov na 1 milión vyrobených kusov.

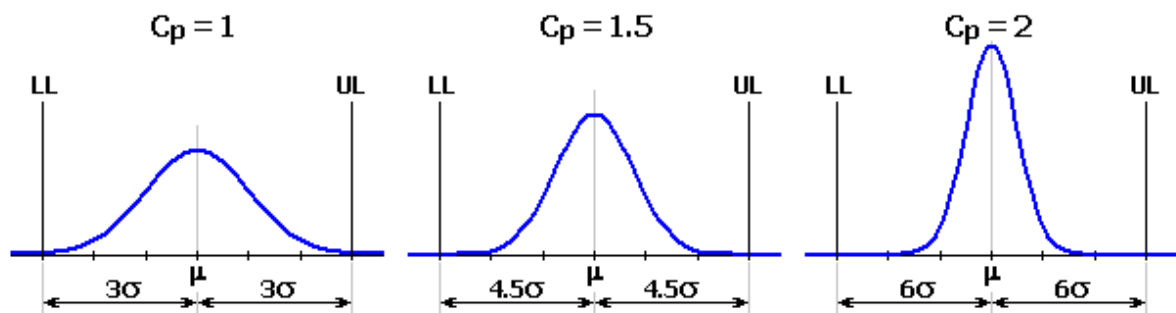


obr. 5.: Hustota pravdepodobnosti výroby súčastí s úrovňou kvality procesu  $3\sigma$  [6]

V štatistickej metóde 6 Sigma nejde o nič iné, len o zväčšenie úrovne kvality procesu na  $6\sigma$ . Je to preto, pretože stredná hodnota charakteristiky procesu  $\mu$  pri normálnom rozdelení pravdepodobnosti sa časom posunie približne o  $1,5\sigma$ , čo by zvýšilo počet nepodarkov na neprijateľnú hodnotu. Deje sa to napríklad z dôvodu

opotrebenia nástroja, zvýšenia teploty počas obrábania, nie veľmi tuhého upevnenia nástroja... Zvýšením úrovně kvality procesu spôsobí to, že počet nepodarkov na 1 milión vyrobených kusov sa zníži dokonca len 3,4! Je to metóda, ktorá je viac-menej na začiatku svojho vývoja, ale do budúcnosti má veľký potenciál najmä pre svoju presnosť a využiteľnosť v hromadnej a veľkosériovej výrobe. Pri tejto metóde vznikajú 2 nové koeficienty, a to:  $C_p$  a  $C_{pk}$ . Ukazateľ spôsobilosti  $C_p$  nám porovnáva tolerančné medze nami zvolenej úrovne kvality a tradičnej úrovne kvality používanej v strojárstve -  $3\sigma$ .

$$C_p = \frac{UL-LL}{6\cdot\sigma} \quad (3)$$



obr. 6.: Závislosť ukazateľa spôsobilosti  $C_p$  na úrovni kvality procesu [6]

Ďalším dôležitým koeficientom je už spomínaný  $C_{pk}$ . Je to vlastne upravený koeficient  $C_p$ , v ktorom zohľadňujeme aj posunutie strednej hodnoty.

$$C_{pk} = \min \left\{ \frac{UL-\mu}{3\cdot\sigma}, \frac{\mu-LL}{3\cdot\sigma} \right\} = (1-k) \cdot C_p \quad (4)$$

Vo vzťahu (4) je  $k$  pomerné posunutie strednej hodnoty pri procese obrábania vztiahnuté na polovicu tolerančného intervalu.

### 2.1.3 Metóda skupinovej zameniteľnosti

Ďalšou metódou na výpočet rozmerových reťazcov je metóda skupinovej zameniteľnosti. V tejto metóde ide o to, že sa podľa vopred zadaných kritérií vytriedia vyrobené diely, ktoré majú podobné rozmery, do rôznych skupín tak, aby sa zaručilo, že diely z každej skupiny budú zmontovateľné pri úplnej zameniteľnosti podľa metódy WC (Worst Case) a dodržaní tolerančného poľa uzatvárajúceho člena. Výhoda tejto metódy spočíva v tom, že tolerancie čiastkových členov môžu byť hrubšie, pretože do výpočtov vstupuje len ich časť, čo veľmi zníži náklady. Na druhú stranu tento



proces triedenia nie je vhodný pre kusovú a malosériovú výrobu, pretože by sa výrobky predražovali kvôli nákladom na selekciu a montáž. Stroje na selekciu súčastí sú veľmi drahé a neoplatia sa pri výrobe menších počtov kusov. Nevýhodou je aj to, že pri pretriedení súčastí do skupín nemusí byť v každej skupine rovnaký počet členov a nie každá súčasť má vhodný protikus. Tento problém sa však zmazáva pri hromadnej a veľkosériovej výrobe. Ďalšia nevýhoda je napríklad pri opravách. Ak sa nejaká súčiastka pokazí, nie je zaručená jej bezproblémová vymeniteľnosť a preto sa často musí vymeniť celý nadradený celok [6].

Najskôr je potrebné navrhnuť počet kombinácií podskupín tak, aby riešenie a výsledná ekonomická stránka bola čo najoptimálnejšia. Ak by ich bolo málo, znamená to, že pri montáži je vysoká pravdepodobnosť toho, že súčiastka nebude sedieť, a to predražuje montáž. Naopak, ak by ich bolo zase veľa, je treba považovať, či by nebolo efektívnejšie zväčšiť tolerancie čiastkových členov a tým znížiť náklady na obrábanie. Ďalej treba dbať na to, aby sa z vytriedených kombinácií mohlo zmontovať čo najviac súčiastok. Na to sa používajú rôzne algoritmy, ktorých výsledok často nie je jednoznačný. Táto metóda je vhodná pre hromadnú a veľkosériovú výrobu a výrobu presných výrobkov, kde sa pri malom zväčšení tolerančného poľa podstatne znížia náklady na obrábanie. Vhodná je aj na použitie tam, kde sa nepredpokladá, že sa časti budú za chodu vymieňať, pretože pri výmene by sa musela vymeniť celá súčiastka [6].

#### **2.1.4 Metóda lícovania**

Metóda lícovania sa používa, ak nie sme iným spôsobom schopní ekonomicky zabezpečiť požadovanú presnosť. Súčasť sa najskôr vyrobí z väčšími toleranciami a potom sa pri montáži dodatočne upraví na požadovanú presnosť napríklad brúsením, zaškrabávaním... Súčasť, ktorá sa upravuje je tzv. vyrovnávacia. Táto metóda je samozrejme vhodná len pre kusovú a malosériovú výrobu, pretože väčšina súčastí sa musí pri montáži ručne upravovať.

#### **2.1.5 Kompenzačná metóda**

Kompenzačná metóda spočíva v tom, že do rozmerového reťazca sa vloží pevný člen (kompenzátor), ktorý má určitú veľkosť a toleranciu. Používa sa tam, kde je neekonomické použiť metódu lícovania. Výhodou je, že sa členy reťazca nemusia

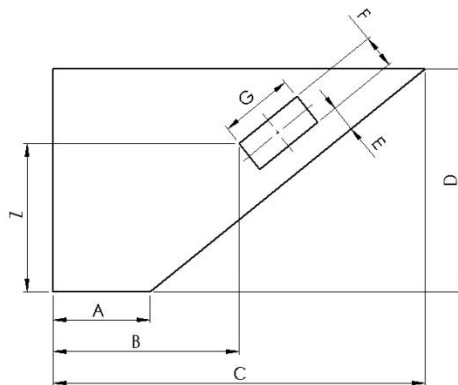
dodatočne prispôsobovať, na druhú stranu sa zvyšuje počet členov v reťazci, čo je negatívny vplyv.

## 2.1.6 Regulačná metóda

Poslednou metódou je regulačná metóda, čo je vlastne to isté ako metóda kompenzačná, s tým rozdielom, že do reťazca sa nevkladá pevný člen, ale člen regulačný (pohyblivý kompenzátor), ktorý zmenou svojej veľkosti dosiahne požadovanú toleranciu uzatvárajúceho člena. Príkladom môže byť klin, alebo regulácia polohy vonkajšieho krúžku valčekového ložiska [2, s. 40].

## 2.2 Rovinné a priestorové rozmerové reťazce

Riešenie rovinných a priestorových reťazcov je o niečo komplikovanejšie, avšak niektoré časti sú analogické k jednorozmerovým reťazcom. Používajú sa 2 metódy, a to: Worst Case a Monte Carlo.



obr. 7.: Príklad 2D rozmerového reťazca (A-G – členy čiastkové, Z – člen uzatvárací)

Metoda Worst Case je obdobná ako u 1D rozmerových reťazcov, avšak do výpočtu vstupuje ďalší rozmer. Ide o výpočet základnej hodnoty a hodnoty tolerančného poľa uzatvárajúceho člena z vstupných hodnôt čiastkových členov, z ktorých podľa charakteru vplyvu na uzatvárací člen počítame buď z maximom alebo minimom. Tento postup je bližšie popísaný u 1D rozmerových reťazcov.

Ďalšou metódou je tzv. metóda Monte Carlo. Táto metóda je analógiou ku štatistickým metódam u 1D rozmerových reťazcov. Počíta s tým, že krajné hodnoty tolerančného intervalu sa vyskytujú u viacerých čiastkových členov zároveň len s veľmi malou pravdepodobnosťou a tieto krajné hodnoty vo výpočtoch „ignoruje“. To

spôsobí, že táto metóda už neposkytuje výhodu úplnej vymeniteľnosti súčasti ako to je u metódy Worst Case, ale len čiastočnú vymeniteľnosť, avšak s malou pravdepodobnosťou vzniku nepodarkov. Toto je často veľkou výhodou pri hromadnej a veľkosériovej výrobe, kde zvýšenie rozsahu tolerančných polí niekoľkonásobne zníži náklady na výrobu oproti nákladom, ktoré sú použité na výrobu nepodarkov. V tejto metóde sa prevádzajú simulácie, kde na začiatku program náhodne zadáva vstupné hodnoty, ktoré sú v rozsahu tolerančných polí a podľa zadaného modelu rozmerového reťazca dopočítava výsledné hodnoty uzatvárajúceho člena. Nakoniec program štatisticky vyhodnotí výsledky.

$$\mu = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n Z_i \quad (5)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (Z_i - \mu)^2} \quad (6)$$

Vo vzťahoch (5) a (6) je  $\mu$  stredný rozmer,  $\sigma$  je smerodajná odchýlka,  $Z_i$  je rozmer uzatvárajúceho člena v  $i$ -tej simulácii a  $n$  je počet simulácií.

U metódy Monte Carlo (rovnako ako u štatistických metód 1D rozmerových reťazcov) je dôležitá výťažnosť procesu. Je to štatistický pomer, ktorý udáva koľko vyrobených kusov bude v rozsahu zadanej tolerancie ku celkovému počtu vyrobených kusov. Pri bežnom strojárstve je to hodnota  $3\sigma$ , čo odpovedá tomu, že 99,73 % vyrobených kusov bude v tolerancii. Ďalším dôležitým faktorom je presnosť výpočtu, a tá je zadaná práve počtom prevedených simulácií. Čím viac simulácií, tým presnejší výsledok dostaneme [4].

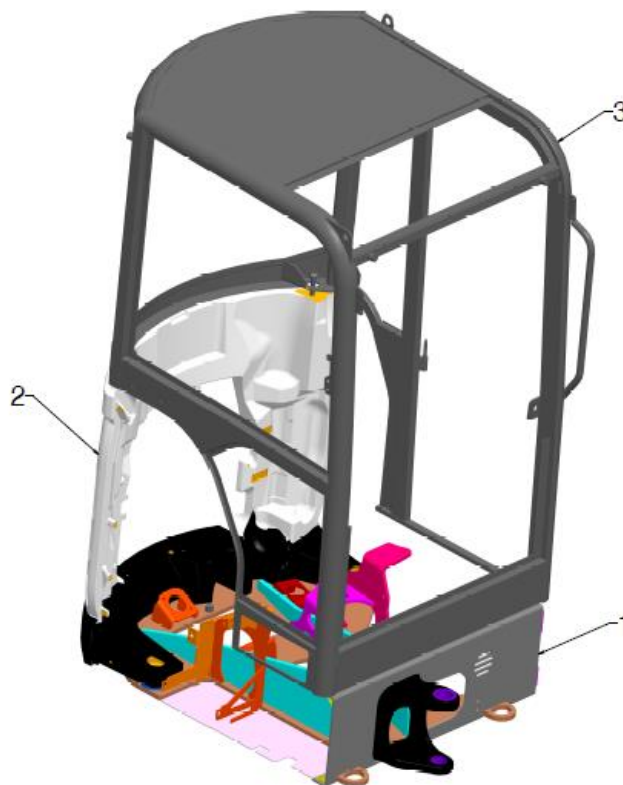
## 3 Voľba základní a geometrických tolerancií

Tu by som chcel podotknúť, že súčasti sú zobrazované a kótované podľa amerických noriem a rozmery sú kótované na výkresoch primárne v mm a sekundárne (v hranatých zátvorkách) v palcoch.

### 3.1 Výber vhodných základní

Mojou prvou úlohou bolo vybrať funkčne správne základne a tým si jednoznačne určiť koordinačné systémy jednotlivých súčastí. To znamená, že som sa nemusel obmedzovať premýšľaním nad postupom, akým sa dané súčasti budú vyrábať, ale len nad tým, aby pri správnom dodržaní mnou stanovených tolerancií bola zostava vždy zmontovateľná. Základne potrebujem nadefinovať tak, aby som jednoznačne dokázal určiť koordinačný systém každej tolerovanej súčasti. Tým pádom môžem bez problémov kótovať a merať rôzne rozmery v rôznych smeroch v rámci tejto súčasti.

Na úvod uvediem pre jasnosť ďalšieho popisu pohľad na celú zostavu, ktorá je predmetom tejto práce na obr. 8.

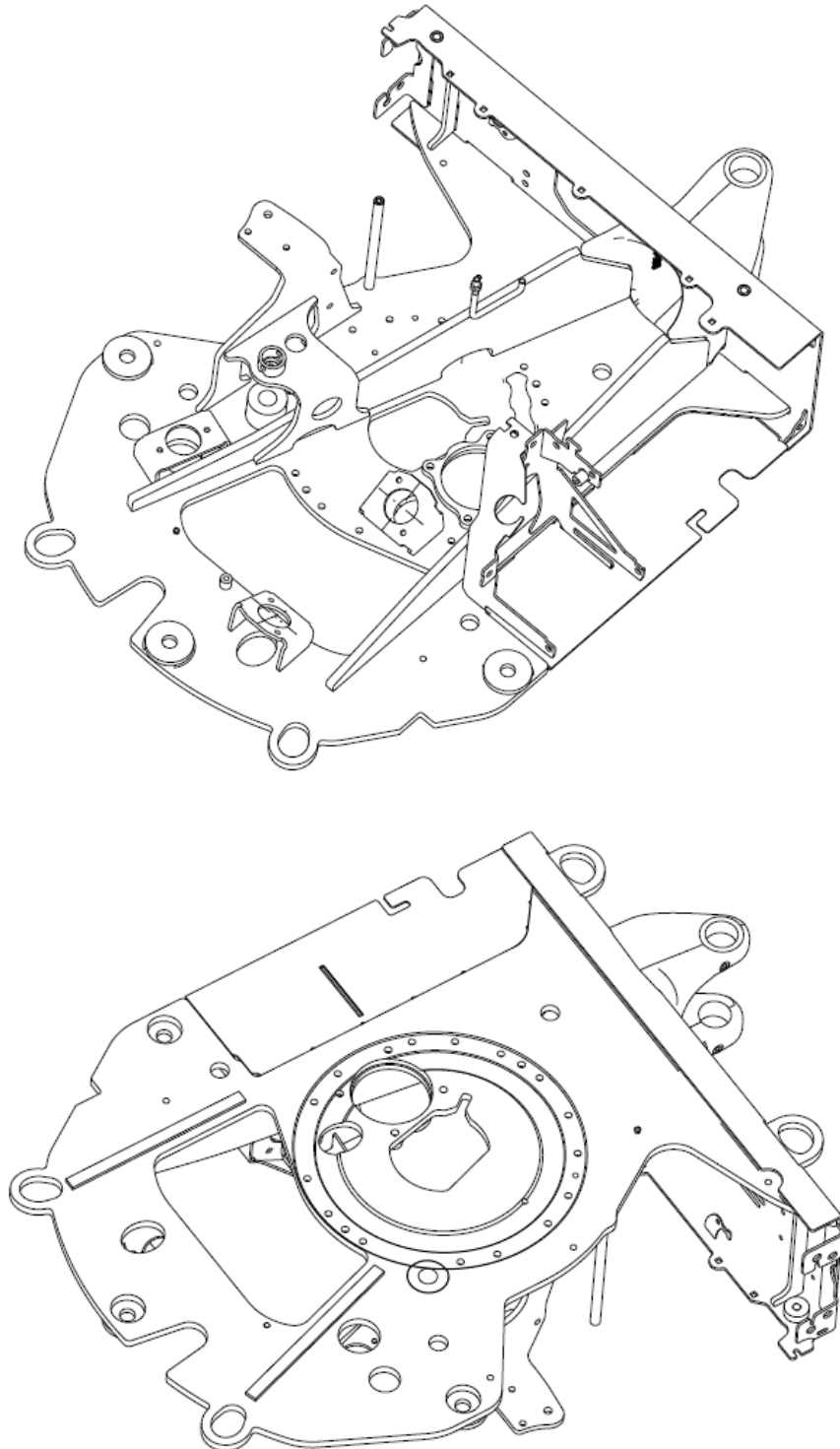


obr. 8.: Zostava Rámu (1), Závažia (2) a Kabíny (3)



### 3.1.1 Rám

Prvou součástí sestavy je Rám (Příloha č. 1).



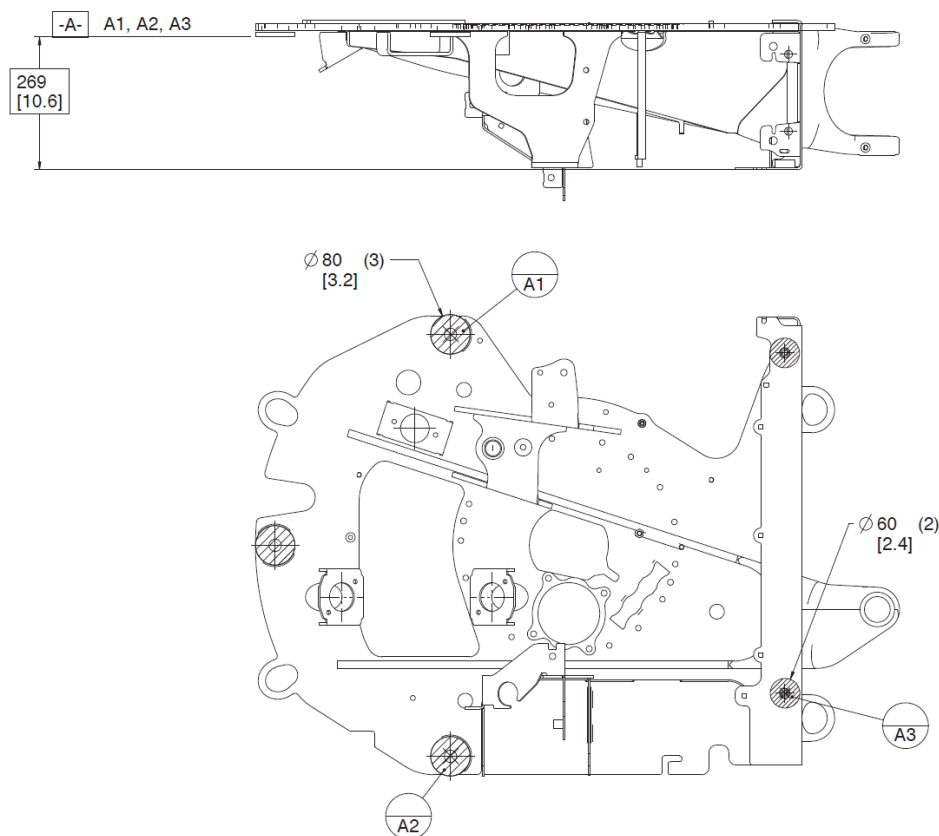
obr. 9.: Izometrický pohľad na Rám

Rám je spodná časť zostavy, na ktorú sa pripája podľa obr. 9 zľava Závažie, a sprava Kabína. Rám je zvarenec.

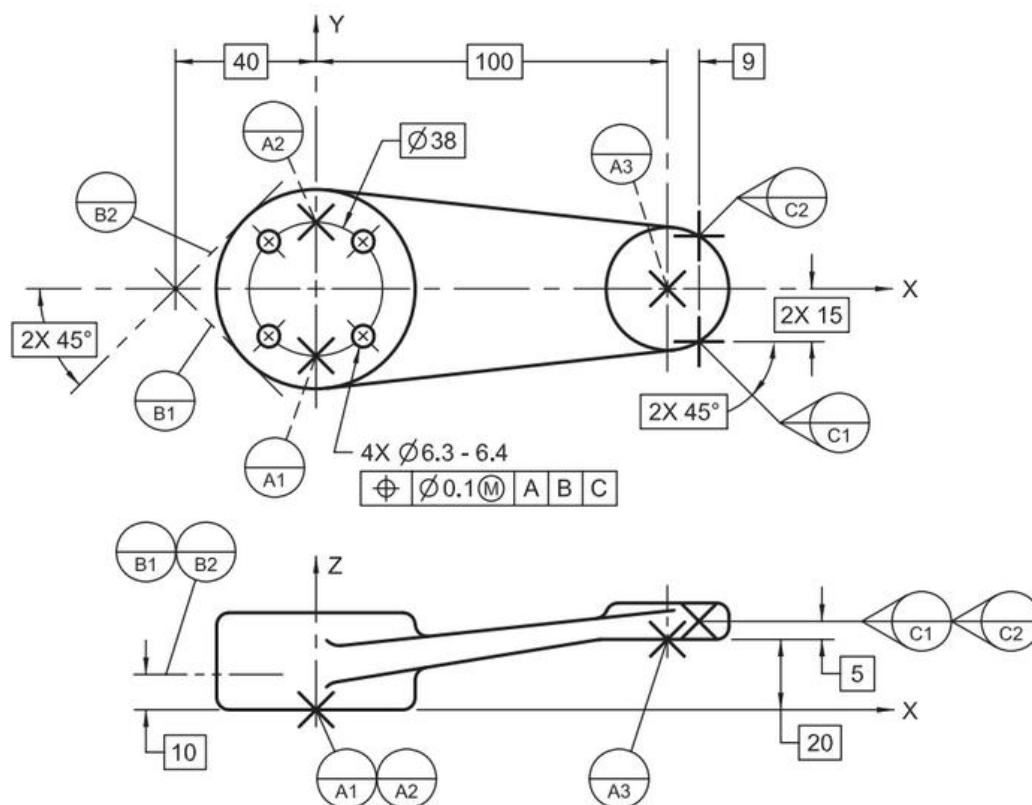
Teraz postupne popíšem, aké základne som zvolil a aké dôvody ma k tomu viedli (celú stránku, ktorej sa základne týkajú, uvádzam v Prílohe č. 1).

### Definícia základne A

Cielené základne sú zložky výslednej základne, ktorá vznikne ich vzájomným preložením, a tým pádom nemusíme do definície výslednej základne uvažovať celú plochu, ale len jej určité časti (prípadne body), ktoré sú pre nás dôležité. V tomto konkrétnom prípade mi záleží na plochách A1 a A2, čo sú vlastne podložky, na ktoré dosadá protikus (Závažie) a na ploche A3, čo je plocha, kde dosadá silentblok s Kabínou (obr. 10). Pri definovaní základne A som postupoval podľa americkej normy (firma, ktorá mi bakalárku zadala používa americké normy), ktorá umožňuje pomocou 3 bodov (resp. plôch), ktoré nie sú v jednej rovine, avšak poznám ich teoreticky presnú vzájomnú vzdialenosť medzi sebou, definovať rovinu (obr. 11), ku ktorej môžem určovať toleranciu umiestnenia kolméno na túto rovinu.



obr. 10.: Definovanie 1. Základne – roviny A

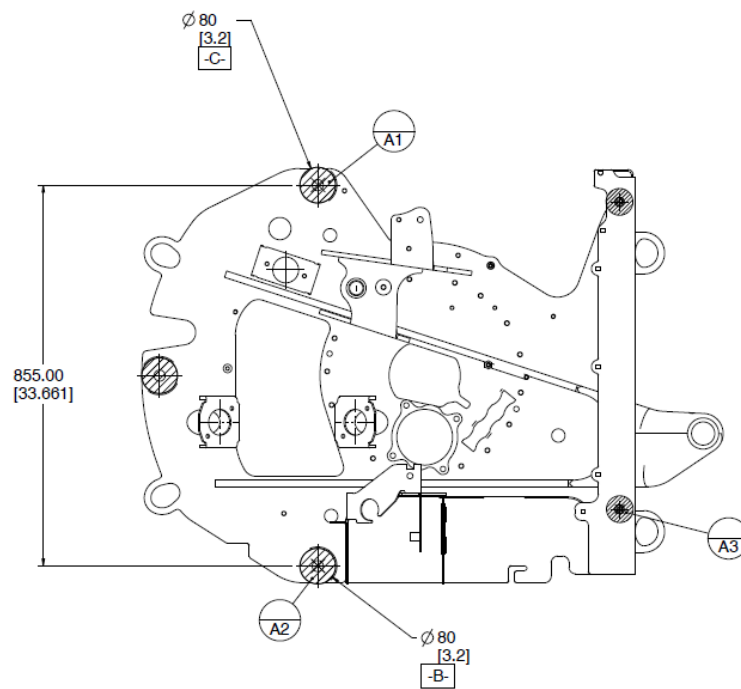


obr. 11.: Vzor pre definovanie základne A (A1, A2, A3) [8, s. 85]

## Definícia základní B a C

Keď už mám určenú 1. základňu A, ktorá mi jednoznačne udáva rovinu, súčasťou som odobral 3 stupne voľnosti (natočenie v 2 smeroch a posunutie v 1 ose). Sústava má však ešte stále 3 stupne voľnosti. Ďalšie 2 odoberiem tak, že valcová plocha na vonkajšom okraji podložky podľa obr. 12, kde je cieľená základňa A2, mi vytvorí osu (základňu B), ktorá sa pretne s rovinou A a vytvorí bod na tejto rovine. Vybral som konkrétne túto osu, pretože na vonkajšiu valcovú plochu podložky dosadá na doraz prizma zo Závažia. Prienik roviny A a osy B odoberie posunutie v zvyšných 2 smeroch. Zostáva mi ešte natočenie v rovine A, ktoré odoberiem tak, že podobne ako u podložky, kde je cieľená základňa A2, aj vonkajšia valcová plocha u podložky A1 mi vytvorí osu (základňu C), ktorá sa potom pretne s rovinou A a vytvorí na nej bod. Opäť som vybral vonkajšiu valcovú plochu podložky, pretože na ňu doráža Závažie, čo mi určuje jeho reálne umiestnenie. To má vplyv na tolerančný reťazec, čo bude vidieť v jeho výpočte. Telesu v priestore som teda odobral všetkých 6 stupňov voľnosti a jeho poloha je jednoznačne určená a od jeho koordinačného systému môžem určovať všetky ostatné rozmery.

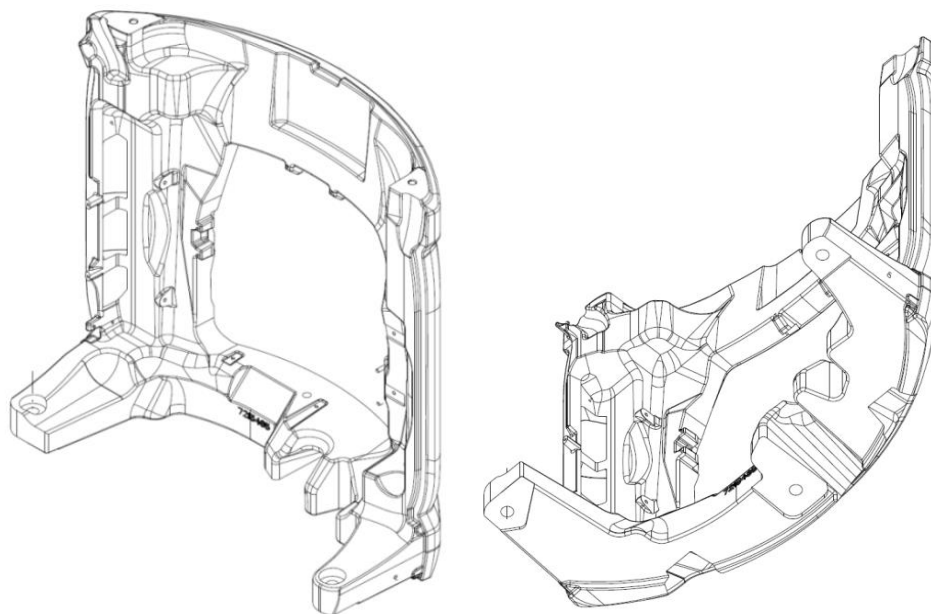




obr. 12.: Definovanie základní B a C

### 3.1.2 Závažie

Ďalšou súčasťou, ktorá figuruje v tolerančnom reťazci je Závažie (Príloha č. 2).  
 Je to obrobený odliatok.



obr. 13.: Izometrický pohľad na závažie



Závažie si na spodnej strane sadá na Rám a hore je naň pripojená Kabína, ktorá ich vzájomne prepája. Kompletné listy, na ktorých je viditeľné určovanie základní a geometrické tolerovanie Závažia sú pripojené v Prílohe č. 2.

### Definícia základní A, B, C a E

Prvým bodom pri určovaní koordinačného systému je opäť určenie základne A, ktorou je opäť rovina. V tomto prípade je jej určovanie jednoduchšie, pretože všetky 3 plochy podľa obr. 14 (A1, A2, A3), ktoré rovinu určujú sa nachádzajú v jednej rovine a teda rovina vznikne ich vzájomných preložením. Tieto 3 plochy som zvolil, pretože dosadajú na Rám a preto sa od ich vzájomnej polohy bude odvíjať aj celkové umiestnenie Závažia. Odobral som 3 stupne voľnosti. Na plochy A1, A2 a A3 kladiem ešte 1 požiadavku, a tou je, aby boli vo vzájomnej rovinnosti s hodnotou 0,23 mm (hodnota je výsledkom rozmerového reťazca, v ktorom má označenie T3 – vid' kapitola 4).

Ďalší postup kótovania a tolerovania je retrospektívny. Najskôr si určím základne B a C ako teoreticky kolmé plochy na rovinu A, pretože sú to plochy prizmy, ktorá mi určuje doraz, na ktorý sa dotlačí Závažie ku podložkám na Ráme. Keď mám určené základne A, B a C, tak spätne kontrolujem toleranciu plôch, z ktorých som vytvoril základne B a C toleranciou tvaru plochy. Od základní B a C si potom určím polohu diery na Detaile O (Detail G a Detail O sú totožné, ale sú rozdelené kvôli znázorneniu postupu určovania základní). Diera mi svojou osou určí základňu D, ktorej prienik s rovinou A mi určí konkrétny bod. Tento bod odoberie súčasti ďalšie 2 stupne voľnosti. Základne, ktoré sú pri tejto tolerancii, hovoria, že v prvom rade bude tolerančný valček kolmý k rovine A, a základne B a C hovoria, v akom bode na tejto rovine má tento tolerančný valček stred. Tolerancia polohy diery na detaile O by mi mala zaručiť, aby sa pri montáži vošla skrutka do diery. Jej poloha je však tolerovaná najmä preto, pretože ak by nebola, mohlo by sa stať, že by po obrobení všetky dôležité prvky vzájomne medzi sebou vyhovovali toleranciam, avšak obrobené prvky voči odliatku by boli veľmi nepresné, pretože od osy tejto diery sa určuje celý zvyšok obrobených prvkov. Nominálnu hodnotu tolerancie som zvolil 2 mm s podmienkou maxima materiálu. Skutočná vôľa medzi skrutkou a dierou a medzi skrutkou a podložkou na ráme je:

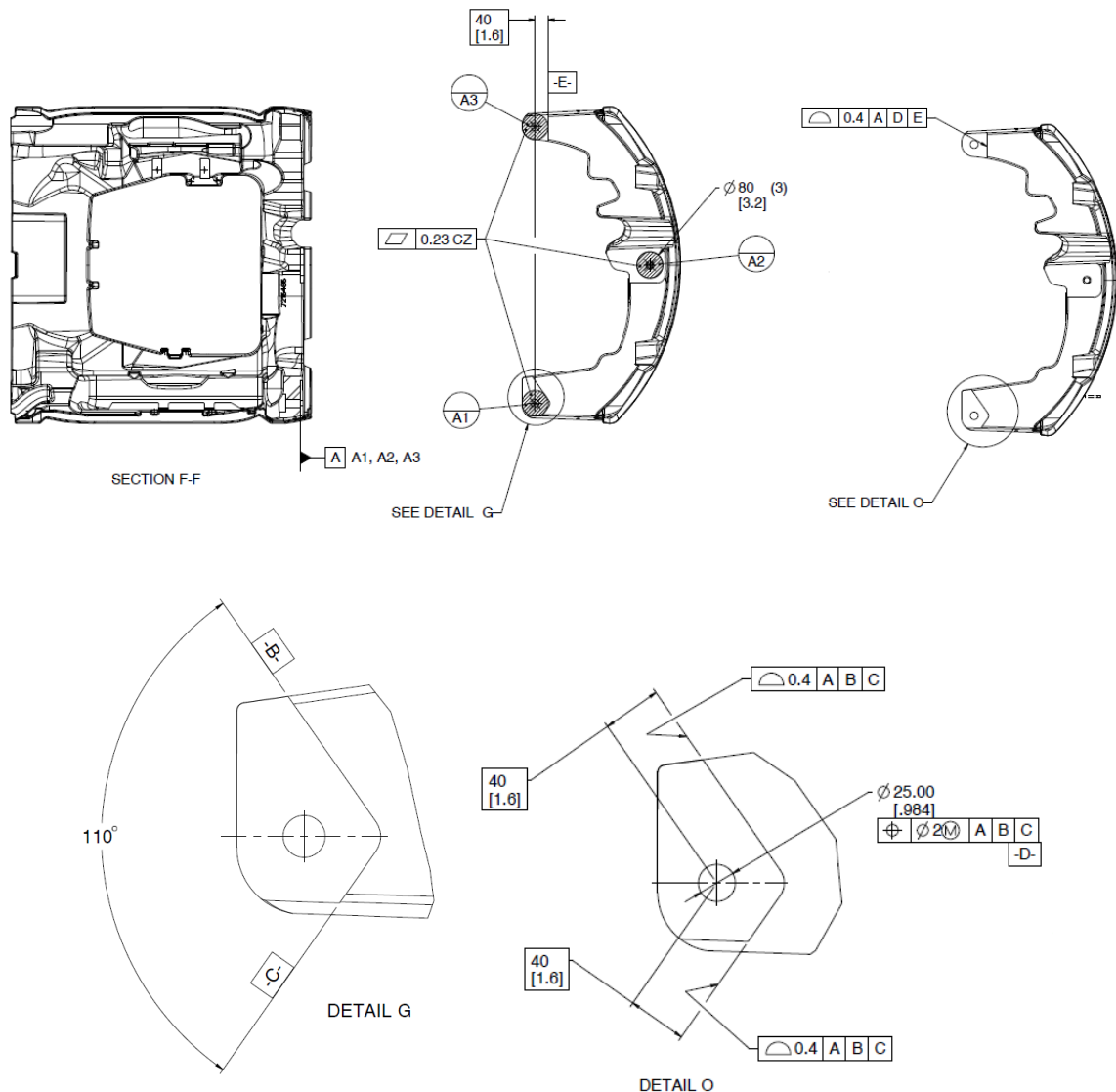
$$5 + 5 = 10 \text{ mm}, \quad (7)$$

z čoho by vyplývala tolerancia:

$$\frac{10}{2} = 5 \text{ mm}, \quad (8)$$

avšak oproti mnou zvoleným 2 mm sa táto hodnota stáva bezpredmetná.

Ďalšou a poslednou základňou, ktorú si potrebujem určiť pre jednoznačnosť koordinačného systému je základňa E. Je to plocha teoreticky kolmá k rovine A. Vybral som ju preto, pretože na ňu dosadá podložka z Rámu a tým sa určuje skutočná poloha Závažia. Teraz mám presne určený koordinačný systém základňami A, D a E, podľa ktorých budem tolerovať zvyšok Závažia. Nakoniec je ešte potrebné skontrolovať skutočný tvar plochy, na ktorej je rovina E.



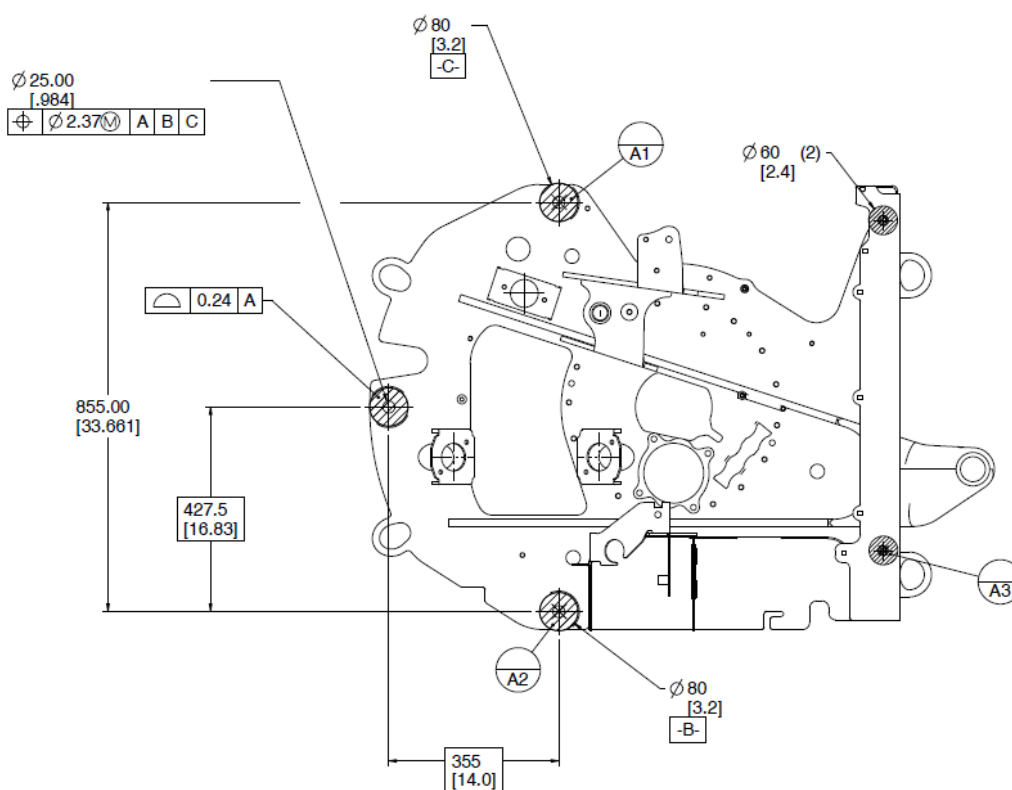
obr. 14.: Definícia základní A, B, C, D a E

## 3.2 Voľba typu geometrických tolerancií

Ďalšou úlohou bolo určiť funkčne správne typ geometrických tolerancií vzhľadom ku jednotlivým základniám. Čiastočne som používal geometrické tolerancie už pri určovaní základní, teraz však budem tolerovať všetky zvyšné dôležité funkčné prvky.

### 3.2.1 Rám

Najskôr budem určovať polohy dôležitých prvkov na Ráme podľa obr. 15.



obr. 15.: Určenie polohy 3. diery, na ktorú dosadá Závažie

Prvým prvkom, na ktorom záleží, je poloha vrchnej plochy podložky (najmä výšková) vľavo na Ráme (podložka s toleranciou tvaru profilu 0,24 mm – obr. 15). Tá určuje natočenie závažia. Preto je tolerancia tvaru plochy (v rozmerovom obvode označená ako T2 – vid' kapitola 4), ktorá udáva hodnotu odchýlky od teoretického rozmeru (v tomto prípade ním je konkrétne rovina A), tak prísna. Konkrétne táto tolerancia znamená, že vrchná plocha podložky musí byť v rozmedzí  $\pm 0,12$  mm od teoretickej polohy. Ďalšou toleranciou, ktorou je potreba zatolerovať podložku je povrch jej vnútorného valca. Je to preto, aby sa pri montáži dostala skrutka skrz

dieru. Tolerujem v rámci koordinačného systému, ktorý som si vytvoril s ohľadom na funkčnosť súčasti – základní A, B a C.

$$\text{Hodnota tolerancie} = \frac{\text{vôľa medzi skrutkou a podložkou} + \text{vôľa medzi skrutkou a odliatkom}}{2} \quad (9)$$

Vôľa medzi skrutkou a podložkou je 5 mm. Keďže v odliatku je závit, je tam vôľa nulová. Takže toleranciu vypočítam teda ako

$$\frac{5+0}{2} = 2,5 \text{ mm.} \quad (10)$$

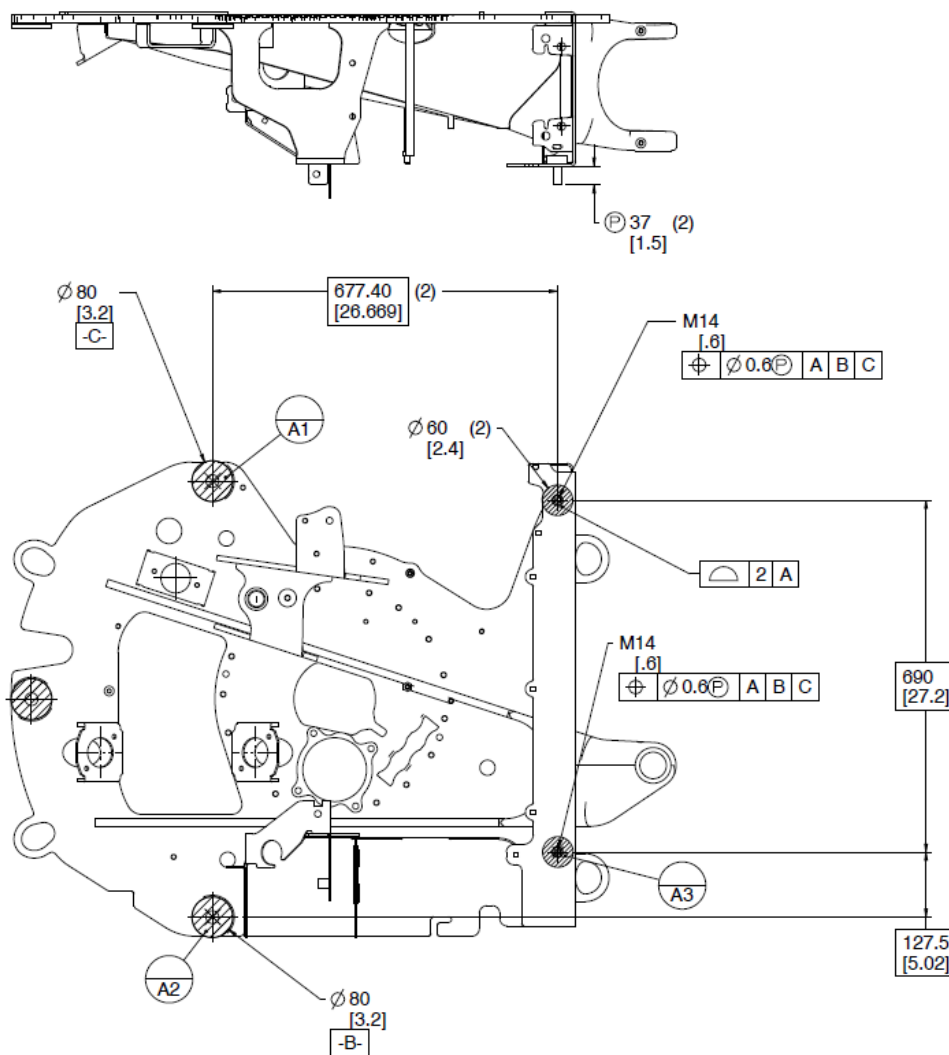
To však platí v prípade tolerančného poľa diery „H”. Vo firme, kde som pracoval na tejto práci však rozmer zaokrúhlený na 2 desatinné miesta určuje, že tolerančné pole priemeru diery je  $25 \pm 0,25$  mm. Preto teda minimálna vôľa medzi skrutkou a podložkou nie je 5 mm, ale

$$5 - 0,25 = 4,75 \text{ mm.} \quad (11)$$

Tolerancia polohy diery teda je

$$\frac{4,75+0}{2} = 2,375 \approx 2,37 \text{ mm.} \quad (12)$$

Pridal som ešte podmienku maxima materiálu. To znamená, že ak bude priemer diery na dolnej hranici tolerancie, tak tolerancia umiestnenia bude mať nominálnu hodnotu (2,37 mm). Ak bude však skutočný rozmer diery väčší ako minimálny rozmer, rozdiel medzi skutočným a minimálnym rozmerom sa pripočíta k nominálnej hodnote tolerancie umiestnenia. Tým sa podmiennečne zvýši hodnota tolerancie polohy diery, čo môže znížiť náklady, pričom požiadavka zmontovateľnosti je splnená.



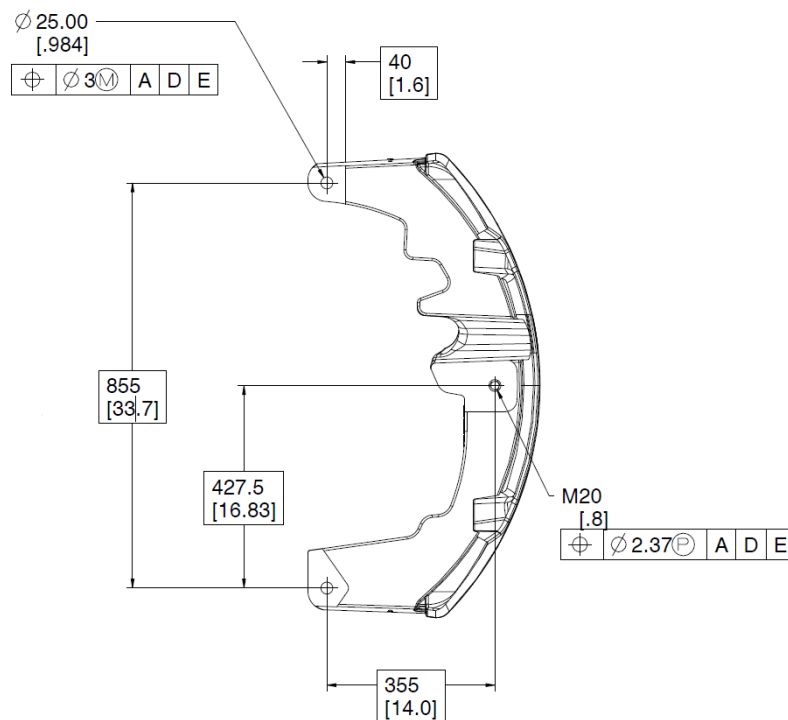
obr. 16.: Určenie polôh závitov, kam dosadá Kabína

Na obr. 16 je znázornený výsledok kótovania závitov M14 napravo na Ráme, na ktoré dosadá Kabína. Ich poloha bude hrať dôležitú rolu v rozmerovom reťazci. Nominálna hodnota tolerancie umiestnenia oboch dier (T1 - vid' kapitola 4) je výsledkom rozmerového reťazca. Rozpis základní v tolerancií znamená, ako bolo spomenuté vyššie, že prvou a hlavnou základňou je rovina A, na ktorú majú byť závitky kolmé v rámci tolerančného valčeka. Na rovinu A sú kolmé osy B a C, od ktorých je daný teoreticky presný rozmer a teda stred tolerančného valčeka na rovine A. Značka predĺženého tolerančného poľa zaručí, aby sa do závitku dostala skrutka cez protikus (Kabínu). V hornom pohľade na obr. 16 je určená dĺžka predĺženého tolerančného poľa (od vrchu Rámu po hlavu skrutky po zmontovaní, a teda po povrch Kabíny po dosadnutí na Rám).

Tolerancia tvaru plochy sa vzťahuje na plochu v kruhu s priemerom 60 mm so stredom v teoreticky presnej polohe. Na túto plochu dosadá silentblok s Kabínou. Tolerovať tento rozmer je dôležité, pretože výška tejto plochy určuje, v akej výške dosadne konkrétne rameno Kabíny. Kvôli tomu, že rameno sa pri zmene výšky pohybuje po krivke, je tolerovaný tvar tejto dosadajúcej plochy, pretože táto krivka tiež ovplyvňuje tolerančný reťazec. Avšak tvar tejto krivky sa dá len ťažko určiť, preto zvolená tolerancia 2 mm nie je korektne prepočítaná.

### 3.2.2 Závažie

Poslednou fázou pred spočítaním rozmerového obvodu je určenie tolerancií prvkov na Závaží.



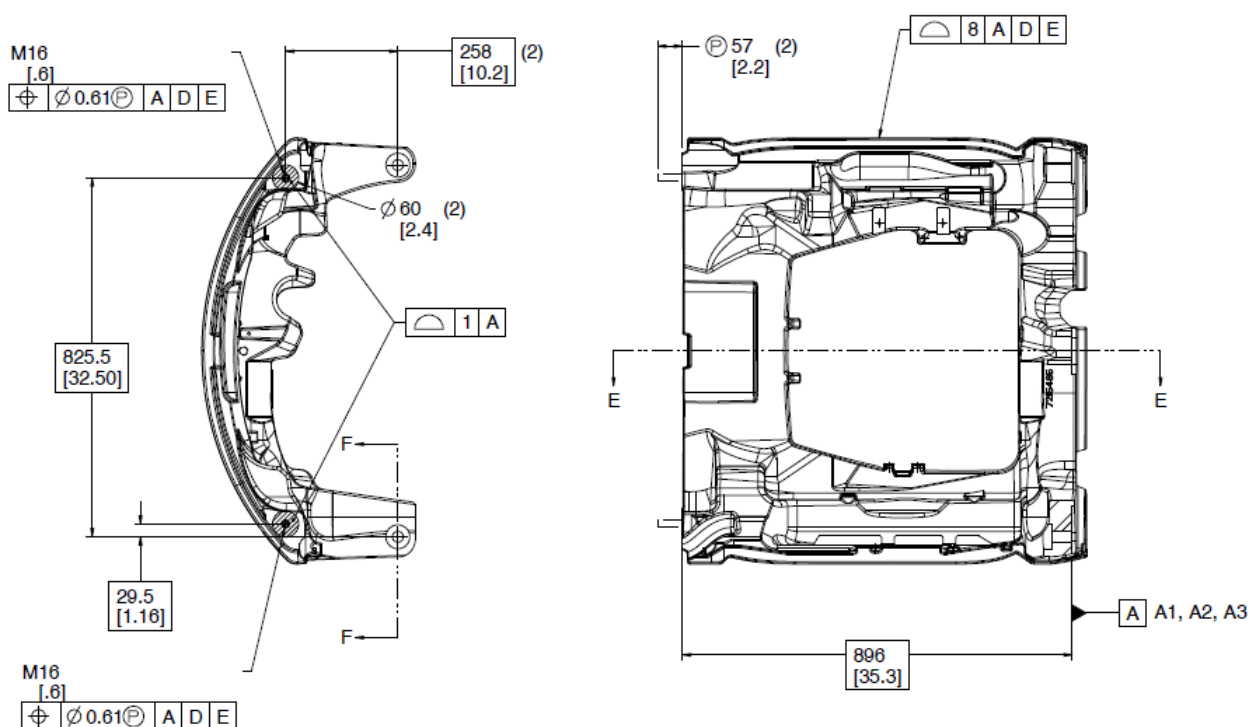
obr. 17.: Spodná strana závažia – tolerancie

Na Závaží som v tolerovaní postupoval logicky od dola nahor. Najskôr som si určil podľa obr. 17 toleranciu umiestnenia diery s podmienkou maxima materiálu vzhľadom k súradnicovému systému, ktorý tvoria základne A, D a E. Hodnotu tolerancie som volil 3 mm, čo je menej ako medzná hodnota pre prechod skrutky Závažím, ktorá je analogicky podľa vzťahu (9)

$$\frac{4,75+4,75}{2} = 4,75 \text{ mm.} \quad (13)$$

Hodnotu som zmenšil preto, lebo skutočná vzdialenosť medzi rovinou E a osou tejto diery nemusí byť vždy 40 mm a závisí to aj od toho, aká nepresná je reálna plocha, na ktorej je umiestnená rovina E. Ďalším faktorom môže byť skutočný tvar vonkajšej valcovej plochy podložky, ktorý nie je presne určený, na ktorú sa táto strana Závažia položí. Preto som toleranciu zmenšil s podľa mňa dostatočnou rezervou na 3 mm.

Ďalším prvkom, ktorý som na obr. 16 zatoleroval je závit M20. Hodnota tolerancie (T5 – vid' kapitola 4) je 2,37 mm (výpočet je rovnaký ako pri Ráme) s predĺženým tolerančným poľom o 10 mm kvôli zmontovateľnosti.



obr. 18.: Vrchná strana Závažia – tolerancie

Posledné rozmery, ktoré vstupujú do rozmerového reťazca, sú na vrchnej strane Závažia (obr. 18). Najskôr som si teoreticky určil vzdialenosť plôch na spodnej strane, ktoré dosadajú na Rám a plôch, ktoré sú na vrchnej strane (na ktoré dosadá Kabína). Plochy môžu byť v rozmedzí  $\pm 0,5$  mm od teoretického rozmeru, čo mi určuje tolerancia tvaru plochy (v rozmerovom obvode označená ako T4 – vid' kapitola 4). Nemusím tolerovať celé plochy, ale stačí mi len plocha v kruhu s priemerom 60 mm a stredom, ktorý je v ose závitú, pretože naň dosadá Kabína so silentblokami. Ďalším prvkom je umiestnenie závitov na vrchnej strane Závažia. Umiestnenie (T6 – vid' kapitola 4) sa ako všetky ostatné tolerované rozmery vzťahuje opäť k týmto základniám: k rovine A (hlavná základňa, ku ktorej je tolerančný valček kolmý a

Návrh kótovacieho a tolerančného reťazca montovanej konštrukcie

určuje kolmost' diery), k ose D a k rovine E, ktoré spoločne určujú umiestnenie diery v smeroch rovnobežných s rovinou A. Značka predĺženého tolerančného poľa mi opäť zaručí, aby po dodržaní tolerancií bola zostava zmontovateľná. Dĺžka 57 mm je od vrchu Závažia po hlavu skrutky po zaskrutkovaní (teda po povrch, na ktorý táto hlava dosadá). Poslednou toleranciou je veľmi silná tolerancia tvaru plochy celého Závažia, ktorou spätne kontrolujem tvar vybraných plôch vzhľadom na obrobené prvky odliatku. Jej hodnota sa odvíja od tolerovania pôvodného odliatku podľa ISO 8062 – CT 11, čo u väčšiny dôležitých rozmerov na tejto súčasti (630 – 1000 mm) odpovedá hodnote 8 mm.



## 4 Vlastný výpočet rozmerového obvodu

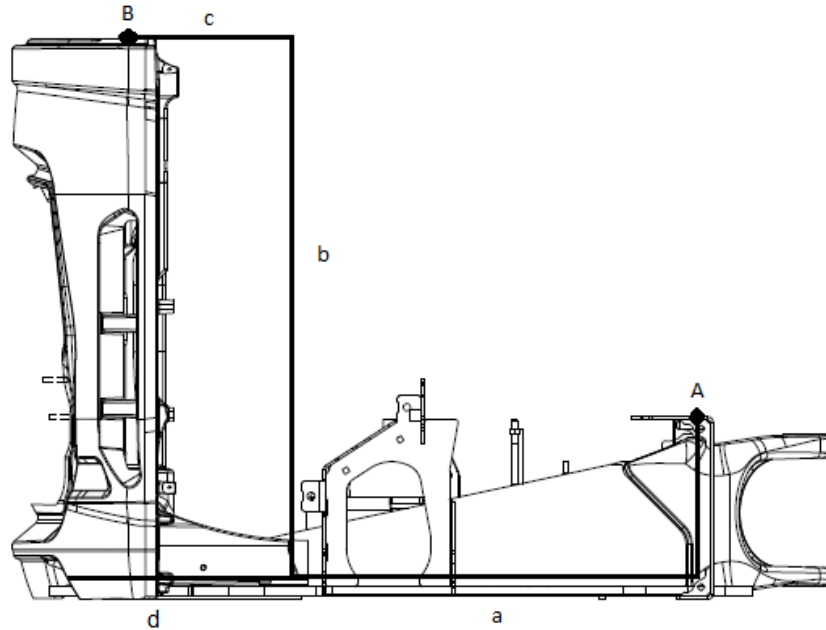
Posledným bodom je výpočet tolerančného reťazca pomocou rozmerového obvodu. Mám zadanú maximálnu možnú celkovú odchýlku dier, ktorá je súčtom rôznych tolerancií, ktoré sú členmi tohto tolerančného reťazca.

Postupoval som tak, že som si výpočet tohto 3D-rozmerového obvodu, ktorého výpočet je veľmi náročný a bez potrebného softvéru viac-menej nemožný, zjednodušil na 1D-rozmerový obvod, ktorý som schopný vypočítať ručne. Tento 1D-rozmerový obvod som počítal metódou Worst Case.

Požiadavka je, aby vzdialenosti dier, na ktoré dosadá Kabína boli v tolerancií max. 1,5 mm, čo by bol podľa exaktného spôsobu riešenia tejto úlohy problém. Je to z toho dôvodu, že Kabína dosadá na túto zostavu spolu so silentblokmi, ktorými má prejsť skrutka. Skrutka však v silentbloku nemá prakticky žiadnu montážnu vôľu (v skutočnosti to je asi 0,1 mm). Preto by hodnota výslednej tolerancie po prepočítaní rozmerového obvodu mala byť max.  $\pm 0,05$  mm, čo je prakticky nemožné dosiahnuť. Ďalším problémom je, že samotná Kabína (ktorú nemôžem upravovať) má vzdialenosti dier tolerované  $\pm 1,5$  mm, v jednom prípade až  $\pm 2$  mm. Z toho vyplýva že ak by Závažie aj Rám boli vyrobené teoreticky presne, aj tak by som s toleranciou Kabíny ( $\pm 1,5$  mm) ďaleko presiahol vôľu medzi skrutkou a silentblokom ( $\pm 0,05$  mm). Preto po dohode so zadávajúcim úlohy som si určil maximálnu dovolenú odchýlku horizontálnej vzdialenosti bodov A a B (obr. 19) a C a D (obr. 23) 1,5 mm. Je to z dôvodu, že silentblok je z pružného materiálu a dokáže sa stlačiť (asi o 3 mm na priemer  $\rightarrow \pm 1,5$  mm). Ďalším dôvodom je celková pružnosť konštrukcie, ktorou je možné doceliť zmontovateľnosť, aj keď podľa rozmerového reťazca zostava zmontovateľná nie je.

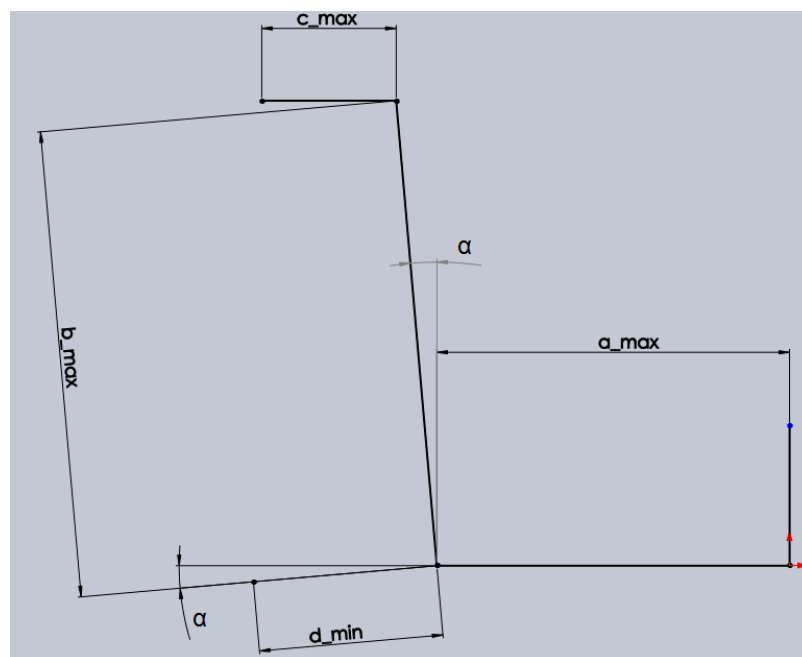
### 4.1 Výpočet v pozdĺžnom smere

Najskôr som vypočítal odchýlku dier v „pozdĺžnom” smere zostavy, pretože už od pohľadu je jasné, že v tomto smere je rozmerový obvod kritický a tolerancie budú musieť byť prísnejšie ako v smere kolmom na tento.



obr. 19.: Znážornenie rozmerového obvodu v „pozdižnom” smere

Podľa zadania má byť tolerancia horizontálnej vzdialenosti bodu A a B z obr. 19 maximálne  $\pm 1,5$  mm. Ako som už spomenul, postupoval som metódou Worst Case, takže som si potreboval určiť maximálnu odchýlku ako funkciu všetkých odpovedajúcich geometrických tolerancií. Obvod som si teda prekreslil podľa obr. 20, kde je najväčšia možná horizontálna vzdialenosť bodov A a B.



obr. 20.: Najväčšia vzdialenosť bodov A a B

Vzdialenosti  $a_{max}$  a  $c_{max}$  dopočítam jednoducho tak, že k teoreticky presnému rozmeru pripočítam polovicu celkovej hodnoty tolerancie umiestnenia pri príslušných dierach:

$$a_{max} = a + \frac{T_1}{2} \quad (14)$$

$$c_{max} = c + \frac{T_6}{2} \quad (15)$$

Natočenie rozmeru  $c_{max}$  do smeru kolmého na výšku Závažia pri veľmi malom uhle  $\alpha$  môžem zanedbať. Problémom však zostáva natočenie Závažia, čo tvorí značné percento celkovej tolerancie zostavy. Potrebujem zistiť maximálny možný posuv od natočenia Závažia. Preto zistím maximálny rozmer  $b_{max}$  (maximálna výška Závažia), ktorý vypočítam podľa vzťahu (16) tak, že k teoreticky presnému rozmeru pripočítam polovicu hodnoty tolerancie tvaru profilu (na vrchu Závažia)  $\rightarrow T_4/2$ :

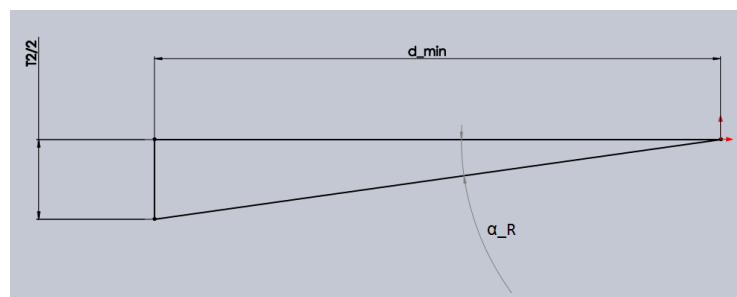
$$b_{max} = b + \frac{T_4}{2} \quad (16)$$

Ďalej si určím minimálnu možnú vzdialenosť medzi spodnými dierami na Závaží  $d_{min}$ , čo uhol natočenia ešte zväčší. Hodnotu  $d_{min}$  získam podľa (17), keď od teoreticky presného rozmeru odčítam hodnotu  $T_5/2$ .

$$d_{min} = d - \frac{T_5}{2} \quad (17)$$

Uhol  $\alpha$  sa skladá z 2 zložiek. Prvá z nich vznikne poklesnutím Rámu o toleranciu  $T_2/2$  (polovica hodnoty tolerancie tvaru profilu. Podľa obr. 21 uhol jednoducho dopočítame:

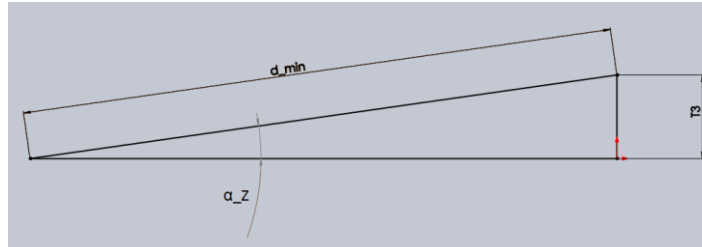
$$\alpha_R = \arctan\left(\frac{T_2}{2 \cdot d_{min}}\right) \quad (18)$$



obr. 21.: Uhol natočenia od Rámu

Druhou zložkou uhlu  $\alpha$  je natočenie od tolerancie rovinnosti na dolnej strane Závažia (tolerancia  $T_3$ ). Opäť podľa obr. 22 je jasné, že uhol  $\alpha_Z$  vypočítam ako:

$$\alpha_Z = \arcsin\left(\frac{T_3}{d_{min}}\right) \quad (19)$$



obr. 22.: Uhol natočenia od Závažia

Teraz keď poznám celkový uhol natočenia Závažia  $\alpha$ , ktorý vypočítam podľa vzťahu (20):

$$\alpha = \alpha_R + \alpha_Z, \quad (20)$$

tak môžem určiť výsledné horizontálne posunutie horných dier Závažia  $nat_1$ , a to z obr. 20 podľa vzťahu (21):

$$nat_1 = b_{max} \cdot \tan \alpha. \quad (21)$$

Maximálna horizontálna vzdialenosť bodov A a B je teda:

$$max_1 = a_{max} + nat_1 + c_{max}. \quad (22)$$

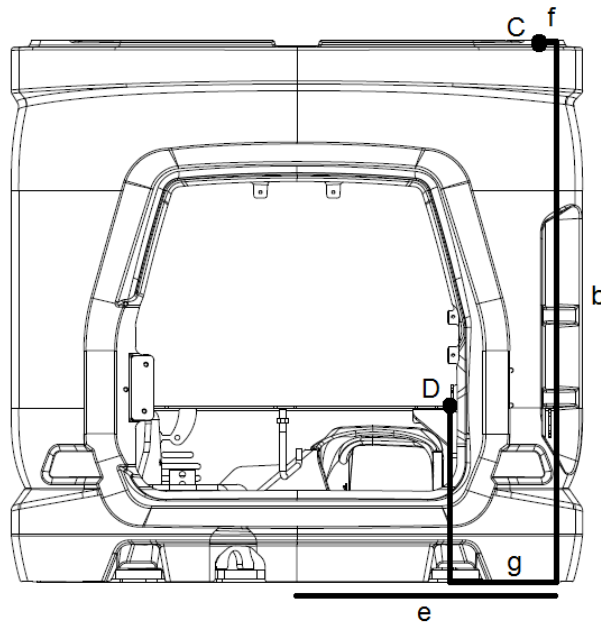
Odchýlku teraz nie je problém vypočítať ako:

$$\begin{aligned}
 Tolerancia_1 &= \text{maximálna vzdialenosť} - \text{nominálna vzdialenosť} = \\
 &max_1 - nom_1.
 \end{aligned} \quad (23)$$

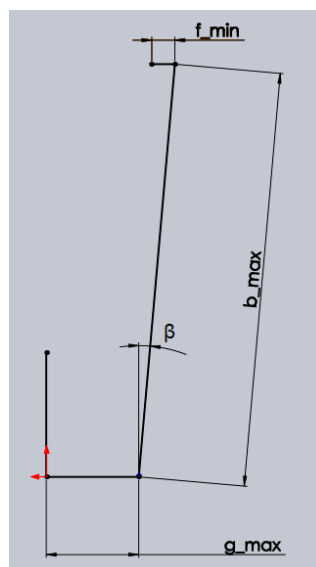
Mám teda vyjadrenú celkovú odchýlku v závislosti na geometrických toleranciách. Teraz postupnou metódou iterácií a upravovaním čiastkových geometrických tolerancií som sa približoval ku maximálnej dovolenej odchýlke  $\pm 1,5$  mm a dospel som ku konečnému výsledku  $\pm 1,492$  mm. Výpočet som robil v programe Mathcad a výpis z neho prikladám v Prílohe č. 3.

## 4.2 Výpočet v kolmom smere

V smere „kolmom“ som počítal už len viac-menej pre kontrolu, pretože ak vyhovujú tolerancie v „pozdĺžnom“ smere, tak by mali vyhovovať aj v „kolmom“. Podľa obr. 23 budem zisťovať odchýlku bodov C a D ako funkciu geometrických tolerancií, ktorých hodnotu poznám z predchádzajúceho rozmerového obvodu.



obr. 23.: Znáznorenie rozmerového obvodu v „kolmom“ smere



obr. 24.: Najväčšia vzdialenosť bodov C a D

Hodnota  $g_{max}$  z obr. 24 je hodnota teoreticky presného rozmeru  $g$  (127,5 mm), ku ktorej pripočítam polovicu hodnoty tolerancie umiestnenia závitú  $T1 \rightarrow 0,6/2$  podľa vzťahu (24).

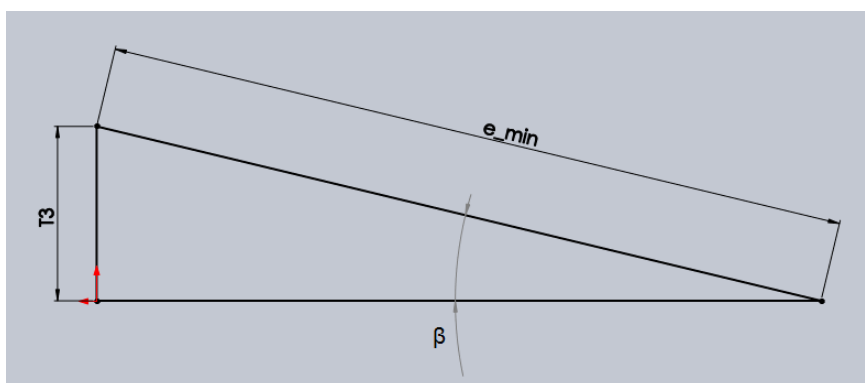
$$g_{max} = g + \frac{T1}{2} \quad (24)$$

Hodnotu  $f_{min}$  určím tak, že od hodnoty  $f$  (29,5 mm) odčítam polovicu hodnoty tolerancie  $T6 \rightarrow 0,61/2$ .

$$f_{min} = f - \frac{T6}{2} \quad (25)$$

Posledným potrebným elementom do výpočtu je uhol  $\beta$ , o ktorý sa natočí Závažie po nepresnej výrobe plôch na spodnej strane, ktoré tvoria základňu A. Ten zistím podľa obr. 25 a vzťahu (26) ako:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{T3}{e_{min}}\right). \quad (26)$$



obr. 25.: Uhol natočenia  $\beta$

Teraz, keď poznám uhol natočenia Závažia, tak môžem vypočítať o koľko sa posunie horný okraj Závažia po natočení:

$$nat\_2 = b_{max} \cdot \sin \beta. \quad (27)$$

Maximálnu vzdialenosť dier C a D teda spočítam takto:

$$max\_2 = nat\_2 + g_{max} - f_{min}. \quad (28)$$

Keď nakoniec odčítam nominálnu vzdialenosť od maximálnej podľa vzťahu (29),

$$Tolerancia\_2 = max\_2 - nom\_2 \quad (29)$$

celková odchýlka, ktorú geometrické tolerancie vytvoria v tomto smere je  $\pm 1,089$  mm, čo je skutočne menej ako v „pozdĺžnom” smere.

## Záver

Navrhol a vypočítal som tolerančný reťazec zostavy Rámu, Závažia a Kabíny. Výkresy Rámu a Závažia sú uvedené ako prílohy. Na záver chcem ešte podotknúť, že kvôli zjednodušeniu tohto reťazca z 3D na 1D by som mal zvýšiť toleranciu, ktorá mi vyšla o koeficient  $\sqrt{2}/2$ , ktorý na strane bezpečnosti zvýši presnosť výroby. To som však v mojich výpočtoch nepoužil aj z dôvodu, že tolerancie mnou určené sú už aj tak veľmi prísne, dokonca v niektorých prípadoch si dovoľím tvrdiť, že až takmer nemožné vyrobiť s týmito požiadavkami. To však, ako som na začiatku práce spomenul, nebol cieľ mojej úlohy. Ja som mal za úlohu zakótovať zostavu funkčne.



## Zoznam použitej literatúry

- [1] PUSTKA, Zdeněk. *Základy konstruování: (technické kreslení)*. Vyd. 1. Liberec: Technická univerzita, Strojní fakulta, 1999. ISBN 80-708-3333-5.
- [2] PETRŮ, Jana a ČEP, Robert. *Základy montáže* [online]. Vyd. 1. Ostrava: Fakulta strojní VŠB - TUO, 2012 [cit. 2015-02-09]. ISBN 978-80-248-2773-5. Dostupné z: [http://projekty.fs.vsb.cz/459/ucebniopory/Zaklady\\_montaze.pdf](http://projekty.fs.vsb.cz/459/ucebniopory/Zaklady_montaze.pdf)
- [3] POSPÍCHAL, Jaroslav. *Technické kreslení*. Vyd. 3., přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. ISBN 8001032140.
- [4] MIT CALC. *Toleranční analýza rovinných a prostorových rozměrových řetězců*. [online]. 2014 [cit. 2015-02-05]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/doc/tolanalysis3d/help/cz/tolanalysis3d.txt.htm>
- [5] MÁDL, Jan. *Technologie obrábění*. Vyd. 2., přeprac. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 1999, 3 sv. (80, 84, 88 s.). ISBN 978-80-01-03752-2.
- [6] MIT CALC. *Toleranční analýza lineárních rozměrových řetězců*. [online]. 2014 [cit. 2015-02-05]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/doc/tolanalysis1d/help/cz/tolanalysis1d.txt.htm>
- [7] WIKIPEDIA. *Gaussova krivka* [online]. 2013, 6.5.2013 [cit. 2015-02-05]. Dostupné z: [http://sk.wikipedia.org/wiki/Gaussova\\_krivka](http://sk.wikipedia.org/wiki/Gaussova_krivka)
- [8] ENGINEERS, American Society of Mechanical. *Dimensioning and tolerancing: engineering drawings and related documentation practices : an international standard*. [Rev. ed.]. New York, NY: American Society of Mechanical Engineers, 2009. ISBN 9780791831922.

## Zoznam obrázkov

- obr. 1.: *Príklad 1D rozmerového reťazca na rotačnej súčasti*
- obr. 2.: *Tolerančné polia uzatvárajúcich a čiastkových členov [2, s. 26]*
- obr. 3.: *Závislosť nákladov na výrobu a montáž na presnosti výroby [5, s. III/79]*
- obr. 4.: *Hustota normálneho rozdelenia pravdepodobnosti (Gaussova krivka) [7]*
- obr. 5.: *Hustota pravdepodobnosti výroby súčastí s úrovňou kvality procesu  $3\sigma$  [6]*
- obr. 6.: *Závislosť ukazateľa spôsobilosti  $C_p$  na úrovni kvality procesu [6]*
- obr. 7.: *Príklad 2D rozmerového reťazca (A-G – členy čiastkové, Z – člen uzatvárací)*
- obr. 8.: *Zostava Rámu (1), Závažia (2) a Kabíny (3)*
- obr. 9.: *Izometrický pohľad na Rám*
- obr. 10.: *Definovanie 1. Základne – roviny A*
- obr. 11.: *Vzor pre definovanie základne A (A1, A2, A3) [8, s. 85]*
- obr. 12.: *Definovanie základní B a C*
- obr. 13.: *Izometrický pohľad na závažie*
- obr. 14.: *Definícia základní A, B, C, D a E*
- obr. 15.: *Určenie polohy 3. diery, na ktorú dosadá Závažie*
- obr. 16.: *Určenie polôh závitov, kam dosadá Kabína*
- obr. 17.: *Spodná strana závažia – tolerancie*
- obr. 18.: *Vrchná strana Závažia – tolerancie*
- obr. 19.: *Znázornenie rozmerového obvodu v „pozdĺžnom” smere*
- obr. 20.: *Najväčšia vzdialenosť bodov A a B*
- obr. 21.: *Uhol natočenia od Rámu*
- obr. 22.: *Uhol natočenia od Závažia*
- obr. 23.: *Znázornenie rozmerového obvodu v „kolmom” smere*
- obr. 24.: *Najväčšia vzdialenosť bodov C a D*
- obr. 25.: *Uhol natočenia  $\beta$*

## Zoznam príloh

Príloha č. 1: Výkres 7242820

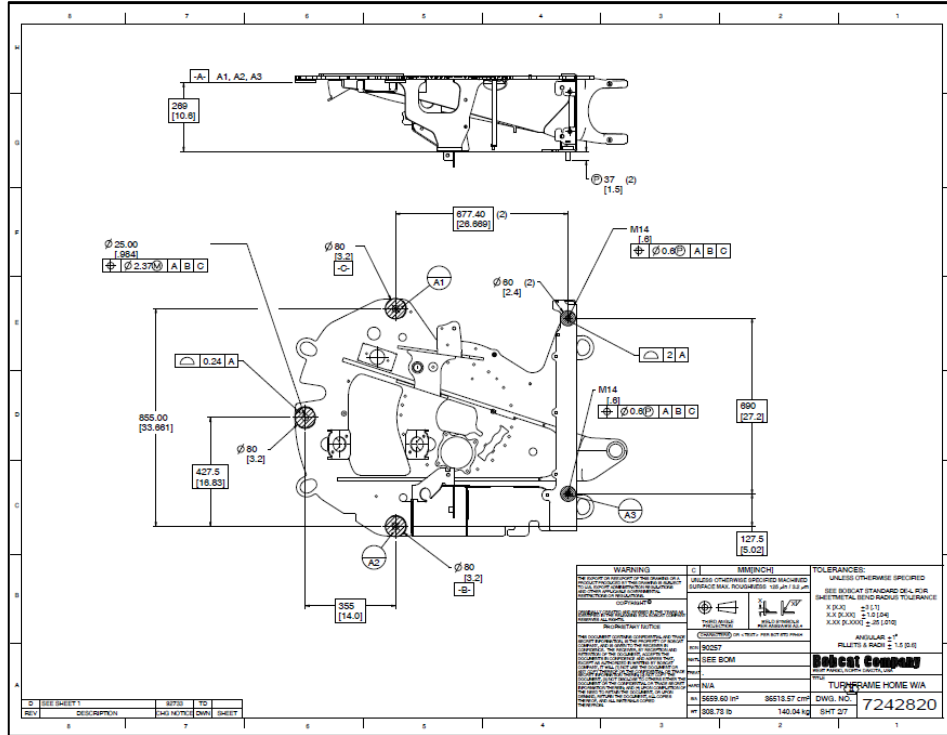
Príloha č. 2: Výkres 7215486

Príloha č. 3: Výpis z programu MathCad



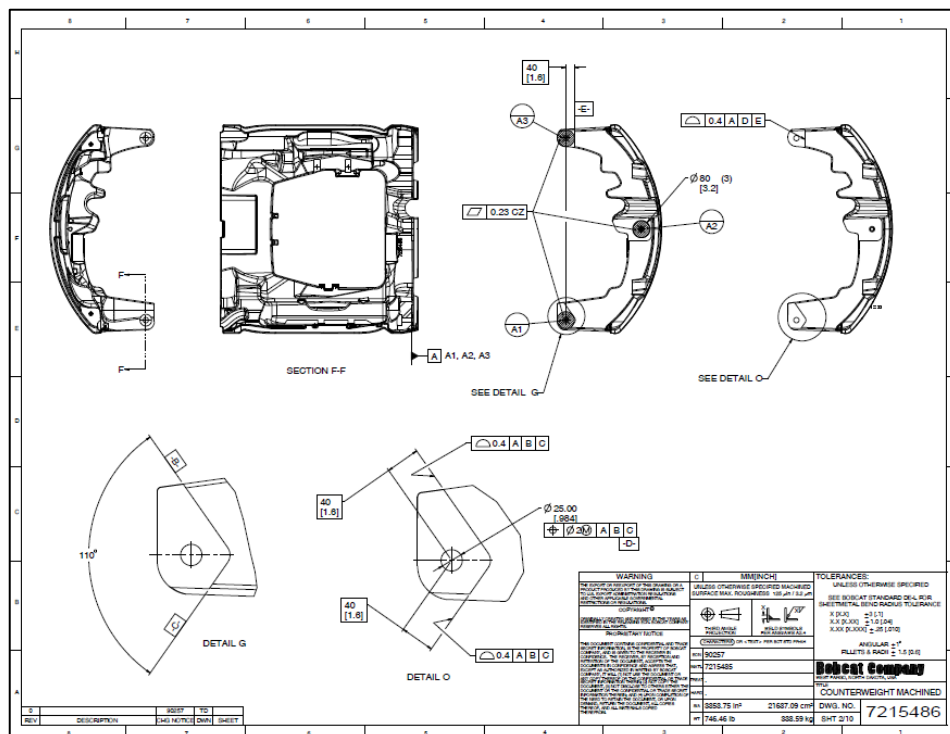
## Príloha č. 1

- vid' samostatný list



## Príloha č. 2

- vid' samostatné listy



## Príloha č. 3

- dĺžkové rozmery sú v mm, uhlové rozmery sú v rad

$$\begin{aligned} a &:= 677.4 \\ b &:= 896 \\ c_1 &:= 258 \\ d &:= 355 \\ T_1 &:= 0.6 \\ T_2 &:= 0.24 \\ T_3 &:= 0.23 \\ T_4 &:= 1 \\ T_5 &:= 2.37 \\ T_6 &:= 0.61 \end{aligned}$$

$$a_{\max} := a + \frac{T_1}{2} = 677.7$$

$$d_{\min} := d - \frac{T_5}{2} = 353.815$$

$$\alpha_R := \operatorname{atan}\left(\frac{T_2}{2 \cdot d_{\min}}\right) = 3.392 \times 10^{-4}$$

$$\alpha_Z := \operatorname{asin}\left(\frac{T_3}{d_{\min}}\right) = 6.501 \times 10^{-4}$$

$$\alpha := \alpha_R + \alpha_Z = 9.892 \times 10^{-4}$$

$$b_{\max} := b + \frac{T_4}{2} = 896.5$$

$$\operatorname{nat}_1 := b_{\max} \cdot \tan(\alpha) = 0.887$$

$$c_{\max} := c_1 + \frac{T_6}{2} = 258.305$$

$$\operatorname{nom}_1 := a + c_1 = 935.4$$

$$\operatorname{max}_1 := a_{\max} + \operatorname{nat}_1 + c_{\max} = 936.892$$

$$\operatorname{Tolerancia}_1 := \operatorname{max}_1 - \operatorname{nom}_1 = 1.492$$

$$\begin{aligned} b &:= 896 \\ e &:= 427.5 \\ f &:= 29.5 \\ g &:= 127.5 \\ T_1 &:= 0.6 \\ T_2 &:= 0.24 \\ T_3 &:= 0.23 \\ T_4 &:= 1 \\ T_5 &:= 2.37 \\ T_6 &:= 0.61 \end{aligned}$$

$$b_{\max} := b + \frac{T_4}{2} = 896.5$$

$$e_{\min} := e - \frac{T_5}{2} = 426.315$$

$$f_{\min} := f - \frac{T_6}{2} = 29.195$$

$$g_{\max} := g + \frac{T_1}{2} = 127.8$$

$$\beta := \operatorname{asin}\left(\frac{T_3}{e_{\min}}\right) = 5.395 \times 10^{-4}$$

$$\operatorname{nat}_2 := b_{\max} \cdot \sin(\beta) = 0.484$$

$$\operatorname{nom}_2 := g - f = 98$$

$$\operatorname{max}_2 := \operatorname{nat}_2 + g_{\max} - f_{\min} = 99.089$$

$$\operatorname{Tolerancia}_2 := \operatorname{max}_2 - \operatorname{nom}_2 = 1.089$$