

**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh a rozbor možností tolerování  
převodovky**

**Design and Analysis of the Possibility of  
Tolerating Transmissions**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**2017**

**Jan PEJŠA**

**Studijní program:** B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

**Studijní obor:** 2301R000 Studijní program je bezoborový

**Vedoucí práce:** Ing. Karel Petr Ph.D.

## **Prohlášení**

**Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh a rozbor možností tolerování převodovky“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Karla Petra Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.**

**V Praze dne 28. 6. 2017**

## **Poděkování**

**Chtěl bych zde poděkovat panu Ing. Karlu Petrovi Ph.D. za rady při tvorbě této práce a za vstřícný přístup. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a zejména své mamince Ing. Vladislavě Pejšové za poskytnutí zázemí a rozličné podpory.**

# Anotační list

Jméno autora:	Jan PEJŠA
Název BP:	Návrh a rozbor možností tolerování převodovky
Anglický název:	Design and Analysis of the Possibility of Tolerating Transmissions
Rok:	2017
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojího inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Karel Petr Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 49 počet obrázků 43 počet tabulek 14 počet příloh 7
Klíčová slova:	Tolerování, řídicí plán norem, geometrické požadavky na výroby, délkové tolerance, geometrické tolerance, struktura povrchu, vyhodnocení tolerancí, převodovka, kupované díly, normalizované díly, ložiska, hřídelové těsnící kroužky, pera, drážkování, spojky, rozměrové obvody
Keywords:	Tolerating, Masterplan, geometrical product specification, dimensional tolerances, geometrical tolerances, surface texture, tolerance analysis, transmission, purchased parts, normalized parts, bearings, radial shaft seals, keys, spline, dimensional circuits
Anotace:	Cílem práce byl návrh a rozbor možností tolerování úložných dosedacích ploch pro vybrané díly na převodovce.
Abstract:	The aim of the thesis was to design and analyze the possibilities of contact surface tolerances for selected transmission parts.

# Obsah

1	Úvod .....	1
2	Základy tolerování .....	2
2.1	Řídící plán norem ISO GPS .....	2
2.1.1	Základní pravidla norem ISO GPS .....	5
2.2	Rozměrové tolerance .....	5
2.2.1	Vyhodnocení rozměrových tolerancí .....	6
2.2.2	Lícování .....	7
2.2.3	Soustava tolerancí ISO .....	8
2.2.4	Způsob zápisu délkových tolerancí: .....	10
2.2.5	Mezní úchytky obráběných netolerovaných rozměrů .....	10
2.3	Geometrické tolerance .....	11
2.3.1	Vyhodnocení geometrických tolerancí .....	12
2.3.2	Druhy geometrických tolerancí .....	13
2.3.3	Způsob zápisu geometrických tolerancí .....	14
2.3.4	Vztah geometrických tolerancí a tolerancí délkových rozměrů .....	14
2.3.5	Nepředepsané geometrické tolerance .....	15
2.4	Struktura povrchu .....	15
2.4.1	Vyhodnocení struktury povrchu .....	15
2.4.2	Parametry profilu povrchu .....	16
2.4.3	Způsob zápisu struktury povrchu .....	17
2.4.4	Vztahy mezi drsností povrchu a předepsanou tolerancí .....	18
3	Obecný návod tolerování převodovky .....	19
3.1	Pera .....	20
3.1.1	Volba pera .....	20
3.1.2	Uložení pera .....	21
3.2	Rovnoboké drážkování .....	23
3.2.1	Volba rovnobokého drážkování .....	23
3.2.2	Uložení rovnobokého drážkování .....	24
3.3	Hřídelové spojky .....	25
3.3.1	Volba hřídelové spojky .....	25
3.3.2	Uložení hřídelové spojky .....	25
3.4	Ložiska .....	26

3.4.1	Volba ložiska .....	26
3.4.2	Uložení ložisek.....	27
3.5	Hřídelové těsnící kroužky .....	30
3.5.1	Volba hřídelového těsnícího kroužku .....	30
3.5.2	Uložení hřídelového těsnícího kroužku .....	30
3.6	Rozměrové obvody .....	33
3.6.1	Metoda úplné zaměnitelnosti .....	33
4	Aplikace poznatků na dvoustupňovou převodovku.....	35
4.1	Uložení ložiska.....	36
4.2	Uložení řemenice.....	38
4.3	Uložení hřídelového těsnícího kroužku.....	39
4.4	Uložení ozubeného kola na hřídeli.....	40
4.5	Řešené rozměrové obvody .....	41
4.5.1	Uložení Hřídele 1 v převodové skříni .....	41
4.5.2	Uložení Hřídele 2 v převodové skříni .....	42
4.5.3	Uložení Hřídele III v převodové skříni .....	43
5	Závěr.....	44
6	Seznam použité literatury .....	45
7	Seznam obrázků.....	46
8	Seznam tabulek.....	48
9	Seznam příloh.....	49

# 1 Úvod

Při návrhu jakékoliv strojní součásti je nutné správně navrhnout její mezní rozměry, mezní geometrický tvar a strukturu povrchu tak, aby součást spolehlivě plnila svou funkci. Pro navržení mezních charakteristik součástí se používá tolerování dle norem ISO. Aby bylo možné součást správně definovat, je nutné se v těchto normách orientovat a rozumět jejich výkladu. Proto na začátku práce bude představen řídicí plán norem ISO, který udává jasné vztahy mezi jednotlivými normami. Protože normy jsou značně obsáhlé, budou pouze zjednodušeně přiblíženy základy tolerování délkových rozměrů, geometrické tolerance a určování struktury povrchu.

Při konstruování složitějších celků složených z více dílů se často některé díly vyrábějí a některé díly nakupují. Nakupované díly se obvykle vyrábějí standardizovány podle různých norem, nejčastěji ISO norem. Jednotlivé díly v sestavě kladou požadavky na ostatní související díly. Podobně jako je nutné správně definovat mezní rozměry, mezní geometrický tvar a strukturu povrchu u vyráběné součásti, tak u nakupovaných dílů je nutné správně definovat uložení dosedacích ploch v sestavě, aby spolehlivě plnily svou funkci. Hledání správného uložení může být někdy zdlouhavé a složité. Proto v tomto textu bude pro jednotlivé díly nacházející se na převodovce vytvořen stručný návod, jak je správně vybrat a tolerovat, nebo alespoň jaké druhy tolerancí je nutné následně zadat s tím, že konkrétní hodnoty tolerance se dohledají v normě nebo katalogu výrobce. Zároveň bude vytvořen obecný postup pro tolerování převodovky. Tím, že je převodovka tvořena z mnoha dílů a jednotlivé díly spolu musí být v přesně definovaném vztahu, bude vysvětleno obecné řešení rozměrových obvodů.

V poslední části této práce bude provedena ukázka aplikace těchto poznatků pro vybrané díly nacházející se na převodovce. Pro vybrané nakupované nebo normalizované díly bude předvedeno správné tolerování přímo souvisejících dílů v sestavě převodovky s vysvětlením volby tolerance. Nakonec budou vyřešeny některé rozměrové obvody.

Cílem práce je návrh a rozbor délkových tolerancí, geometrických tolerancí a struktur povrchu zejména stykových ploch souvisejících s vybranými díly na zadané převodovce. Zároveň bude vytvořen obecný návod jak tolerovat převodovku a bude vytvořeno schéma postupu tolerování.

## 2 Základy tolerování

Zjednodušeně bude přiblížen řídicí plán norem tzv. Masterplan a následně připomenuty základy tolerancí délkových rozměrů, geometrické tolerance a struktura povrchu. Dále také v jednotlivých kapitolách bude popsán vztah k ostatním normám.

### 2.1 Řídicí plán norem ISO GPS

Řídicí plán norem ISO GPS (Geometrical product specification – Geometrické požadavky na výrobky) je soustava vzájemně provázaných norem týkající se jednotlivých fází při realizaci výrobku od správného zápisu kót na výkrese až po správné vyhodnocení finálních rozměrů a tvarů výrobku.

Jelikož v praxi nejsme schopni vyrobit výrobek s absolutní přesností ale vždy s nějakou odchylkou od jmenovité geometrie předepsané na výrobním výkrese. Je proto nutné na výkrese správně definovat mezní rozměry a mezní tvar vyráběné součásti tak aby součást vyhovovala našim požadavkům. Přesněji řečeno je potřeba určit rozměrové tolerance, geometrické tolerance a strukturu povrchu (drsnot, tvrdost, povrchové úpravy...) součásti. [1]

V minulosti byla na tuto tematiku zpracována řada norem, avšak kvůli nepříliš koordinovanému přístupu vznikaly normy se vzájemně nejednoznačným výkladem, chyběla vzájemná propojení mezi normami a v některých případech se vyskytoval i rozpor mezi normami. [2]

Proto v roce 1995 byl uveden řídicí plán Geometrických požadavků na výrobky (GPS) v normě ISO 14638:1995 aby vnesl řád mezi ostatní normami. Soustava norem GPS komplexně řeší tolerování a metrologii týkající se geometrických charakteristik (rozměrů, tvarů, poloh a struktur povrchu). Zároveň poskytuje vzájemně jednoznačný a úplný výklad při postupné realizaci výrobku od konstrukce, výroby, vyhodnocovacího měření až po požadavky na měřidla. Soustava norem GPS byla v roce 2015 upravena na ISO 14638:2015.

#### Hlavní skupiny norem GPS:

1. **Základní normy** – stanovují základní pravidla, postupy a principy kótování a tolerování. Patří sem řídicí plán GPS. (ISO 8015:2012, ISO 14638:2015)
2. **Globální normy** – ovlivňují řetězce všeobecných a doplňkových norem. (ČSN EN ISO 1:2003, ISO 370:1975, ISO 10 579:1993, ČSN EN ISO 14253-1:2000, ČSN EN ISO 14253-2:2005, ČSN 01 0115:1995, ČSN P ENV 13005:2005)
3. **Všeobecné normy** – tvoří hlavní a nejrozsáhlejší skupinu norem GPS. Stanovují pravidla zapisování požadavků na výkresech. Definují výrobní a měřicí postupy pro různé typy geometrických charakteristik.
4. **Doplňkové normy** – Stanovují doplňující pravidla pro vybrané kategorie.

Maticový model norem GPS je graficky znázorněn v tabulce (tab. 2.1).



Tabulka 2.1. Maticový model - přehled řídicího plánu GPS [2]

<b>Základní normy GPS</b>	<b>Globální normy GPS</b>
	<b>Matice všeobecných norem GPS</b>
	<p><b>Řetězce všeobecných norem GPS pro</b></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Rozměr</li> <li>2. Vzdálenost</li> <li>3. Poloměr</li> <li>4. Úhel</li> <li>5. Tvar čáry nezávislé na základně</li> <li>6. Tvar čáry závislé na základně</li> <li>7. Tvar povrchu nezávislého na základně</li> <li>8. Tvar povrchu závislého na základně</li> <li>9. Směr</li> <li>10. Polohu</li> <li>11. Házení</li> <li>12. Celkové házení</li> <li>13. Základny</li> <li>14. Profil drsnosti</li> <li>15. Profil vlnitosti</li> <li>16. Základní profil</li> <li>17. Nedokonalosti profilu</li> <li>18. Hrany</li> </ol>
<b>Matice doplňkových norem GPS</b>	
	<p><b>Řetězce doplňkových norem GPS</b></p> <p><b>A. Normy tolerancí zvláštních výrobních postupů</b></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>A1. Obrábění</li> <li>A2. Odlévání</li> <li>A3. Svařování</li> <li>A4. Řezání</li> <li>A5. Tváření</li> <li>A6. Pokovování</li> <li>A7. Nátěry</li> </ol> <p><b>B. Normy geometrií prvků strojních součástí</b></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>B1. Závitová spojení</li> <li>B2. Ozubená kola</li> <li>B3. Drážková spojení</li> </ol>

## Řetězce norem

Řetězec norem je soubor po sobě závislých norem zabývajících se vývojovými fázemi výrobku od zapisování požadavků na výkrese, výrobu až po vyhodnocovací měření. Týká se proto jen všeobecných a doplňkových norem. Na každou geometrickou charakteristiku prvku (rozměrová a geometrická tolerance) se vztahuje jeden konkrétní řetězec norem tvořený šesti články. [2]

Články obsahují skupinu norem objasňující konkrétní vývojové fáze výrobku:

1. Zapisování vlastností výrobku na výkrese
2. Tolerování vlastností výrobku
3. Definice skutečného tvaru
4. Určování odchylek měření - chyb
5. Požadavky na měřidla
6. Požadavky kalibrací a zkoušek měřidel

Na konci každé normy patřící do souboru norem GPS je uvedeno přiřazení do maticového modelu GPS. Grafické umístění řetězců pro všeobecné normy je znázorněno v tabulce (tab. 2.2).

Tabulka 2.2. Znázornění řetězců pro všeobecné normy GPS [2]

<b>Globální normy GPS</b>	
<b>Matrice všeobecných norem GPS</b>	
Číslo článku řetězce	1 2 3 4 5 6
<b>Geometrická charakteristika prvku</b>	
1. Rozměr	
2. Vzdálenost	
3. Poloměr	
4. Úhel	
5. Tvar čáry nezávislé na základně	
6. Tvar čáry závislé na základně	
7. Tvar povrchu nezávislého na základně	
8. Tvar povrchu závislého na základně	
9. Směr	
10. Polohu	
11. Házení	
12. Celkové házení	
13. Základny	
14. Profil drsnosti	
15. Profil vlnitosti	
16. Základní profil	
17. Nedokonalosti profilu	
18. Hrany	

### 2.1.1 Základní pravidla norem ISO GPS

Základní pravidla uvádí norma ISO 8015. Všechny současné a budoucí normy spadající do oblasti geometrických požadavků na výrobky musí zapadat do struktury norem ISO GPS v jednoznačném vztahu k ostatním normám. Při začleňování je potřeba zohlednit tyto čtyři pravidla:

**Pravidlo nezávislosti** – každý na výkrese specifikovaný požadavek GPS musí být nezávisle splnitelný a poskytující prostor pro splnění ostatních vztahů na výkrese. [3]

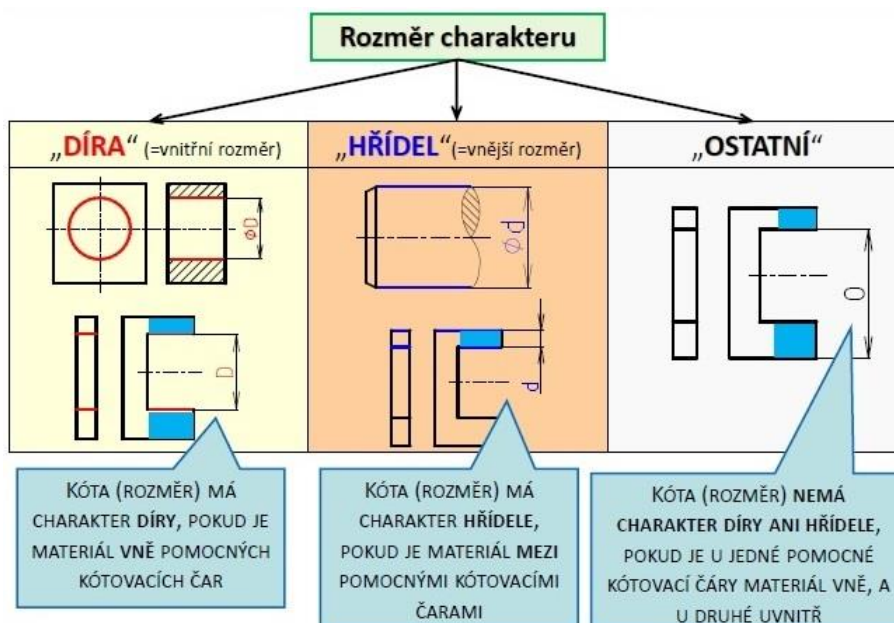
**Pravidlo jednoznačnosti** – každý řetězec norem musí v souladu s globálními normami GPS obsahovat nutné definice a pravidla tak, aby byla zajištěna jednoznačnost mezi údaji na výkrese a geometrickými charakteristikami výrobku. [2]

**Pravidlo úplnosti** – řetězce norem soustavy GPS (všeobecná matice GPS) musí umožňovat předpis všech požadovaných geometrických charakteristik výrobku na výkrese. [2]

**Pravidlo doplňování** – jednotlivé řetězce norem se vzájemně doplňují. Toto pravidlo zajišťuje, že jsou požadavky na výkrese na sobě nezávislé a také zabraňuje chybám při realizaci více požadavků. [2]

### 2.2 Rozměrové tolerance

Základní pravidla tolerování délkových rozměrů určuje základní norma ISO 8015. Tolerováním délkových rozměrů se určují mezní rozměry, v kterých se musí koncový výrobek nacházet, aby vyhovoval konstrukčním požadavkům. Zvýšenou pozornost musíme dávat rozměrům ploch, které jsou ve funkčním vztahu s jinou plochou například uložení hřídele v díře. Proto se tolerování délkových rozměrů rozděluje podle jejich charakteristického tvaru. Přehledně znázorněno na obrázku (obr. 2.1).



Obrázek 2.1 Klasifikace délkových rozměrů podle tvaru [3]

### 2.2.1 Vyhodnocení rozměrových tolerancí

Způsob vyhodnocení délkových rozměrů závisí na tom, zda je v popisovém poli nebo jeho blízkosti odkaz na normu ISO 8015. Pokud je na výkrese uveden odkaz na normu ISO 8015 vztahuje se na výkres **pravidlo nezávislosti**. V dnešní době se odkaz na normu ISO 8015 uvádí vždy. Předpis tolerování podle ISO 8015 zjednodušuje měření prvků, které netvoří uložení, protože umožňuje kontrolu jednoduchým dvoubodovým měřením namísto měření pomocí obalového prvku. Výchozím stavem pro měření délkových tolerancí je dvoubodové měření. To znamená, že rozměr musí vyhovovat v jakémkoliv měřeném místě.

#### Modifikátory specifikace

Vyhodnocování rozměrů výrobku dále upravují modifikátory specifikace podle ISO 14405. Pokud se vyhodnocování rozměrů na výkrese má řídit podle modifikátorů specifikace musí být v popisovém poli nebo jeho blízkosti odkaz na normu ISO 14405. Modifikátor se pak uvádí buď ke konkrétnímu rozměru pro požadavek na změnu vyhodnocení daného rozměru, nebo se uvede v blízkosti normy ISO 14405 pro globální platnost. Výchozím modifikátorem pokud není uvedeno jinak, je dvoubodové měření. Modifikátory specifikace jsou uvedeny v tabulkách (tab. 2.3 a 2.4), kde je uvedena značka a popis modifikátoru.

Tabulka 2.3. Modifikátory specifikace lineárního rozměru [3]

<b>Modifikátory specifikace lineárního rozměru</b>			
(LP)	Rozměr mezi dvěma body	(CV)	Průměr z objemu (vypočtený rozměr)
(LS)	Místní rozměr vymezený koulí	(SX)	Maximální rozměr
(GG)	Kritérium přiřazení nejmenších čtverců	(SN)	Minimální rozměr
(GX)	Kritérium přiřazení maximálního vepsání	(SA)	Průměrný rozměr
(GN)	Kritérium přiřazení minimálního opsání	(SM)	Střední rozměr
(CC)	Průměr z obvodu (vypočtený rozměr)	(SD)	Střední rozsah rozměru
(CA)	Průměr z plochy (vypočtený rozměr)	(SR)	Rozsah rozměrů

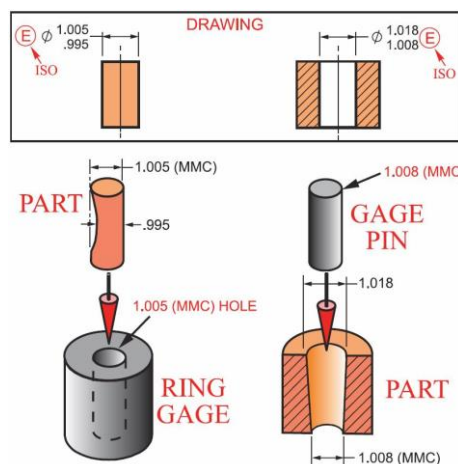
Tabulka 2.4. Všeobecné modifikátory specifikace rozměru [3]

Všeobecné modifikátory specifikace rozměru		
Popis	Značka	Příklad indikace
Požadavek obálky	ⓔ	10±0,1 ⓔ
Libovolné označení části prvku	/délka	10±0,1 (GG)/15
Libovolný průřez	ACS	10±0,1 (GX)/ACS
Specifický pevný průřez	SCS	10±0,1 (GX)/SCS
Víc než jeden prvek	číslo x	2 x 10±0,1 ⓔ
Společná tolerance	CT	10±0,1 ⓔ CT
Podmínka volného stavu	ⓕ	10±0,1 (LP) (SA) ⓕ
Mezi	↔	10±0,1 A ↔ B

### 2.2.2 Lícování

Lícováním se rozumí předepsání vhodných jmenovitých rozměrů a geometrických vlastností tak aby plochy součástí, které jsou spolu ve styku, plnily požadovanou funkci například volný pohyb nebo pevné nepohyblivé spojení. Umožnění vzájemného pohybu součástí zajišťuje vůle mezi součástmi. Naopak k zamezení vzájemného pohybu je zapotřebí záporná vůle tzv. přesah. Na prvky, které tvoří uložení, se vztahuje Taylorův princip.

**Taylorův princip** vysvětluje, v jakém vztahu musí být rozměrová a geometrická tolerance aby součást vyhovovala. Například, aby hřídel mohl být vložen do díry. Pokud je součást vyrobena na mezi maxima materiálu musela by mít absolutně přesný geometrický tvar, aby součásti šli spojit. Pokud je skutečný rozměr součásti menší než mez maxima materiálu může se o tento rozdíl zvětšit nepřesnost geometrického tvaru součásti avšak nejvýše v rozsahu jejich mezních rozměrů. Grafické znázornění Taylorova principu je na obrázku (obr. 2.2).



Obrázek 2.2. Taylorův princip [3]

DRAWING – výkres

PART – část

GAGE PIN – válečkový kalibr

RING GAGE – kružkový kalibr

MMC – mez maxima materiálu

ⓔ – požadavek obalové plochy

#### Druhy uložení:

- 1) Uložení s vůlí
- 2) Uložení s přesahem
- 3) Uložení přechodné

**Uložení s vůlí** – uložení zajišťující vždy vůli –  $V$  ( $V_{min} \geq 0$ ). Horní mezní rozměr hřídele –  $d_{max}$  je vždy menší nebo roven dolnímu meznímu rozměru díry –  $D_{min}$ . (obr. 2.3)

$$V_{max} = D_{max} - d_{min} \quad (2.1)$$

$$V_{min} = D_{min} - d_{max} \quad (2.2)$$

**Uložení s přesahem** – uložení zajišťující vždy přesah –  $P$  ( $P_{min} \geq 0$ ). Dolní mezní rozměr hřídele –  $d_{min}$  je vždy menší nebo roven hornímu meznímu rozměru díry –  $D_{max}$ . (obr. 2.3)

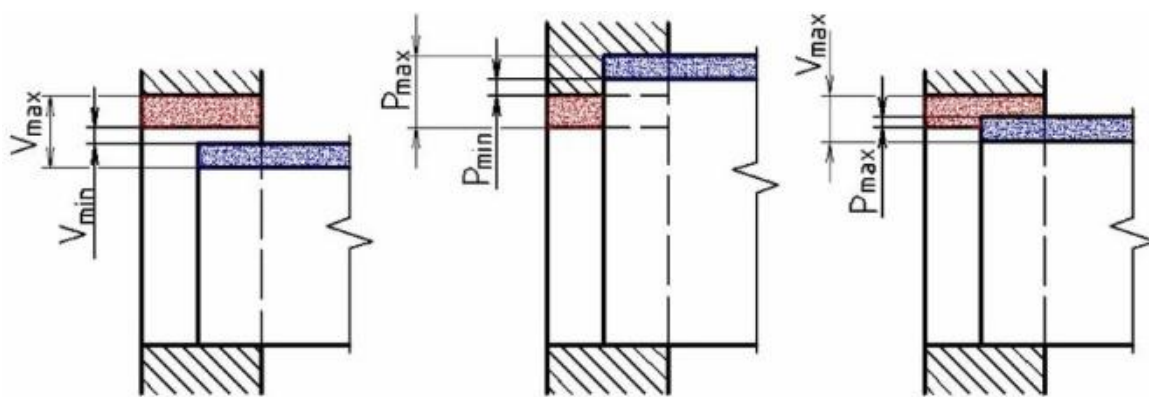
$$P_{max} = d_{max} - D_{min} \quad (2.3)$$

$$P_{min} = d_{min} - D_{max} \quad (2.4)$$

**Uložení přechodné** – uložení zajišťující buď vůli, nebo přesah. Toleranční pole hřídele a díry se překrývají nebo u přesahu se mohou od sebe o málo vzdálit. (obr. 2.3)

$$V_{max} = D_{max} - d_{min} \quad (2.1)$$

$$P_{max} = d_{max} - D_{min} \quad (2.3)$$



Obrázek 2.3. Zleva: uložení s vůlí, uložení s přesahem, uložení přechodné

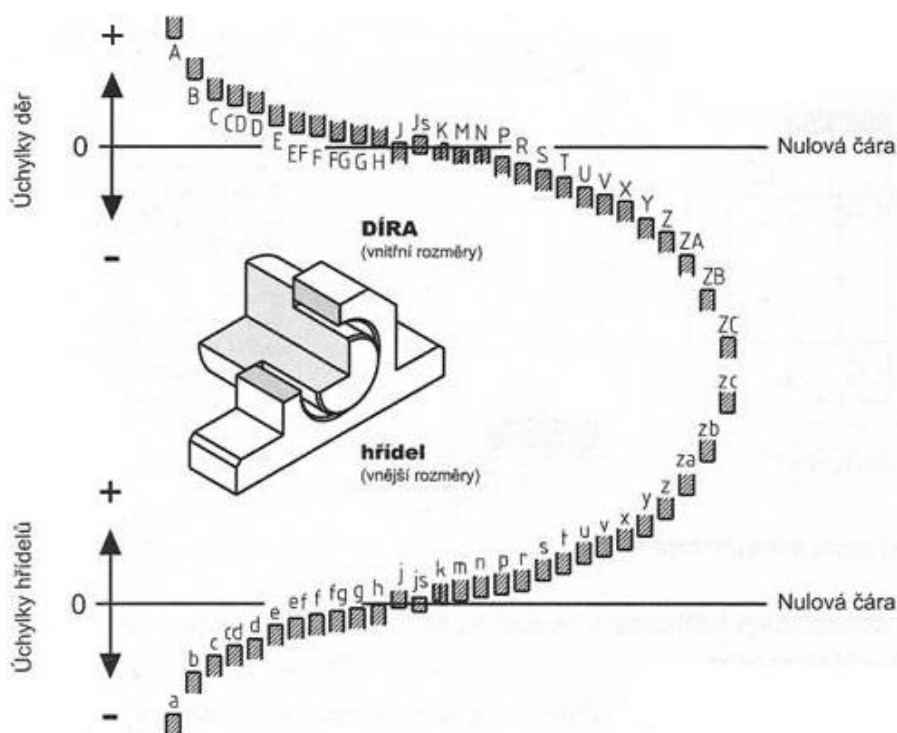
### 2.2.3 Soustava tolerancí ISO

Soustava tolerancí ISO je soustava tabelovaných mezních úchylek řídicí se normou ISO 286 (ČSN EN 01 4201). Obsahuje 20 tolerančních stupňů (IT 01 až IT 18) pro jmenovité rozměry 0 až 500 mm a 18 tolerančních stupňů pro rozměry 500 až 3150 mm (IT 1 až IT 18).

**Toleranční stupně** neboli stupně přesnosti určují přesnost výroby a tím tedy velikost tolerančního pole. Čím nižší toleranční stupeň tím přesnější výroba. Přibližné použití tolerančních stupňů [4]:

- Výroba měřicích přístrojů a kalibrů: IT01 – IT4
- Běžná výroba: IT5 – IT11
- Výroba polotovarů: IT12 – IT18

**Základní úchytky** jsou tabelované polohy tolerančních polí (obr. 2.4). Určují polohu tolerančního pole vzhledem k nulové čáře (k jmenovitému rozměru). Označují se písmeny (Velká písmena – díry; Malá písmena – hřídele).

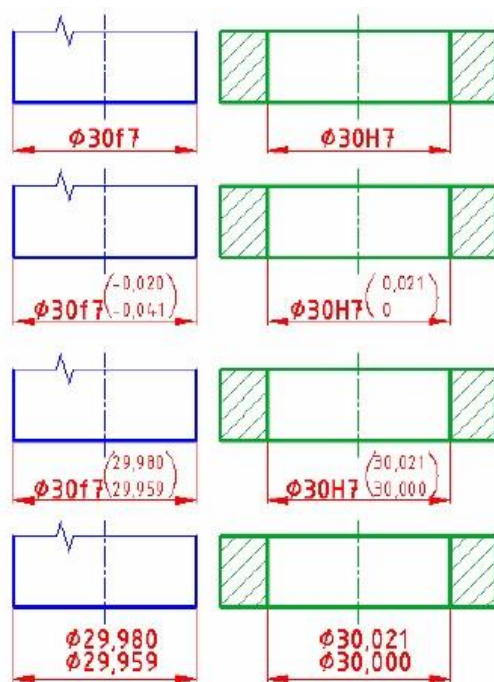


Obrázek 2.4. Polohy tolerančních polí

**Toleranční třída** je označení pro toleranci určující jak polohu od nulové čáry tak velikost tolerančního pole. Značí se kombinací písmene a čísla. Písmeno určuje polohu tolerančního pole k nulové čáře a číslo určuje stupeň přesnosti IT. Například  $\varnothing 42h6$  nebo  $\varnothing 36js5$ .

**Soustava jednotné díry** je uložení, kde jednotná díra má vždy dolní mezní rozměr rovný jmenovitému rozměru. Toleranční pole díry vždy odpovídá tolerančnímu poli **H**, které má nulovou dolní úchytku – EI (EI = 0) a horní úchytku – ES rovnou tolerančnímu stupni (ES = IT).

**Soustava jednotného hřídele** je uložení, kde jednotný hřídel má vždy horní mezní rozměr rovný jmenovitému rozměru. Toleranční pole hřídele vždy odpovídá tolerančnímu stupni **h**, které má nulovou horní úchytku – es (es = 0) a dolní úchytku – ei rovnou minus toleranční stupni (ei = -IT).



Obrázek 2.5. Způsoby zápisu tolerovaných rozměrů [4]

Při návrhu uložení bychom měli přednostně používat doporučená uložení podle ISO 286 (ČSN EN 01 4201). Uložení se provádí buď do soustavy jednotné díry, nebo soustavy jednotného hřídele. Jelikož při stejném tolerančním stupni hřídele i díry jsou náklady na obrobení díry vyšší, doporučuje se zapisovat toleranční stupeň díry vyšší (méně přesná výroba) nebo roven toleranční stupni hřídele [2].

#### **2.2.4 Způsob zápisu délkových tolerancí:**

Způsoby zapisování mezních úchylek tolerovaných rozměrů jsou zobrazeny na obrázku (obr. 2.5). Zápis lze provádět čtyřmi způsoby:

- 1) Toleranční třídou
- 2) Toleranční třídou a úchylkami
- 3) Toleranční třídou a mezními rozměry
- 4) Mezními rozměry

#### **2.2.5 Mezní úchytky obráběných netolerovaných rozměrů**

Na netolerované rozměry na výkrese se vztahuje norma všeobecných tolerancí ISO 2768-1. Norma ISO 2768-1 udává mezní úchytky délkových rozměrů, mezní úchytky zkosení a zaoblení hran a mezní úchytky úhlových rozměrů. Pro netolerované rozměry platí mezní úchytky určené třídou přesnosti všeobecných tolerancí zapsanou na výkrese. Třídy přesnosti jsou tři a značí se písmeny:

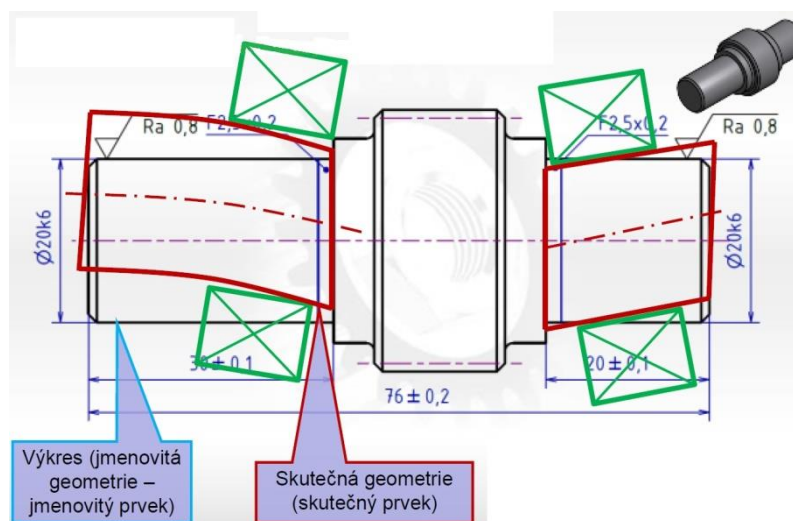
- 1) f – jemná
- 2) m – střední
- 3) c – hrubá
- 4) v – velmi hrubá

Všeobecné tolerance jsou běžně dosažitelné normálními výrobními postupy. Zápis na výkrese se provádí v popisovém poli nebo jeho blízkosti. Například pro třídu přesnosti m se značí ISO 2768 – m atd.



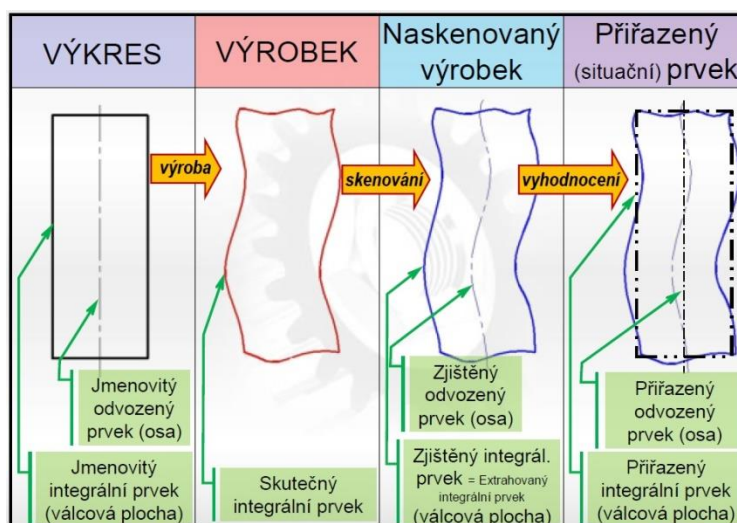
## 2.3 Geometrické tolerance

Základní pravidla tolerování geometrických tolerancí určuje norma ISO 1101. Stejně jako se vytváří odchylky při výrobě délkových rozměrů tak i při vytváření geometrické charakteristiky součásti dochází k nepřesnostem. Pokud by byly u součásti definovány pouze délkové rozměry, mohlo by se stát, že by skutečná součást všem požadavkům na délkové rozměry vyhovovala, ale její geometrická charakteristika by se lišila od požadované geometrické charakteristiky a součást by se stala nevyhovující (obr. 2.6).



Obrázek 2.6. Výkres zakótovaný bez geometrických tolerancí [3]

Proto je nutné tolerovat geometrické prvky součásti, aby součást byla jednoznačně definována a po vyrobení správně plnila svou funkci. Zvláštní důraz by měl být kladen u stykových ploch součástí, kde jsou potřebné nadstandardní požadavky na přesnost, například plochy pro uložení ložisek atd.



Obrázek 2.7 Postup při vyhodnocování geometrických prvků součásti [3]

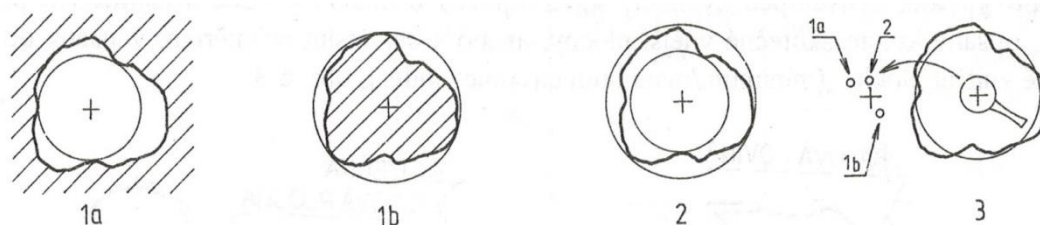
### 2.3.1 Vyhodnocení geometrických tolerancí

Abychom zjistili, zda součást vyhovuje zadaným geometrickým požadavkům na výkrese je nutné součást správně vyhodnotit. Měření geometrických prvků součásti je složitější, než délkových rozměrů. Proto v normách pro geometrické tolerance je jasně definováno, jakým způsobem se součást pro jednotlivé geometrické požadavky má měřit a jakou geometrii součásti přiřadit podle naměřených hodnot (obr. 2.7).

K zjištěnému prvku (naměřenému) lze stanovit přiřazený prvek třemi metodami (obr. 2.8):

1. **Metoda obalového prvku** – metoda má výhodu ve vazbě součástí, které tvoří uložení. Nevýhoda je v malém počtu bodů povrchu při kontaktu součástí, což nepříznivě ovlivňuje stanovení dynamického chování výrobku. [2]
  - a) Největší opsaná kružnice (MIC – maximum inscribed circle) – tento případ odpovídá válečkovému kalibru, který bez vůle prochází dírou. [2]
  - b) Nejmenší opsaná kružnice (MCC – minimum circumscribed circle) – tento případ odpovídá uložení zkušebnímu pouzdra na čepu. [2]
2. **Metoda minimálního mezikruží** (MZC – minimum zone circle) – tato metoda slouží ke stanovení kruhovitosti a válcovitosti. [2]
3. **Metoda nejmenších čtverců úchylek** (LSC – least square circle) – metoda střední prvku, odpovídá Gaussově metodě. [2]

Pokud není stanoveno jinak, dává se podle ČSN EN ISO 14660-1 a ČSN EN ISO 14660-2 při vyhodnocování přednost metodě nejmenších čtverců úchylek – středního prvku. [2]



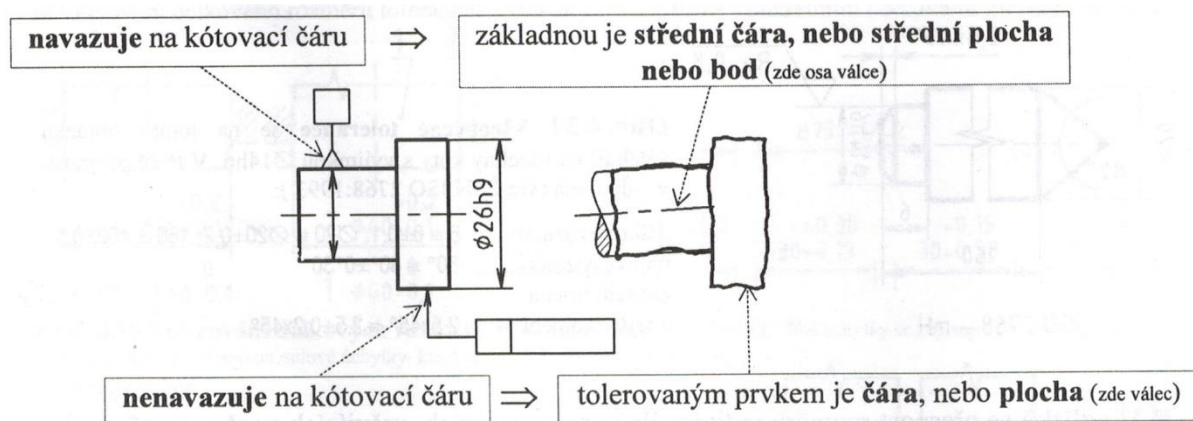
Obrázek 2.8. „Stanovení středu kružnice v průřezu: 1a – největší vepsaná kružnice, 1b – nejmenší opsaná kružnice, 2 – minimální mezikruží, 3 – kružnice nejmenších čtverců úchylek; vzájemná poloha středů v jednotlivých případech bude různá, jak ukazuje tvarová podrobnost. V konkrétním případě je nutno rozhodnout (předepsat), který prvek se zvolí, tj. zda obalový nebo střední.“ [2]

### 2.3.2 Druhy geometrických tolerancí

Druhy jednotlivých geometrických tolerancí by se daly rozdělit do skupin na tolerance tvaru, polohy a na souhrnné tolerance tvaru a polohy (tab. 2.5).

Tabulka 2.5. Předepisování tolerancí tvaru a polohy na výkrese [5]

Skupina tolerancí	Druh tolerance	Značka
Tolerance tvaru	Tolerance přímosti	—
	Tolerance rovinnosti	▭
	Tolerance kruhovitosti	○
	Tolerance válcovitosti	⊘
	Tolerance profilu podélného řezu	≡
Tolerance polohy	Tolerance rovnoběžnosti	//
	Tolerance kolmosti	⊥
	Tolerance sklonu	∠
	Tolerance sousosti	◎
	Tolerance souměrnosti	≡
	Tolerance umístění	⊕
	Tolerance různoběžnosti os	×
Souhrnné tolerance tvaru a polohy	Tolerance obvodového házení	↗
	Tolerance čelního házení	↘
	Tolerance házení v daném směru	↗↘
	Tolerance úplného obvodového házení	↗↘↗↘
	Tolerance úplného čelního házení	↗↘↗↘↗↘
	Tolerance tvaru daného profilu	⌒
	Tolerance tvaru dané plochy	⌒



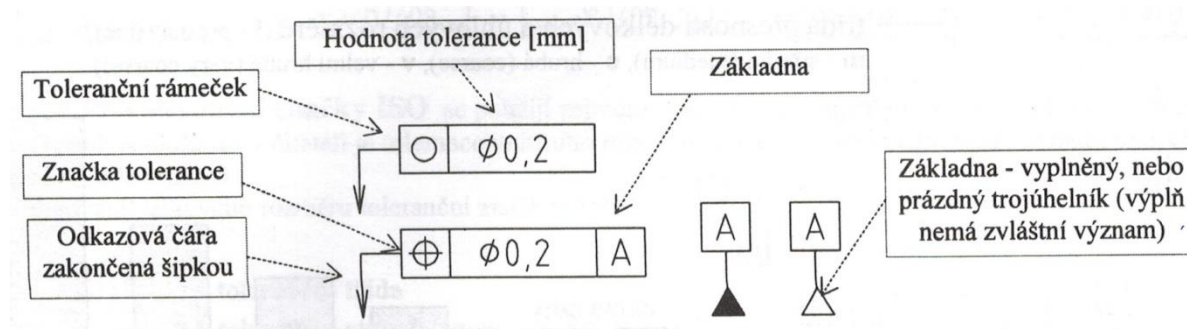
Obrázek 2.9. Toleranční rámeček a základna [1]

### 2.3.3 Způsob zápisu geometrických tolerancí

Geometrické tolerance se na výkrese zapisují do rámečku, kde se udává druh geometrické tolerance, hodnota tolerance v milimetrech a základna nebo základny (obr. 2.10). Geometrická tolerance se může vztahovat maximálně ke třem základnám. Zásadní pro výklad geometrické tolerance je zda odkazová šipka navazuje nebo nenavazuje na kótu. Vysvětlení a zobrazení je na obrázku (obr. 2.9).

#### Základna

Jako základna je označován teoreticky přesný geometrický prvek (bod, osa, přímka nebo rovina), k němuž se vztahují geometrické tolerance ostatních tolerovaných prvků. Pro některé geometrické tolerance není potřeba základny uvádět například pro tolerance tvaru. K označení základen se používají velká písmena abecedy vepsaná do rámečku, spojeného se základním trojúhelníkem (obr. 2.10). Zásadní pro výklad základny je zda navazuje nebo nenavazuje na kótu (obr. 2.9).



Obrázek 2.10. Poloha základen a tolerancí vůči kótovací čáře [1]

### 2.3.4 Vztah geometrických tolerancí a tolerancí délkových rozměrů

Vztah mezi geometrickými tolerancemi a tolerancemi délkových rozměrů udává norma ISO 8015. Výchozím stavem, jak již bylo uvedeno, je vyhodnocení jednotlivých tolerancí zvlášť podle principu nezávislosti. Avšak v řadě případů je potřeba nebo je výhodné vyhodnocovat některé tolerance jako závislé. Pro posouzení geometrických tolerancí a tolerancí délkových rozměrů jako závislé tolerance je nutné doplnit tolerované rozměry symboly závislých tolerancí (tab. 2.6) a do popisového pole nebo jeho blízkosti zapsat TOLEROVÁNÍ ISO 8015.

Tabulka 2.6. Symboly pro označení závislých tolerancí [2]

Ⓔ	Požadavek obalového prvku
Ⓜ	Požadavek maxima materiálu
Ⓛ	Požadavek minima materiálu
Ⓡ	Požadavek reciprocity
Ⓟ	Posunuté toleranční pole
Ⓕ	Poddajná součást, měřeno v nezátíženém stavu

### 2.3.5 Nepředepsané geometrické tolerance

Nepředepsané geometrické tolerance pro jednotlivé geometrické prvky se řídí normou ISO 2768-2 o třech třídách přesnosti:

- 1) H – jemná
- 2) K – střední
- 3) L – hrubá

Předepisování všeobecných tolerancí se na výkresech provádí buď v popisovém poli, nebo v jeho blízkosti, například ISO 2768 – mK. Tento zápis znamená, že netolerované délkové a úhlové rozměry se řídí střední třídou přesnosti podle ISO 2768-1, netolerované geometrické tolerance se řídí střední třídou přesnosti podle ISO 2768-2. Pokud je předepsána všeobecná geometrická tolerance ISO 2768-2, všeobecné tolerance úhlových rozměrů ISO 2768-1 neplatí pro pravé úhly (90°). V tomto případě se pravé úhly řídí všeobecnou geometrickou tolerancí kolmosti.

## 2.4 Struktura povrchu

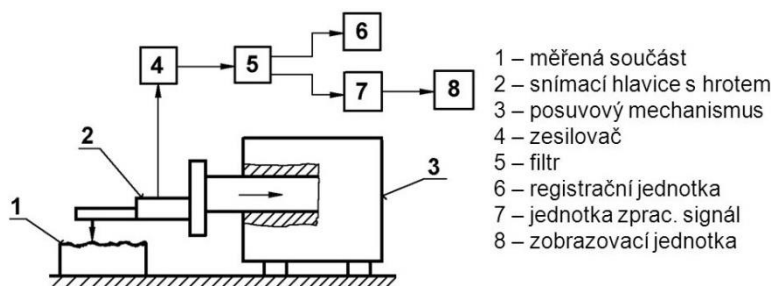
Pod pojmem struktura povrchu se míní velikost a tvar nerovností na obrobene ploše, nesrovnatelně menších než úchytky délkových nebo geometrických tolerancí. Nerovnosti jsou velikostně řádově v jednotkách až desítkách mikrometrů. Velikost nerovností je zejména závislá na řezných podmínkách a výrobní technologii. Tvary nerovností závisí na použité výrobní technologii. Nerovnosti povrchu mají složku periodickou a aperiodickou. Periodický profil nerovností je způsoben tvarem nástroje (zaoblení špičky) a posuvem. Aperiodický profil se tvoří nahodile. Při vyhodnocování povrchu nás zajímají parametry povrchu a tzv. Abbottova nosná křivka (obr. 2.15), která představuje materiálový podíl v závislosti na výšce nerovností. Aby bylo možné určit parametry povrchu, je nutné nejdříve znát profil povrchu.

### 2.4.1 Vyhodnocení struktury povrchu

Měření profilu povrchu se dá provádět různými metodami, obvykle se provádí dotykovými profiloměry (obr. 2.11). Po povrchu součásti se rovnoměrnou rychlostí posouvá měřící hrot s poloměrem zaoblení špičky v rádech mikrometrů a přes snímač se zaznamenává změna polohy hrotu v čase. Výsledkem měření je profilogram. Profilogram je grafický záznam tvaru povrchu. Za použití filtrů se z profilogramu podle vlnových délek filtru odfiltruje (obr. 2.12):

- Základní profil podle  $\lambda_s$
- Profil drsnosti podle  $\lambda_c$
- Profil vlnitosti podle  $\lambda_f$

V praxi se nejčastěji k určení struktury povrchu používají parametry vycházející z profilu drsnosti. Při zadávání struktury povrchu by se mělo dbát



Obrázek 2.11. Schéma profiloměru

zvýšené pozornosti u funkčních ploch výrobku. Struktura povrchu má zásadní vliv na únavovou pevnost součástí a také u mazaných součástí na přístup maziva.

Pro předpis a výklad předepsané struktury povrchu se používají dvě pravidla:

- **Pravidlo 16%** - znamená, že jedna ze 6ti měřených hodnot nemusí vyhovovat předepsané mezi. Toto pravidlo je výchozí a platí vždy, pokud není předepsáno pravidlo max.
- **Pravidlo max** – znamená, že všechny měřené hodnoty musí vyhovovat předepsané mezi struktury povrchu.

### 2.4.2 Parametry profilu povrchu

Parametr profilu je charakteristika profilu určená z profilogramu. Parametr P je vypočten ze základního profilu, parametr R je vypočten z profilu drsnosti a parametr W je vypočten z profilu vlnitosti. Pomocí parametrů profilu se dají odhadnout vlastnosti povrchu. Nejpoužívanější parametry profilu jsou parametry Ra a Rz.

#### Největší výška výstupků Pp, Rp, Wp

Výška nejvyššího výstupku profilu na základní délce (obr. 2.13).

#### Největší prohlubně výstupků Pp, Rp, Wp

Hloubka největší prohlubně profilu na základní délce (obr. 2.13).

#### Největší výška profilu Pz, Rz, Wz

Největší výška profilu je vzdálenost mezi nejvyšším a nejnižším výstupkem profilu na základní délce (obr. 2.13).

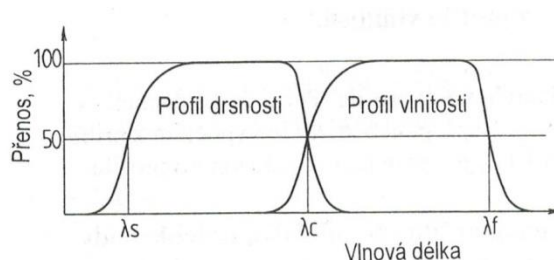
#### Průměrná výška prvků profilu Pc, Rc, Wc

Průměrná výška Zt prvků profilu na základní délce (obr. 2.14).

$$P_c, R_c, W_c = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m Z_{t_i} \quad (5.1)$$

#### Celková výška profilu Pt, Rt, Wt

Součet výšky Zp nejvyššího výstupku profilu a hloubky Zv nejnižší prohlubně profilu v rozsahu vyhodnocované délky (obr. 2.14).



Obrázek 2.12. Vlnové délky filtrů profilu [2]



Obrázek 2.13. Největší výška výstupků, největší prohlubeň výstupků a největší výška profilu [2]



Obrázek 2.14. Výška prvků profilu [2]

### Průměrná aritmetická úchylka profilu Pa, Ra, Wa

Průměrná aritmetická úchylka posuzovaného profilu je aritmetický průměr absolutních hodnot pořadnic  $Z(x)$  v rozsahu základní délky.

$$Pa, Ra, Wa = \frac{1}{l} \int_0^l |Z(x)| dx \quad (2.5)$$

### Průměrná kvadratická úchylka profilu Pq, Rq, Wq

Kvadratický průměr hodnot pořadnic  $Z(x)$  na základní délce.

$$Pq, Rq, Wq = \sqrt{\frac{1}{l} \int_0^l Z^2(x) dx} \quad (2.6)$$

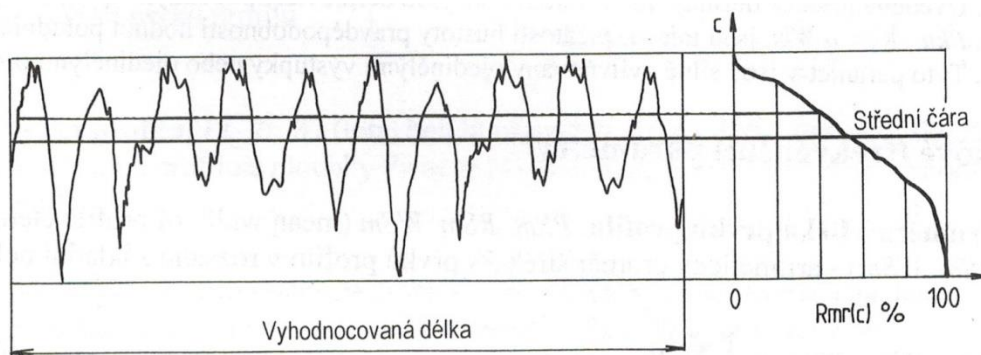
### Materiálový podíl profilu (nosný podíl) Pmr(c), Rmr(c), Wmr(c)

Poměr součtu délky elementů profilu v hladině  $c$  k vyhodnocované délce  $l$ .

$$Pmr(c), Rmr(c), Wmr(c) = \frac{Ml(c)}{l} \quad (2.7)$$

### Křivka materiálového podílu profilu (nosná křivka)

Křivka představující materiálový podíl profilu v závislosti na výšce profilu neboli Abbott Firestoneova křivka (obr. 2.15).

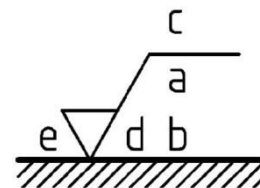


Obrázek 2.15. Abbott Firestoneova křivka [2]

### 2.4.3 Způsob zápisu struktury povrchu

Označování struktury povrchu se řídí normou ČSN EN ISO 1302:2003. Tvary značky struktury povrchu s vysvětlením jsou na obrázku (obr. 2.17). Struktura povrchu se označuje značkou a k ní připojenými údaji (obr. 2.16):

- **a** – jediný požadavek na strukturu povrchu
- **a a b** – dva a více požadavků na strukturu povrchu
- **c** – výrobní proces
- **d** – nerovnosti a jejich orientace
- **e** – přídavek na obrábění



Obrázek 2.16. Základní značka struktury

- ✓ Konstruktorovi nezáleží na způsobu dosažení předepsané struktury povrchu
- ✓ Konstruktor předepisuje, že označená plocha musí být obrobena
- ✓ Konstruktor předepisuje, že označená plocha nesmí být obrobena. Musí zůstat ve stavu dosaženém po předchozím procesu.

Obrázek 2.17. Tvary značky struktury povrchu

#### 2.4.4 Vztahy mezi drsností povrchu a předepsanou tolerancí

Pro volbu drsnosti povrchu může být vodítkem předepsaná rozměrová tolerance. Mezi drsností –  $R$  a rozměrovou tolerancí –  $T_D$  byla na základě velkého počtu měření zjištěna závislost. Závislost platí pouze pro určení drsnosti z rozměrové tolerance, naopak pro určení rozměrové tolerance z drsnosti vztah neplatí. Metodou statické analýzy byl získán přibližný vztah: [2]

$$Rz \leq \frac{1}{2} \left( \frac{T_D}{2} \right) \quad (2.8)$$

Pro přepočítání na hodnoty  $R_a$  lze použít vztah: [2]

$$R_a = \frac{Rz}{k} \quad (2.9)$$

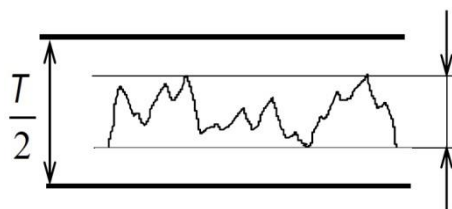
Pro soustružené, hoblované nebo frézované plochy lze dosadit  $k = 4$  až  $5$ . Pro  $R_a$  tedy platí vztah: [2]

$$R_a \leq \frac{T_D}{16} \text{ až } \frac{T_D}{20} \quad (2.10)$$

Pro broušené plochy lze dosadit  $k = 7$  až  $9$ , po dosazení se získá vztah: [2]

$$R_a \leq \frac{T_D}{28} \text{ až } \frac{T_D}{36} \quad (2.11)$$

Takto získané hodnoty drsnosti jsou pouze orientační a často je potřeba volit jemnější stupně drsnosti. Pro volbu drsnosti povrchu má vždy hlavní význam požadovaná funkce plochy. Graficky je vztah drsnosti s rozměrovou tolerancí znázorněn na obrázku (obr. 2.18).

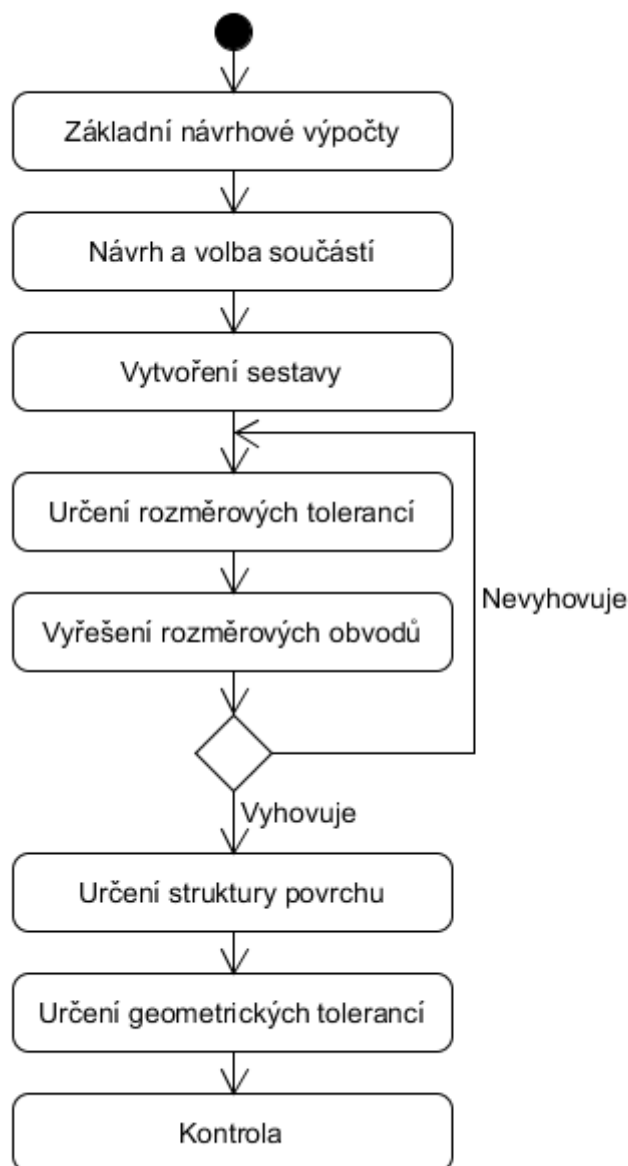


Obrázek 2.18 Vztah drsnosti a tolerance [3]



### 3 Obecný návod tolerování převodovky

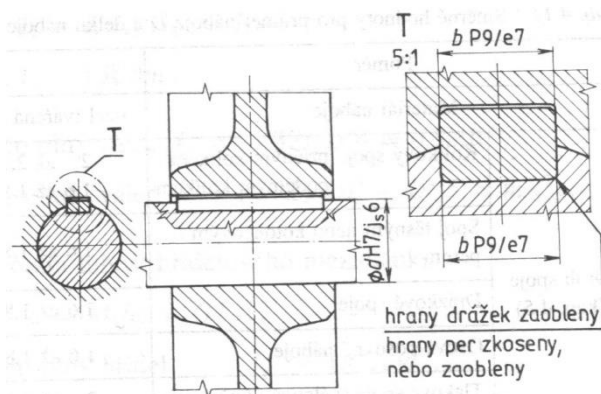
Před samotným návrhem je nutné nejprve provést všechny potřebné návrhové výpočty (pevnost, životnost...), z kterých se vypočítají mezní rozměry. Podle mezních rozměrů se navrhnu vyráběné součásti. Kupované součásti se nejprve vyberou z katalogu a následně zkontrolují. Například ložiska je nutné nejprve vybrat a pak zkontrolovat protože před výběrem nejsou známy všechny parametry pro výpočty např. trvanlivosti. Po nalezení vyhovujících součástí se podle doporučení (výrobce, normami) navrhne vhodné uložení v sestavě. To znamená navrhnutí rozměrových tolerancí, geometrických tolerancí a struktur povrchu souvisejících součástí tak, aby bylo dodrženo doporučené uložení. Dále se vyřeší potřebné rozměrové obvody a případně se upraví rozměrové tolerance. Nakonec se postup zkontroluje a udělají se případně opravy. Schéma postupu je zobrazeno na obrázku (obr. 3.1).



Obrázek 3.1. Schéma postupu návrhu a tolerování

### 3.1 Pera

Spojení pomocí pera je spojení náboje a hřídele za účelem přenosu krouticího momentu (obr. 3.2). Jedná se o levné a jednoduché spojení pro přenos spíše menších krouticích momentů bez rázů. Pero samo o sobě nebrání axiálnímu posuvu náboje po hřídeli, ale zpravidla kvůli nižší únosnosti se nepoužívá pro axiálně pohyblivá spojení. Pro zamezení axiálního posuvu po hřídeli je nutné náboj axiálně zajistit. Pera se řídí normami ČSN 02 2562 (pero těsné), ČSN 02 2570 (pero se 2 přídržnými šrouby), ČSN 02 2575 (pero výměnné s 1 přídržným šroubem). [6], [7]



Obrázek 3.2 Spojení těsným perem [7]

#### 3.1.1 Volba pera

Pero se volí podle dostupných rozměrů a zatížení. Délka pera se určí z rovnice únosnosti. Únosnost spojení pomocí těsného pera se obvykle kontroluje vůči maximálnímu dovolenému tlaku na bocích pera (tab. 3.1). Pro pera umístěná na menších průměrech než ( $d < 30\text{mm}$ ) nebo při použití per o šířce  $b \leq 8\text{ mm}$  se doporučuje pero kontrolovat ještě na střih. V případě, že jedno pero nevyhovuje a nelze použít delší pero, lze použít pera dvě nebo tři, vzájemně pootočená o  $180^\circ$  nebo  $120^\circ$ . Více per se nedoporučuje používat. Únosnost dvou per je teoreticky dvojnásobná avšak v praxi se uvažuje jen 1,5x větší než únosnost jednoho pera. [7]

Tabulka 3.1 Dovolенý tlak na boky pera z oceli s  $R_m \geq 500\text{Mpa}$ , tvrzené boky s tvrdosti  $\text{HRC} \geq 35$  až 45 [6]

Posuvnost	Druh zatížení	Dovolенý tlak $p_D$ [MPa]	
		povrch tvrzený	povrch netvrzený
spojení pohyblivé pod zatížením	rázy	3 až 7	
	proměnlivé	7 až 15	
	stálé	15 až 30	
spojení pohyblivé bez zatížení	rázy	15 až 30	10 až 15
	proměnlivé	30 až 50	15 až 25
	stálé	50 až 70	25 až 40
Spojení nepohyblivé	rázy	40 až 80	35 až 50
	proměnlivé	80 až 130	50 až 80
	stálé	130 až 200	80 až 120

Rozhodování mezi použitím pera nebo rovnobokého drážkování je znázorněno na obrázku včetně výsledného doporučeného uložení (obr. 3.3).

### 3.1.2 Uložení pera

**Uložení hřídele v náboji** závisí na axiální pohyblivosti či nepohyblivosti spojení. Pro axiálně nepohyblivé spojení se doporučují následující uložení: [7]

- Pro průměr  $d < 30\text{mm}$  H7/j6 (přechodné)
- Pro průměr  $d = 30$  až  $50\text{ mm}$  H7/k6 (přechodné)
- Pro průměr  $d > 50\text{mm}$  H7/m6, H8/m7 (přechodné)

Pro axiálně pohyblivá spojení se doporučují tato uložení: [7]

- Libovolný průměr H7/h6, H8/h7, H8/f7 (s vůlí)

Spojované válcové plochy náboje a hřídele, jak pro pohyblivé tak pro nepohyblivé spojení by měly mít drsnost Ra0,8 až Ra1,6.

**Uložení šířky pera** v drážce hřídele a náboje je uvedeno v tabulce (tab. 3.2). Drsnost na bocích drážky jak v hřídeli, tak v náboji by podle ČSN 02 2562 měla mít hodnotu Ra3,2 $\mu\text{m}$ .

Tabulka 3.2 Uložení per v drážce (tučné hodnoty jsou běžné) [7]

Druh uložení	s přesahem	přechodné	s vůlí
Drážka v hřídeli	P9/h9, <b>P9/e7</b>	N9/d9	H8/d9
Drážka v náboji	P9/h9, <b>P9/e7</b>	J9/d9	E9/d9

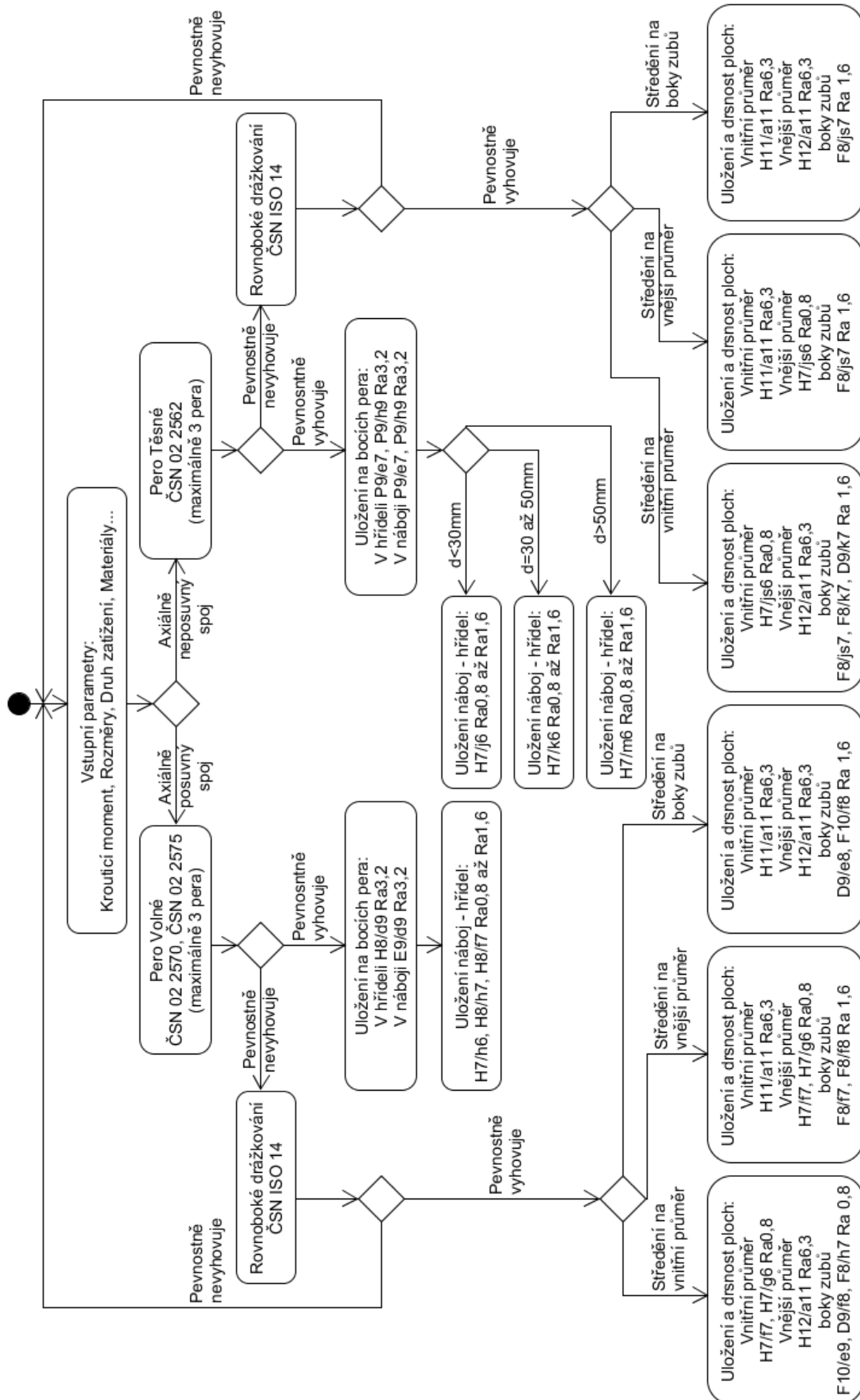
Uložení s přesahem se používá pro pera těsná. Ostatní uložení se používají pro pera volná nebo výměnná a také u spojení pohyblivých. Obecně platí, že čím těsnější spojení na bocích pera tím rovnoměrnější rozložení tlaku a tím vyšší únosnost spoje. [6]

**Uložení výšky pera** je vždy s vůlí (obr. 3.2). Drážky v náboji a hřídeli mají své mezní úchytky předepsané normou ČSN 02 2562 a zároveň drsnosti ploch by měly mít hodnotu Ra6,3 $\mu\text{m}$ . Tolerance výšky pera je h9 nebo h11.

**Uložení délky pera** je vždy s vůlí. Tolerance délky pera a drážky v hřídeli jsou předepsané normou ČSN 02 2562 a uvedeny v tabulce (tab. 3.3).

Tabulka 3.3 Uložení délky pera v drážce hřídele (rozměry jsou v mm)

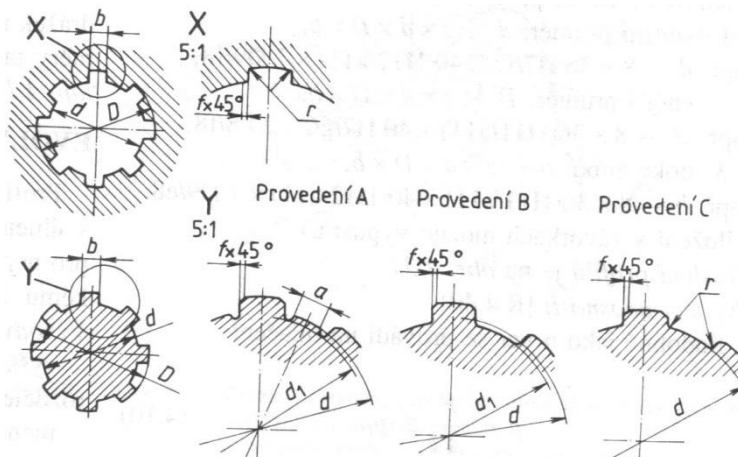
Délka pera, drážky	Mezní úchytky pera	Mezní úchytky hřídele
8 až 28	dolní -0,2, horní 0	dolní 0, horní +0,2
32 až 80	dolní -0,3, horní 0	dolní 0, horní +0,3
80 až 400	dolní -0,5, horní 0	dolní 0, horní +0,5



Obrázek 3.3 Schéma pro výběr spojení pro přenos krouticího momentu včetně výsledného uložení

### 3.2 Rovnoboké drážkování

Rovnoboké drážkování je typ spojení náboje s hřídelem za účelem přenosu krouticího momentu, zároveň umožňující axiální posuv náboje po hřídeli. Rovnoboké drážkování je nejpoužívanější typ drážkování a často se používá tam, kde pevnostně nestačí spojení pomocí pera, nebo kde se požaduje axiální posuv pod zatížením. Výroba rovnobokého drážkování je složitější než u spojení pomocí per, proto jsou i výrobní náklady vyšší. Rovnoboké drážkování se řídí normou ISO 14 (ČSN 01 4942). Rovnoboké drážkování se podle únosnosti dělí do třech řad:



Obrázek 3.4 Rovnoboká drážkování podle ČSN 01 4942 [7]

- Řada lehká
- Řada střední
- Řada těžká

#### 3.2.1 Volba rovnobokého drážkování

Rovnoboké drážkování se volí na základě dostupných rozměrů a délka drážkování se určí z rovnice únosnosti. Únosnost drážkování se podobně jako u per kontroluje na otlačení. Hodnoty dovoleného tlaku na bocích zubů pro jsou uvedeny v tabulce (tab. 3.4).

Tabulka 3.4 Dovolenoý tlak na boky zubů z oceli s  $R_m \geq 500\text{Mpa}$ , tvrzené boky s tvrdosti  $HRC \geq 55$  [7]

Náboj	Posuvnost	Druh zatížení	Dovolenoý tlak $p_D$ [MPa]	
			boky tvrzené	boky netvrzené
posuvný na hřídeli	při zatížení	rázy	3 až 15	3 až 10
		proměnlivé	10 až 25	5 až 15
		stálé	20 až 35	10 až 20
	bez zatížení	rázy	20 až 40	15 až 30
		proměnlivé	30 až 55	20 až 40
		stálé	40 až 70	30 až 50
pevný na hřídeli	neposuvný	rázy	60 až 90	40 až 70
		proměnlivé	80 až 130	60 až 100
		stálé	120 až 200	80 až 150

Rozhodování mezi použitím pera nebo rovnobokého drážkování pro přenos krouticího momentu je znázorněno na obrázku včetně výsledného doporučeného uložení (obr. 3.3).

### 3.2.2 Uložení rovnobokého drážkování

Před samotnou volbou uložení je nejprve nutné vybrat způsob ztotožnění os hřídele a náboje tzv. středění. Středění hřídele a náboje lze provádět třemi způsoby (obr. 3.4):

- 1) Středění na vnitřní průměr  $d$  – provedení A a C
- 2) Středění na vnější průměr  $D$  – provedení B
- 3) Středění na boky – na šířku  $b$  – provedení B

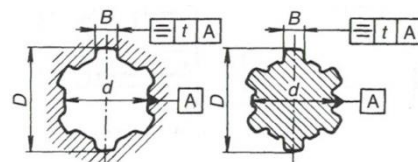
Středění na průměry se používá při požadavku na vyšší přesnost uložení. Při rozhodování mezi středění na průměr vnější –  $D$  nebo na průměr vnitřní –  $d$  je rozhodující potřebná tvrdost náboje a jeho tepelné zpracování. Pro tvrzené povrchy se používá středění na vnitřní průměr –  $d$ . Pokud se jedná o pohyblivé spojení, jsou tvrzené povrchy nutné. U netvrzených povrchů je technologičtější použít středění na vnější průměr –  $D$ . Středění na boky se volí při nižších nárocích na přesnost a pro těžce namáhaná spojení. Díky minimální vůli stykových ploch se dosahuje vyšší únosnosti spoje, kterou lze ještě zvýšit tvrzením pracovních ploch. Středění na boky se používá pro těžké provozy například u zemních a zemědělských strojů. Přehled doporučených uložení rovnobokého drážkování je uveden v tabulce (tab. 3.5). [6]

Tabulka 3.5 Doporučená uložení drážkových profilů včetně drsností stykových ploch

Středění	Pohyblivý spoj		Nepohyblivý spoj	
	Uložení	Drsnost	Uložení	Drsnost
1. Na vnitřním průměru: uložení rozměru $d$ uložení rozměru $b$ uložení rozměru $D$	H7/f7, H7/g6 F10/e9, D9/f8, F8/h7 H12/a11	Ra0,8 Ra0,8 Ra6,3	H7/js6 F8/js7, F8/k7, D9/k7 H12/a11	Ra0,8 Ra1,6 Ra6,3
2. Na vnějším průměru: uložení rozměru $D$ uložení rozměru $b$ uložení rozměru $d$	H7/f7, H7/g6 F8/f7, F8/f8 H11/a11	Ra0,8 Ra0,8 Ra6,3	H7/js6 F8/js7 H11/a11	Ra0,8 Ra1,6 Ra6,3
3. Na boky zubů: uložení rozměru $b$ uložení rozměru $d$ uložení rozměru $D$	D9/e8, F10/f8 H11/a11 H12/a11	Ra0,8 Ra6,3 Ra6,3	F8/js7 H11/a11 H12/a11	Ra1,6 Ra6,3 Ra6,3

#### Souměrnost

Šířka drážky musí být souměrná podle osy symetrie, která je určena základnou, jak je naznačeno na obrázku (obr. 3.5). Hodnoty tolerance souměrnosti jsou v tabulce (tab. 3.6). [5]



Obrázek 3.5 Drážky v hřídele a náboji [5]

Tabulka 3.6 Tolerance souměrnosti (rozměry v mm) [5]

Šířka drážky $B$	3	3,5	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	18
Tolerance souměrnosti $t$	0,01	0,012				0,015			0,018				

### 3.3 Hřídelové spojky

Spojky jsou strojní součásti, které slouží ke spojení dvou hřídelů za účelem přenosu krouticího momentu a k plnění další důležitých funkcí:

- Vyrovnávání odchylek polohy spojovaných hřídelů, hlavně nesouosostí hřídelů
- Ochrana zařízení proti přetížení
- Zajištění klidného rozběhu stroje
- Tlumení rázů a torzních kmitů
- Absorpce teplotních dilatací hřídelů
- Zjednodušení montáže a umožnění manipulace soustavou po menších částech

#### 3.3.1 Volba hřídelové spojky

Existuje mnoho různých typů spojek, pro různé aplikace. Výběr vhodné spojky by se měl přibližně odvíjet podle těchto kritérií:

- Dostupný prostor
- Přenášený moment
- Tuhost
- Schopnost tlumení rázů
- Nesouosost spojovaných hřídelů

V katalogích jsou spojky charakterizovány a obvykle řazeny podle přenášeného momentu spojky. V katalogích se obvykle udává nominální krouticí moment a maximální krouticí moment. Výrobce také uvádí všechny potřebné přípojovací rozměry a další parametry spojky.

#### 3.3.2 Uložení hřídelové spojky

Spojení hřídele a spojky pro přenos krouticího momentu se zpravidla používá buď pomocí pera, nebo pomocí drážkování. Výrobci spojek dodávají spojky buď bez otvoru anebo umožňují obrobení na požadovaný průměr s tím, že vnitřní průměr bude výrobcem obvykle obroben s tolerancí H7 podle norem ISO a podle požadavku s drážkou pro pero obvykle podle normy DIN 6885. [8] Pokud se při spojení používá kužel tak zpravidla o kuželovitosti 1:10 a pro přenos momentu pero. Spojku je možné také připojit pomocí drážkování. Obvykle se používá drážkování rovnoboké s uložením podle charakteristiky zatížení.

#### Rozměrové tolerance

Pro správnou funkci spojky se doporučuje přechodné uložení  $\frac{H7}{k6}$  nebo  $\frac{H6}{k5}$ . Tyto uložení nemají velký přesah, dají se snadno složit nebo rozebrat ručním kladivem.

#### Drsnost

Drsnost válcových nebo kuželových stykových ploch by se měla nacházet v rozmezí Ra0,8 až Ra1,6.

### 3.4 Ložiska

Ložisko je strojní součást, která umožňuje uložení rotující části stroje do statické části stroje. Hlavním účelem ložiska je zajištění požadovaného vztahu mezi rotujícími částmi a statickými částmi stroje, zajištění nízkého tření a často také k zachycení axiálních sil. Hlavními charakteristikami ložiska jsou: [9]

- Rozměry
- Hmotnost
- Základní statická únosnost
- Základní dynamická únosnost
- Mezní otáčky
- Trvanlivost

Ložisek je mnoho druhů a každý druh se svými vlastnostmi hodí pro různé aplikace. Základní rozdělení ložisek:

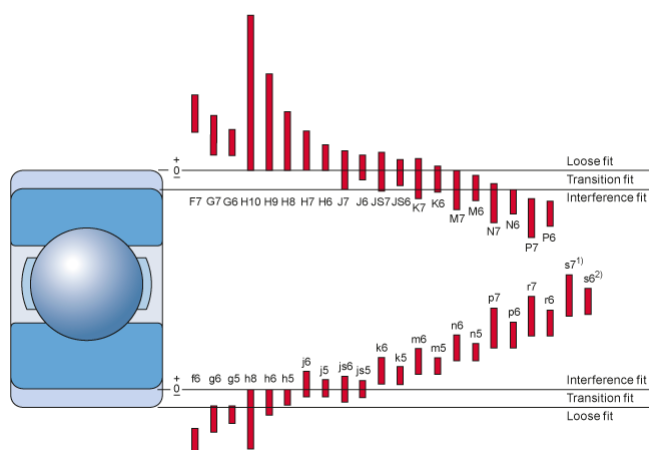
- Rotační x Posuvná
- Kluzná x Valivá
- Axiální x Radiální

V tomto textu budou řešené pouze valivá ložiska. Valivá ložiska se obvykle řídí normami: ISO 15:2011, ISO 104, ISO 199:2014 ISO 246:2007, ISO 355:2007, ISO 464:1995, ISO 492:2014, ISO 12044:1995, ISO 12297, ISO 20515:2012 a ISO 20516.

#### 3.4.1 Volba ložiska

Volba vhodného valivého ložiska pro danou aplikaci závisí na provozních podmínkách. Rozhodovací schéma výběru ložiska je znázorněno na obrázku (obr 3.9). Zjednodušeně by se volba ložiska dala provést na základě těchto kritérií:

- Dostupný prostor
- Zatížení
- Trvanlivost
- Axiální posuvnost
- Nesouosost
- Otáčky
- Tření
- Tichý chod
- Tuhost
- Přesnost



Obrázek 3.6 Nejběžnější uložení ložisek. Loose fit – uložení s vůlí, Transition fit – přechodné uložení, Interference fit – uložení s přesahem [9]



### 3.4.2 Uložení ložisek

Správné uložení ložiska významně ovlivňuje spolehlivost a trvanlivost ložiska, proto je nutné dbát zvýšené pozornosti při návrhu uložení pro ložisko.

#### Tolerance rozměrů

Tolerance vnitřního a vnějšího průměru valivých ložisek jsou mezinárodně standardizovány. Běžné řady ložisek se řídí normami ISO 492:2014 a ISO 199:2014 avšak některé speciální řady ložisek nemusí odpovídat těmto normám. Pokud ložiska normám neodpovídají, výrobci potřebné rozměrové specifikace uvádějí v katalogích.

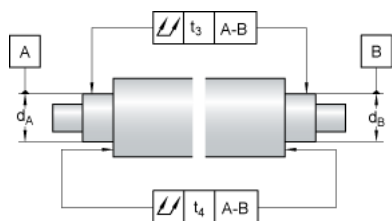
Tolerance úložných válcových ploch na hřídelích a v tělesech skříní a úložných ploch kroužků axiálních ložisek a jejich opěrných ploch (opěry pro ložiska na osazeních hřídelů a v tělesech, apod.) závisí na třídě přesnosti ložiska. Pro ložiska vyráběná s normální přesností by rozměrová přesnost válcové úložné plochy měla odpovídat alespoň stupni IT6 pro hřídel a stupni IT7 pro díru. U přesnějších ložisek je třeba volit nižší toleranční stupně. [9]

Rozměrové uložení ložiska závisí na typu a rozměru ložiska a na provozních podmínkách. Podle těchto parametrů výrobce udává doporučené rozměrové tolerance uložení. Tolerance jsou zpravidla s požadavkem na obálku  $\text{Ⓜ}$ . Uložení ložiska může být s vůlí, přechodné i nalisované. Obecně platí, že čím větší zatížení ložiska tím těsnější uložení. Na obrázku jsou ukázány nejběžnější uložení ložisek (obr. 3.6).

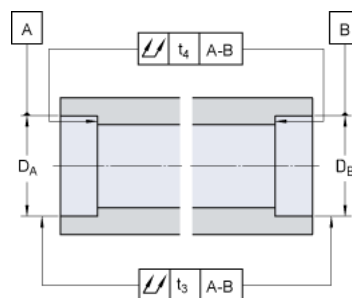
#### Tolerance pro celkové radiální házení

Tolerance celkového radiálního házení úložných ploch by měly být o jeden až dva toleranční stupně IT přesnější než průměrové tolerance souvisejících válcových úložných ploch (obr. 3.7 a 3.8). Norma ISO 1101 definuje toleranci celkového radiálního házení jako rozdíl poloměrů dvou sousedních válců.

Například když je požadována úložná plocha na hřídeli v toleranci  $m6$   $\text{Ⓜ}$ , tak celkové radiální házení by mělo být IT5 nebo IT4. Hodnota tolerančního pole  $t_3$  celkového radiálního házení se pro uvažovaný průměr hřídele 150 mm získá z  $t_3 = IT5/2 = 18/2 = 9 \mu\text{m}$  (rozdíl poloměrů). Směrné hodnoty tolerance celkového radiálního házení jsou uvedeny v tabulce (tab. 3.7). [9]



Obrázek 3.8 Geometrické tolerance pro úložné plochy ložiska na hřídeli [9]





Obrázek 3.7 Geometrické tolerance pro úložné plochy ložiska v tělese [9]

## Tolerance celkového axiálního házení

Osazení pro ložiskové kroužky by měly mít toleranci celkového axiálního házení, která je alespoň o jeden toleranční stupeň IT lepší než průměrové tolerance souvisejících válcových úložných ploch (obr. 3.6 a 3.7). U úložných ploch pro kroužky axiálních ložisek by tolerance celkového axiálního házení neměla překročit hodnotu IT5. Doporučené hodnoty tolerancí pro celkové axiální házení jsou uvedeny v tabulce (tab. 3.7). [9]

Tabulka 3.7 Geometrické tolerance pro úložné plochy ložisek na hřídelích a v tělesech [9]

Charakteristika geometrické tolerance	toleranční pole	Ložiska, třídy přesnosti		
		normální, CLN	P6	P5
 Celkové radiální házení	$t_3$	IT5/2	IT4/2	IT3/2, IT2/2
 Celkové axiální házení	$t_4$	IT5	IT4	IT3, IT2

## Drsnost povrchu úložných ploch ložisek

„Drsnost úložných ploch ložiska nemá takový vliv na výkonnost ložiska jako rozměrová a tvarová přesnost úložné plochy. Ale dosažení požadovaného přesahu uložení závisí na drsnosti stykových ploch, která je přímo úměrná přesnosti uložení. U méně náročných uložení ložisek je přípustná relativně velká drsnost povrchu. Směrné hodnoty pro střední drsnost povrchu  $R_a$  jsou uvedeny v tabulce (tab. 3.8) pro různé toleranční stupně úložné plochy ložiska. Tyto doporučení platí pro broušené úložné plochy, které se normálně předpokládají na hřídeli.“ [9]

Tabulka 3.8 Doporučené hodnoty drsnosti  $R_a$  ( $\mu\text{m}$ ) [9]

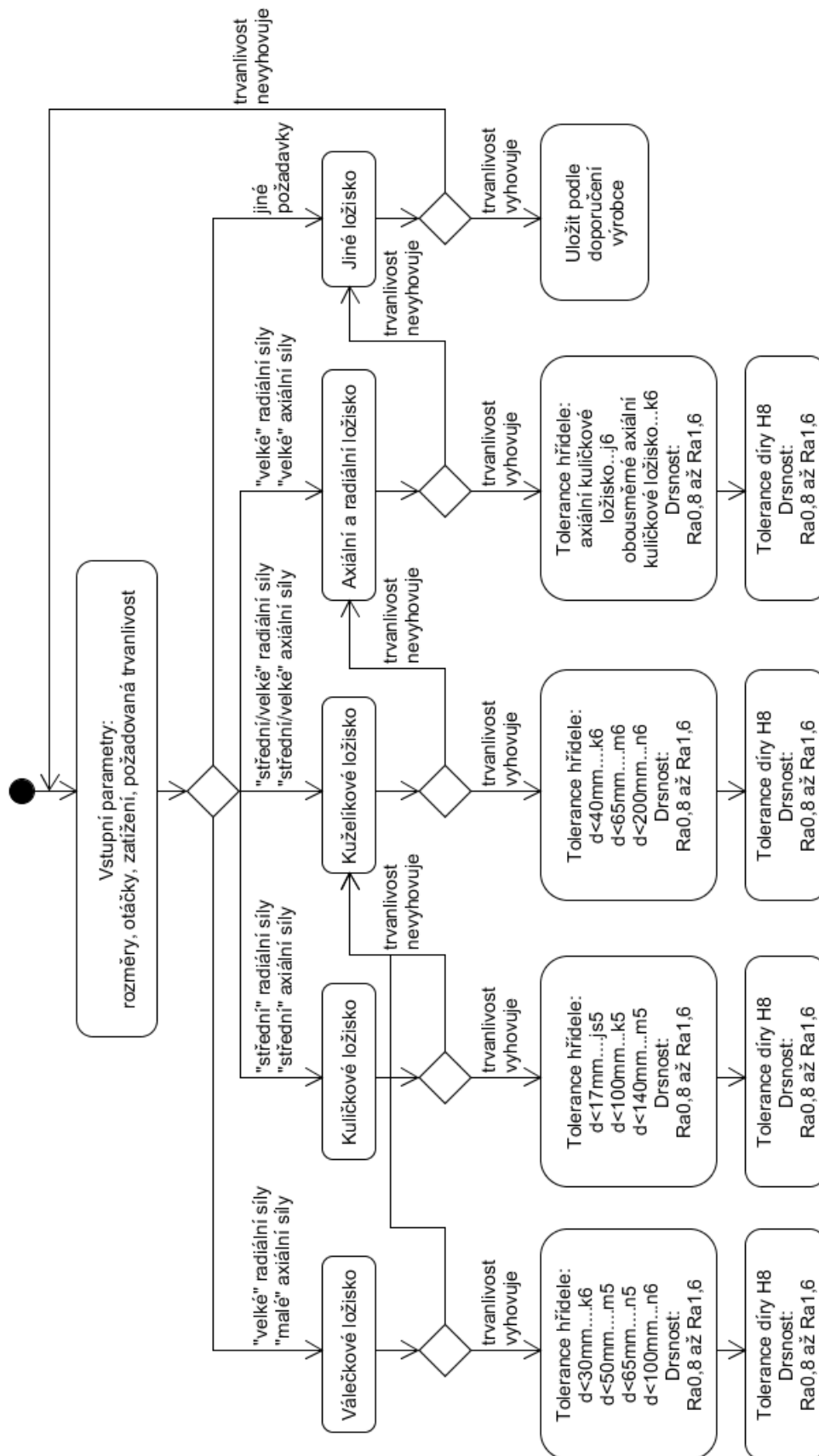
Průměr úložné plochy (mm)	Toleranční stupeň průměru		
	IT7	IT6	IT5
do 80	1,6	0,8	0,4
přes 80 do 500	1,6	1,6	0,8
přes 500 do 1250	3,2	1,6	1,6

## Maximální přípustná nesouosost (naklopení)

Zde jsou uvedeny přibližné dovolené hodnoty nesouososti (naklopení).

- Jednořadá kuličková ložiska: 2 až 10 minut
- Jednořadá kuželíková ložiska: 2 až 4 minuty
- Jednořadá válečková ložiska: 2 až 4 minuty

Jakákoli nesouosost zvyšuje hlučnost ložiska a zkracuje provozní trvanlivost ložiska. [9]



Obrázek 3.9 Schéma výběru včetně doporučeného uložení ložiska

### 3.5 Hřídelové těsnící kroužky

Hřídelový těsnící kroužek je těsnící prvek určený pro utěsnění otáčejících se hřídelů a dalších strojních součástí. Hřídelový těsnící kroužek zadržuje mazivo v ložisku a případné vnější nečistoty mimo ložisko. Čistota ložiska a správné mazání zvyšuje spolehlivost a trvanlivost ložiska, zároveň snižuje tření a chrání ložisko před korozí. Hřídelové těsnící kroužky se vyrábějí s tolerancemi v souladu s normami: ISO 6194 – Rotary shaft lip-type seals (Rotační hřídelová těsnění) případně DIN 3760 – Radial-Wellendichtringe (Hřídelové těsnící kroužky).

#### 3.5.1 Volba hřídelového těsnícího kroužku

Volba vhodného provedení a materiálu těsnícího kroužku pro danou aplikaci závisí na jejích provozních podmínkách. Volba vhodného těsnícího kroužku se provádí na základě těchto kritérií:

- Dostupný prostor
- Teplota
- Otáčky
- Házení a nesouosost
- Tlakový rozdíl
- Typ maziva
- Svislá nebo vodorovná orientace

#### 3.5.2 Uložení hřídelového těsnícího kroužku

Aby bylo dosaženo požadované těsnící funkce, spolehlivosti a životnosti měly by související stykové plochy hřídelové těsnícího kroužku splňovat následující požadavky.

##### **Tolerance rozměrů**

Průměr hřídele  $d$  v místě stykové těsnící plochy by měl být obroben v tolerancích maximálně ISO h11. Může být i ISO h8, h9, h10. Pokud se přes těsnící plochu přetahují díly uložené s přesahem, je třeba průměr hřídele zmenšit o 0,2 mm. Původně vybrané těsnění lze použít, aniž by byla nepříznivě ovlivněna těsnící výkonnost. [10]

Průměr díry tělesa  $D$  by měl být obroben v toleranci H8. [10]

##### **Kruhovitost**

Odchylka kruhovitosti hřídelové těsnící plochy musí být menší než 0,005 mm při max. 2 výstupcích nebo menší než 0,0025 mm při max. 7 výstupcích. [10]

Odchylka kruhovitosti válcové plochy díry by závislosti na provozních podmínkách měla být o 1 až 2 stupně lepší než H8. [10]

## Drsnost povrchu

Hodnoty drsnosti povrchu hřídelových těsnicích stykových ploch hřídelových těsnicích kroužků vypočítané podle postupů popisovaných v normě ISO 4288 by se měly nacházet v mezích:

- $Ra = 0,2$  až  $0,5\mu m$
- $Rz = 1,2$  až  $3\mu m$

Nižší hodnota  $Ra$  je minimální hodnotou. Použití nižší hodnoty nepříznivě ovlivňuje přívod maziva k těsnicímu břítu. Nárůst teploty způsobený nedostatečným mazáním, zvláště při vysokých obvodových rychlostech, může způsobit ztvrdnutí a popraskání těsnicího břítu a v konečném důsledku i předčasnému selhání těsnění. Příliš velká drsnost těsnicí stykové plochy vede k nadměrnému opotřebení těsnicího břítu a zkrácení provozní životnosti těsnění. Těsnicí styková plocha by měla být bez jakéhokoli poškození, rýh, prasklin, rzi či otřepů a náležitě chráněna až do provedení montáže. [10]

Drsnost povrchu válcové plochy díry tělesa by se podle normy ISO 4288 měla nacházet v mezích:

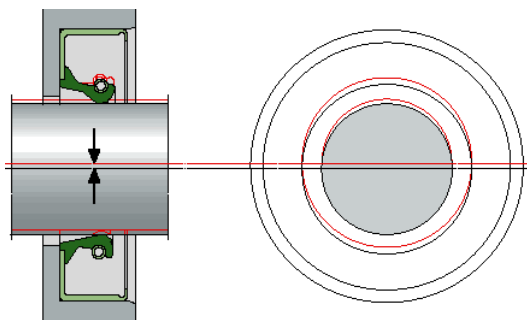
- $Ra = 1,6$  až  $3,2\mu m$
- $Rz = 6,3$  až  $12,5\mu m$

## Tvrдость povrchu

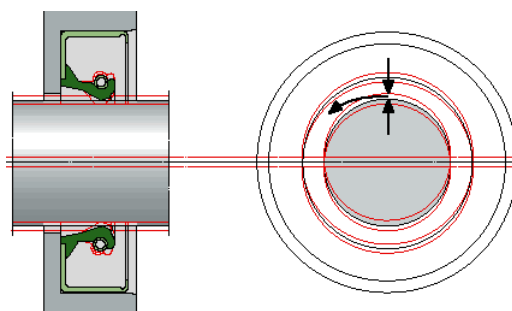
*„Tvrдость povrchu těsnicí plochy těsnění by měla být minimálně 30 HRC. Pokud by při přepravě nebo montáži mohlo dojít k poškození těsnicí plochy, je třeba tuto hodnotu zvýšit na 45 HRC.“* [10]

## Souosost a házení

Odchylka souososti a dynamického házení hřídele jsou dva z mnoha provozních parametrů, které ovlivňují výkonnost a provozní životnost těsnění (obr. 3.10 a 3.11). Proto by měly být co nejmenší, zejména v případech, kdy na těsnění z obou stran působí rozdílné tlaky. Celková součtová odchylka by nikdy neměla překročit 1,3 násobek hodnoty přípustné odchylky souososti. [10] Přípustné hodnoty úchytek souososti a házení pro těsnění se odvíjí od rychlosti otáček a určují z diagramu, který poskytuje výrobce.



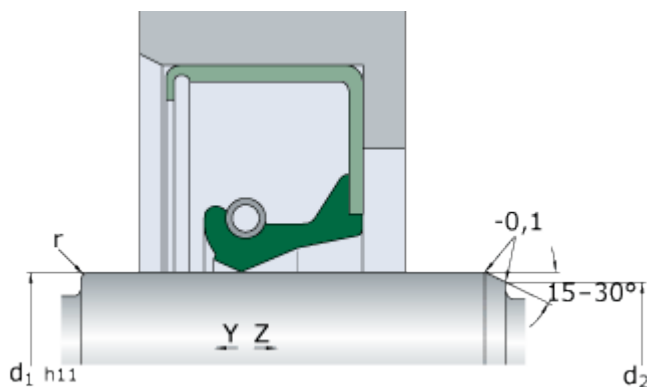
Obrázek 3.10 Znárodnění souososti [10]



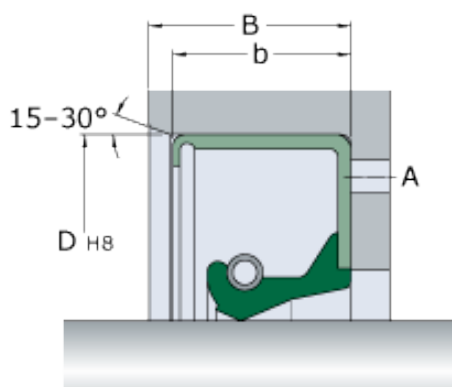
Obrázek 3.11 Znárodnění házení [10]

## Sražení náběhových hran

Hrany konce hřídele a osazení se doporučuje srazit pod úhlem 15 až 30° nebo zaoblit, aby při montáži hřídelových těsnicích kroužků nedošlo k poškození těsnicích břitů. Sražení hrany by mělo být bez otřepů a poloměr zaoblčení  $r$  by mělo odpovídat hodnotám doporučeným výrobcem (obr. 3.12). [10]



Obrázek 3.12 Umístění těsnění na hřídeli [10]



Obrázek 3.13 Umístění těsnění v úložné díře [10]

Díra v tělese by měla být opatřena sražením hrany pod úhlem 15 až 30°, aby nedošlo k poškození těsnění při montáži. Sražení hrany by mělo být bez otřepů a poloměr zaoblčení  $r$  mezi úložnou plochou těsnění a osazením by mělo odpovídat hodnotám doporučeným výrobcem (obr. 3.13).

Hloubka úložné díry rozměru  $B$  v tělese pro těsnění s kovovým pouzdem nebo kovovými výztuhami by měla být alespoň o 0,3 mm větší než jmenovitá šířka těsnění  $b$ . [10]

Těsnění bez kovových výztužných prvků se vyrábějí s většími rozměry, než je průměr a hloubka díry tělesa, aby bylo zajištěno jejich náležité stlačení a stabilita. Skutečná šířka těsnění je přibližně o 0,4 až 0,8 mm větší než hloubka díry  $B$ . [10]

Pro usnadnění demontáže těsnění lze osazení tělesa ve fázi návrhu opatřit dírami  $A$  (obr. 3.13). [10]

### 3.6 Rozměrové obvody

Rozměry součástí se vyrábějí s různými stupni přesnosti, a pokud by se měly součásti spojovat do větších celků, je nutné zajistit jejich požadovaný vztah. Například aby součásti byly smontovatelné nebo aby byl zajištěn dostatečný přesah pro deformaci například těsnění. „Související funkční rozměry jednotlivých součástí vytvářejí v postupné skladbě soubor na sobě závislých rozměrů, které na sebe navazují tak, že tvoří geometricky uzavřený obvod (rozměrový obvod)“ [2]. Řešením rozměrových obvodů se zjistí, jaké úchytky musí mít jednotlivé funkční rozměry součástí, aby jako celek vyhovovaly zadaným požadavkům. Rozměrové obvody mohou být jednorozměrné, rovinné nebo prostorové. V tom textu bude věnována pozornost pouze jednorozměrným obvodům.

Metody řešení rozměrových obvodů:

1. **Metoda úplné zaměnitelnosti** – Řešení je založeno na principu nejnepríznivějších variant. Při řešení se uvažují pouze krajní rozměry a jejich nejnepríznivější kombinace. [2]
2. **Metoda neúplné zaměnitelnosti** – Řešení může být založeno na pravděpodobnostní metodě, metodě skupinové zaměnitelnosti, metodě přizpůsobení nebo seřízení. [2]

Dále bude vysvětlena a bude se používat pouze metoda úplné zaměnitelnosti.

#### 3.6.1 Metoda úplné zaměnitelnosti

Díky uvažování pouze nejnepríznivějších variant metoda zajišťuje vždy požadovaný vztah. Pro řešení rozměrových obvodů je potřeba znát tyto pojmy:

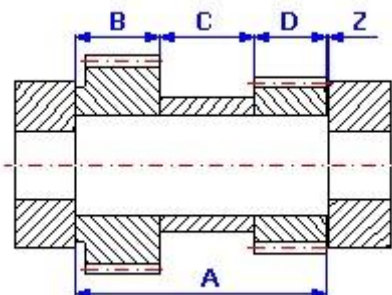
**Uzavírací člen** – člen rozměrového obvodu, který je výchozí při zadání úlohy, nebo je výsledkem při řešení úlohy. Uzavírací člen je pouze jeden, často jím jsou nezakótované rozměry na výkrese. Jako uzavírací člen se zpravidla volí vůle nutná pro smontování nebo přesah nutný pro zajištění určité funkce atd.

**Zvětšující člen** – člen rozměrového obvodu, jehož zvětšováním se zvětšuje uzavírací člen.

**Zmenšující člen** – člen rozměrového obvodu, jehož zvětšováním se zmenšuje uzavírací člen.

**Kompenzační člen** – člen rozměrového obvodu, jehož změnou se dosahuje požadovaná přesnost uzavíracího členu.

**Společný člen** – člen rozměrového obvodu, který současně náleží k několika rozměrovým obvodům.



Obrázek 3.14 Rozměrový obvod

Vstupními hodnotami rozměrového obvodu jsou mezní rozměry jednotlivých členů a požadavek na uzavírací člen. Před výpočtem se nejprve určí zvětšující a zmenšující členy. Poté dle konkrétního rozměrového obvodu se sestaví rovnice pro krajní hodnoty uzavíracího členu. Provede se výpočet a porovná se s požadavkem na uzavírací člen. Pokud výsledky nevyhovují, vhodně se pozmění rozměr zpravidla kompenzačního členu nebo jiných členů rozměrového obvodu. Pro rozměrový obvod na obrázku (obr. 3.14) je ukázán postup výpočtu.

Postup výpočtu rozměrového obvodu:

**1. Určení členů obvodu:**

*Uzavírací člen = Z*

*Zvětšující člen = A*

*Zmenšující členy = {B, C, D}*

**2. Sestavení rovnic:**

Pro maximální rozměr Z:

$$Z_{max} = A_{max} - (B_{min} + C_{min} + D_{min}) \quad (3.1)$$

Pro minimální rozměr Z:

$$Z_{min} = A_{min} - (B_{max} + C_{max} + D_{max}) \quad (3.2)$$

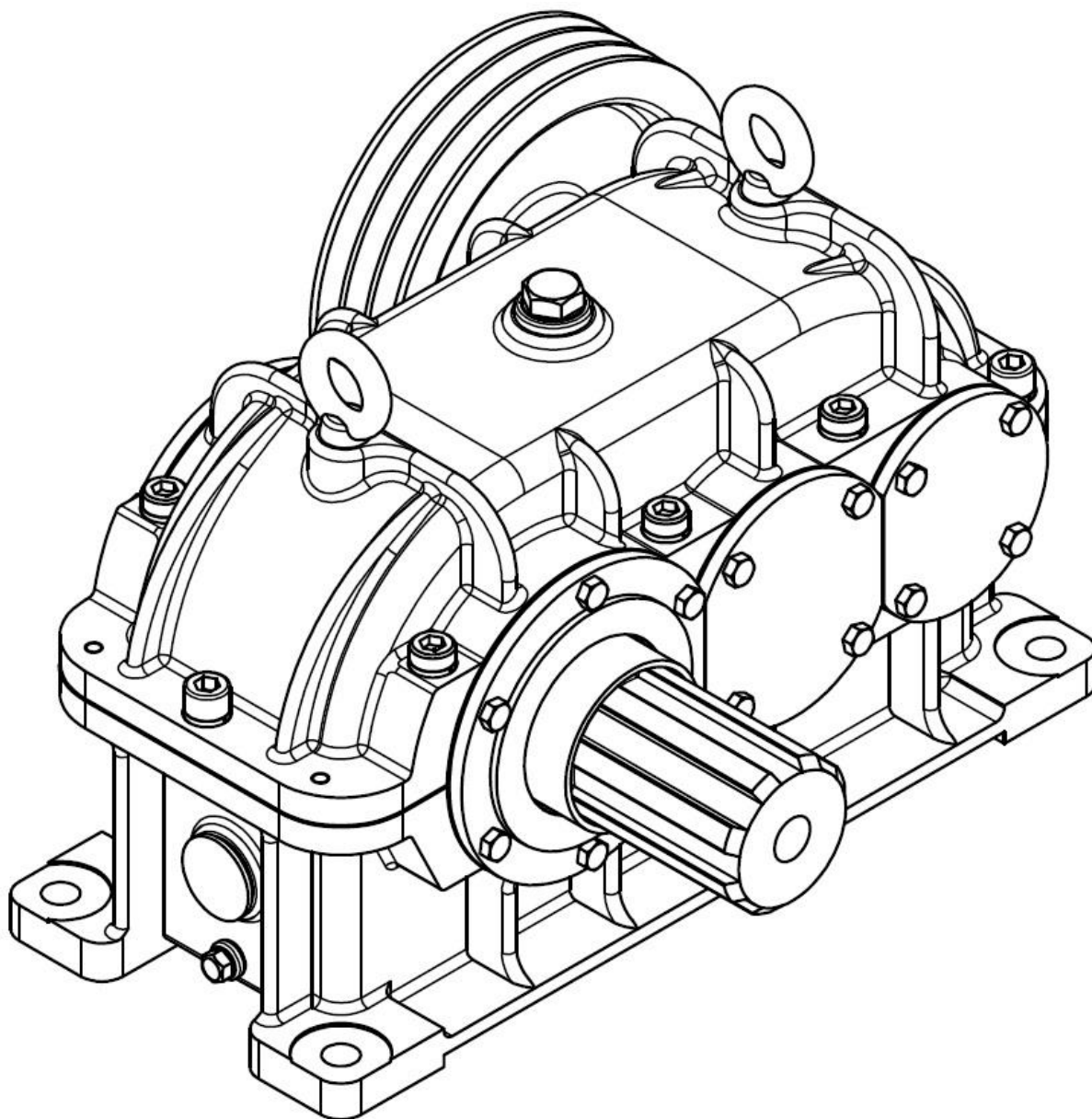
**3. Porovnání výsledku s požadavkem na uzavírací člen:**

Pokud výsledek nevyhovuje požadavku na uzavírací člen, vhodně se pozmění krajní rozměry kompenzačního členu nebo pokud je to možné jiných členů rozměrového obvodu. Výpočet se opakuje, dokud se nedosáhne požadovaného výsledku.

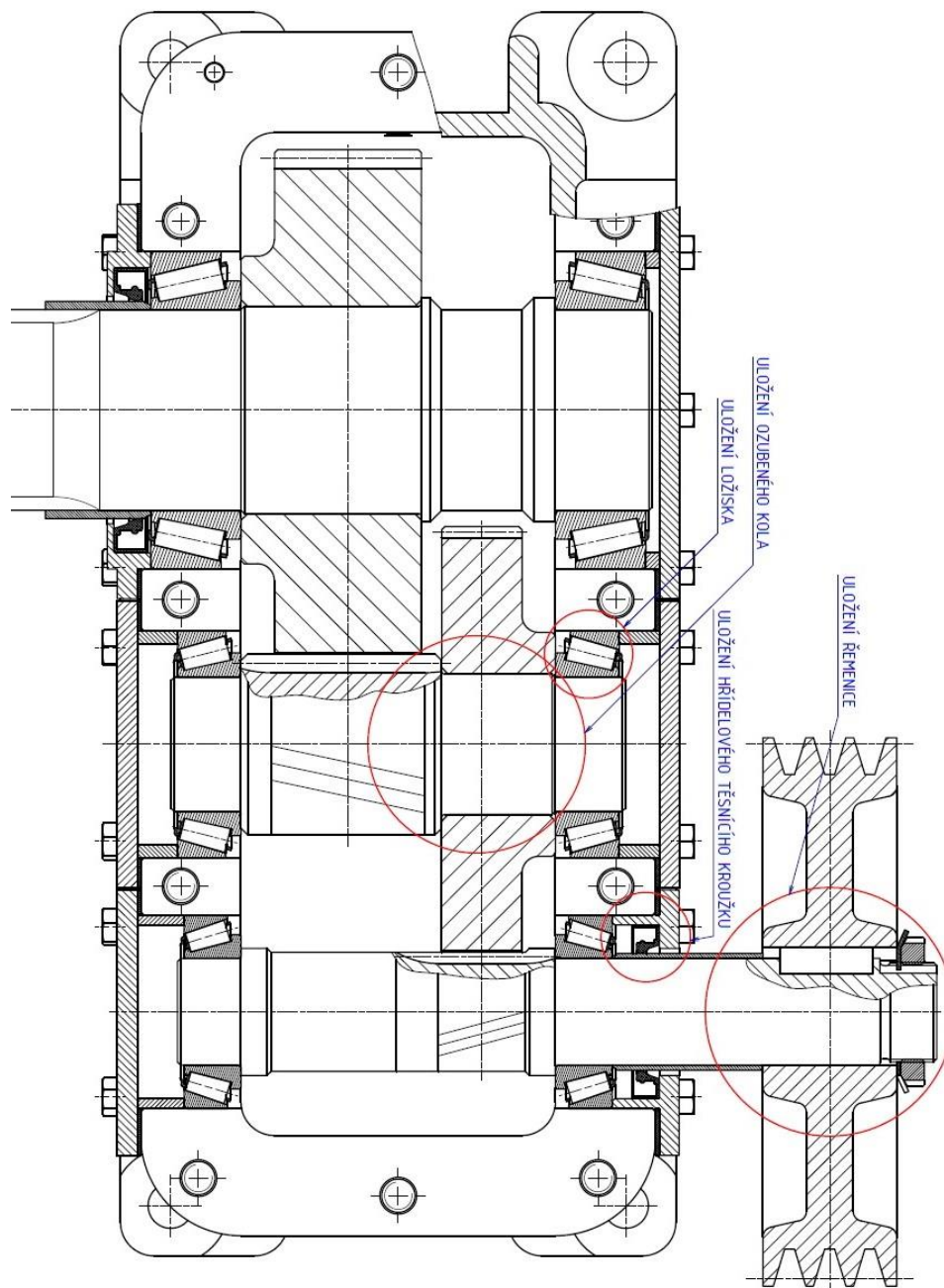


## 4 Aplikace poznatků na dvoustupňovou převodovku

Před samotným tolerováním byly provedeny všechny potřebné návrhy a návrhové výpočty například: rozměry ozubených kol, osové vzdálenosti kol, průměry hřídelů atd. Podle vypočtených parametrů byly postupně vybírány kupované díly a konstruovány vyráběné díly. Následně byly díly sestaveny a byla navržena převodovka (obr. 4.1). Na výsledné převodovce byla označena kritická, kde se řešilo tolerování jednotlivých dílů. V následujícím textu budou ve smyslu tolerování podrobně vyřešena označená kritická místa na obrázku (obr. 4.2).



Obrázek 4.1 Pohled na převodovku



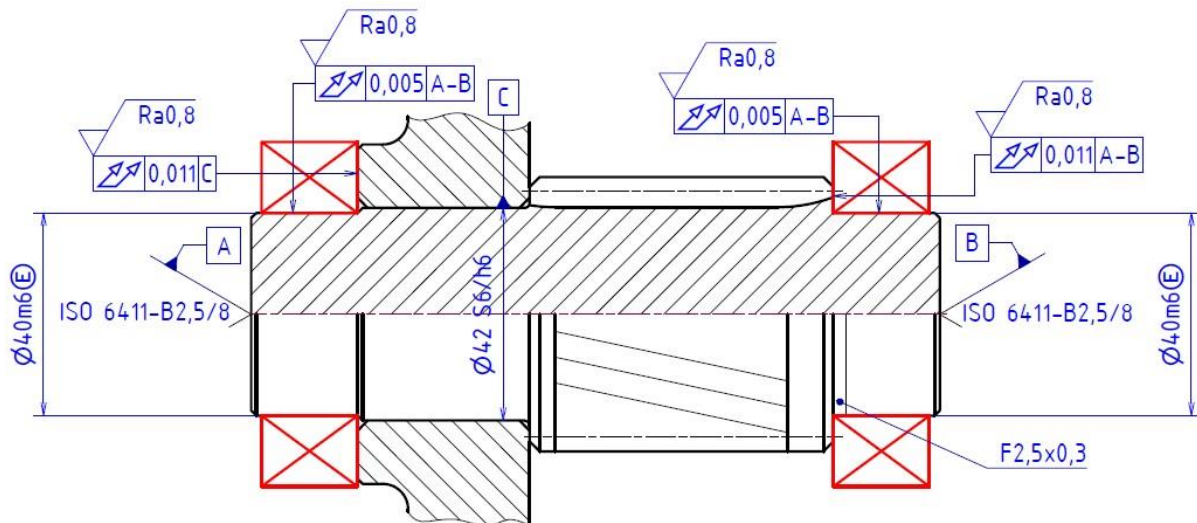
Obrázek 4.2 Označení kritických míst ve smyslu tolerování na převodovce

## 4.1 Uložení ložiska

Na základě potřebných parametrů (dostupný prostor, zatížení, potřebná trvanlivost atd.) se vybralo z katalogu vhodné ložisko. Jako vhodné ložiska byla vybrána kuželíková ložiska z důvodu velké radiální a axiální únosnosti při malých rozměrech. Kuželíková ložiska byla použita na všech hřídelích a ve všech případech uložena „do X“. Z tabulek v katalogu výrobce byly podle parametrů zatížení odečteny hodnoty doporučených rozměrových tolerancí dosedacích ploch ložiska jak na hřídeli, tak v tělese skříně. Podle třídy přesnosti ložiska byly podle doporučení výrobce navrženy geometrické tolerance a drsnosti dosedacích ploch jak na hřídeli, tak v tělese skříně. Jako příklad tolerování je zde uvedeno uložení ložiska na hřídeli 2, jak je vyznačeno na obrázku (obr. 4.2).

### Tolerování úložných ploch na hřídeli

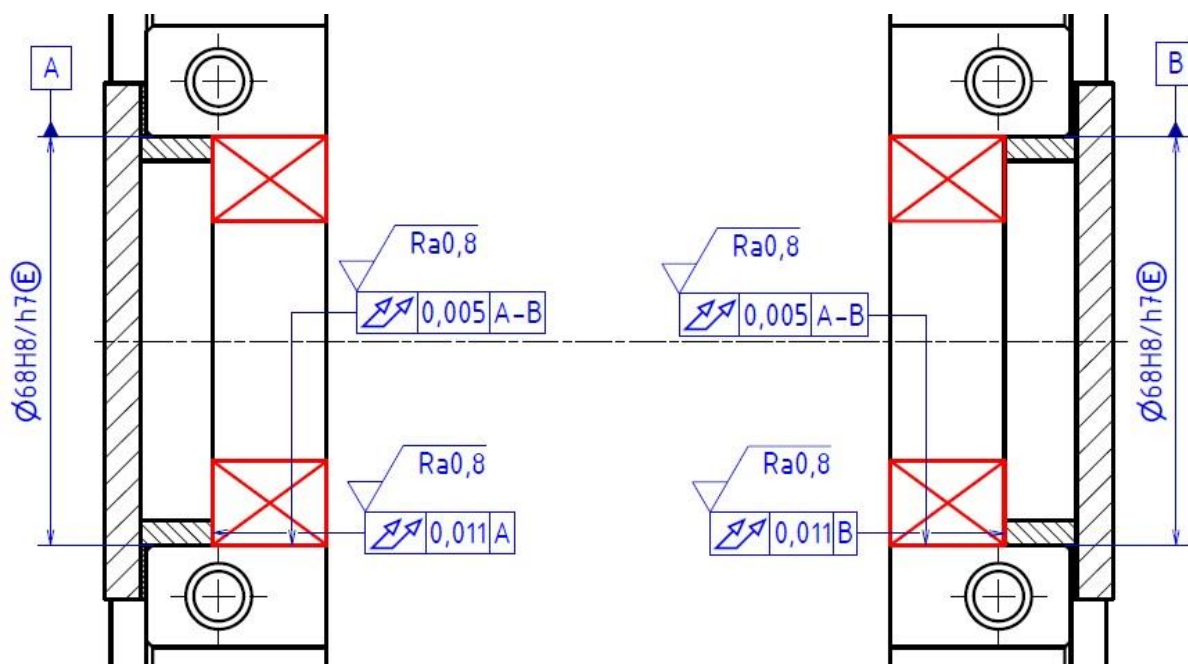
Podle zatížení ložiska byla z tabulek výrobce odečtena a zvolena tolerance průměru válcové dosedací plochy na hřídeli  $\varnothing 40m6(E)$  s požadavkem obálky. Podle třídy přesnosti ložiska byly zvoleny výrobcem doporučené maximální hodnoty na celkové házení válcových dosedacích ploch  $0,005\mu m$  a bočních dosedacích ploch  $0,011\mu m$ . Celkové házení se vztahuje k ose hřídele. Pro levé ložisko, které se opírá o nalisované ozubené kolo, je celkové házení boční dosedací plochy vztahováno na osu ozubeného kola. U pravého ložiska přechod válcové dosedací plochy a boční dosedací plochy je opatřen zápichem typu F, aby ložisko bylo správně usazeno a aby dosedací plochy bylo možné brousit na požadovanou drsnost. Drsnost dosedacích ploch byla podle doporučení výrobce zvolena na hodnotu  $Ra0,8$ . Tolerování úložných ploch ložiska na hřídeli je znázorněno na obrázku (obr. 4.3). Obrázek je pro přehlednost zjednodušený a jsou kótovány pouze plochy, které souvisí s ložisky.



Obrázek 4.3 Tolerování úložných ploch ložiska na hřídeli

### Tolerování úložných ploch ve skříni

Z tabulek výrobce byla odečtena a zvolena tolerance průměru válcové dosedací plochy ve skříni  $\varnothing 68H8(E)$  s požadavkem obálky. Podle třídy přesnosti ložiska byly navrženy hodnoty celkového házení úložných ploch. Celkové házení válcových ploch má hodnotu  $0,005\mu m$  a vztahují se k ose díry. Celkové házení bočních ploch má hodnotu  $0,011\mu m$  a vztahuje se k ose distančního kroužku. Drsnosti dosedacích ploch jsou dle doporučení výrobce navržena na hodnotu  $Ra0,8$ . Tolerování úložných ploch ložiska ve skříni je zobrazeno na obrázku (obr. 4.4). Obrázek je pro přehlednost zjednodušený a jsou kótovány pouze plochy, které souvisí s ložisky.



Obrázek 4.4 Tolerování úložných ploch ložiska ve skříni

## 4.2 Uložení řemenice

Řemenice je uložena na válcovém konci hřídele 1 a axiálně je zajištěna z jedné strany trubkou a z druhé strany KM maticí. V tomto případě pero svou únosností dostatečně vyhovuje. Protože spojení pomocí pera je oproti drážkování ekonomičtější, je přenos momentu zajištěn pomocí těsného pera dle normy ČSN 02 2562.

### Tolerování válcových ploch

Vnitřní válcová plocha řemenice a vnější válcová plocha hřídele jsou uloženy v přechodném uložení, konkrétně  $\varnothing 32 H7/k6$ . Hodnoty drsnosti obou válcových ploch jsou  $Ra0,8$ .

### Tolerování na bocích pera

Pro uložení boků pera v drážce hřídele a v drážce řemenice bylo dle normy shodně zvoleno uložení  $10 P9/e7$  s hodnotou drsnosti opět shodně  $Ra3,2$ . Toto uložení je uložení s přesahem.

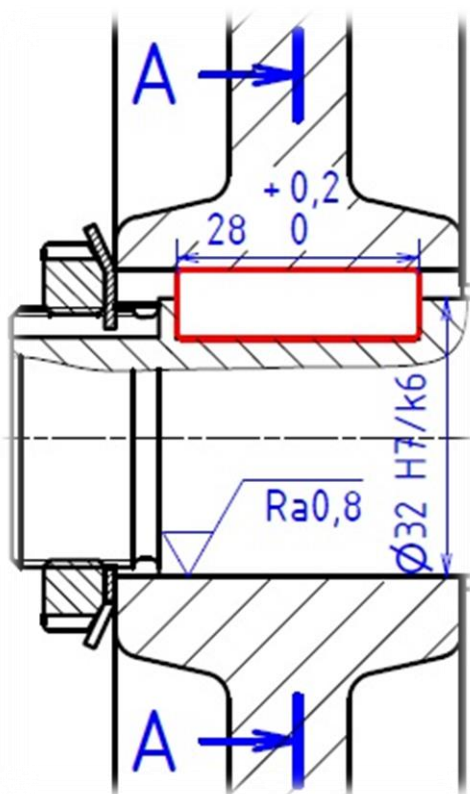
### Tolerování na výšce pera

Uložení ve směru výšky pera je dáno úchytkami předepsanými normou a je vždy s vůlí.

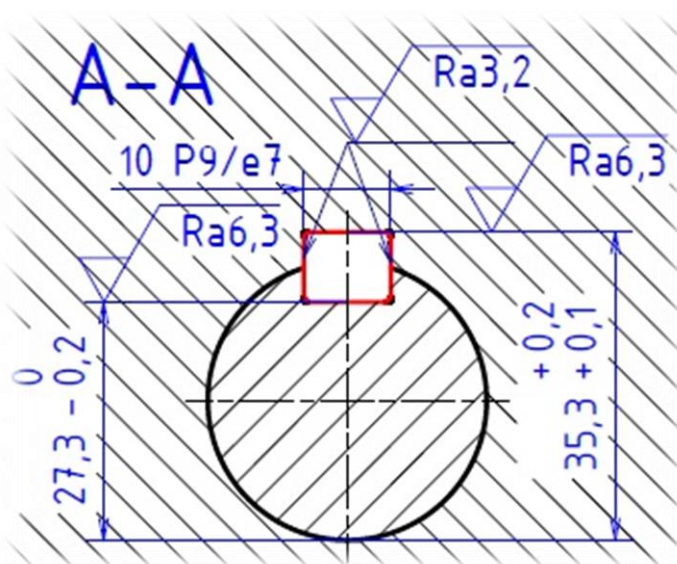
### Tolerování na délce pera

Uložení ve směru výšky pera je dáno úchytkami předepsanými normou a je vždy s vůlí.

Tolerování těsného pera je předvedeno na následujících obrázcích (obr. 4.5 a 4.6). Na obrázcích je pro přehlednost zobrazeno pouze tolerování rozměrů souvisejících s perem.



Obrázek 4.5 Tolerování spojení pomocí pera



Obrázek 4.6 Tolerování spojení pomocí pera v řezu

### 4.3 Uložení hřídelového těsnícího kroužku

Hřídelové těsnící kroužky byly použity na vstupním a výstupním hřídeli. Zde je pro ukázkou zobrazeno tolerování úložných ploch hřídelové těsnícího kroužku na vstupním hřídeli. Podle dostupných rozměrů byl vybrán vhodný těsnící kroužek a podle doporučení výrobce uložen.

#### Tolerování těsnící plochy

Pro těsnící plochu byla podle doporučení výrobce navržena rozměrová tolerance  $h11$  a hodnota drsnosti plochy v mezích od  $Ra0,2$  až  $Ra0,4$ . Požadavek na  $Rz_{max}$  je zajištěn vztahem mezi  $Ra$  a  $Rz$ . Výrobce také udává maximální hodnoty sousosti a házení. Hodnota házení se vešla do mezí nepředepsaných tolerancí ISO 2768 – mK, proto byla přímo předepsána pouze hodnota sousosti.

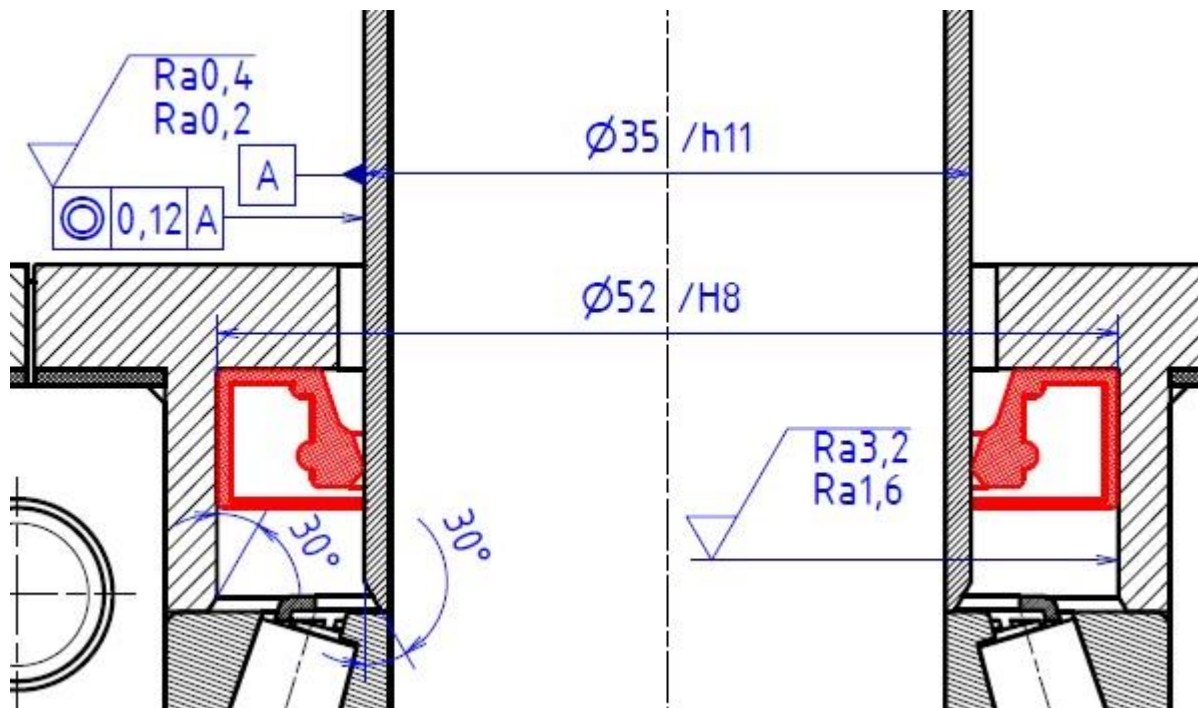
#### Tolerování úložné plochy

Pro úložnou plochu byla podle doporučení výrobce navržena tolerance  $H8$  a drsnost v mezích  $Ra1,6$  až  $Ra3,2$ . Požadavek na  $Rz_{max}$  je zajištěn vztahem mezi  $Ra$  a  $Rz$ .

#### Sražení hran

Aby se při montáži těsnící kroužek nepoškodil, výrobce doporučuje srazit hrany, přes které se bude kroužek nasazovat v rozmezí  $15^\circ$  až  $30^\circ$ . Pro tyto hrany bylo navrženo sražení v úhlu  $30^\circ$ .

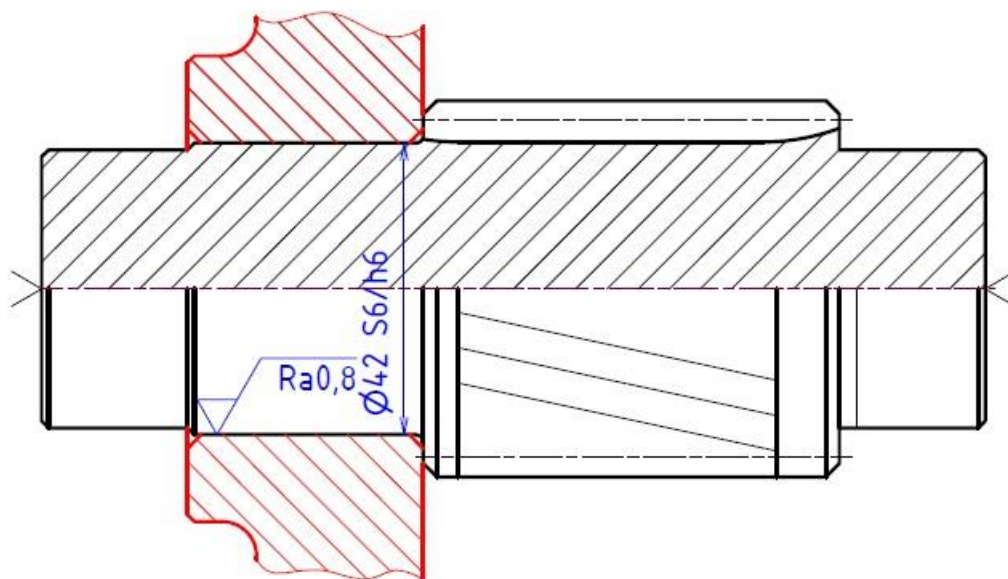
Tolerování souvisejících ploch těsnícího kroužku je zobrazeno na obrázku (obr. 4.7). Obrázek je zjednodušený a jsou zobrazeny pouze tolerance vztahující se k těsnicímu kroužku.



Obrázek 4.7 Tolerování stykových ploch těsnícího kroužku

#### 4.4 Uložení ozubeného kola na hřídeli

Přenos krouticího momentu mezi ozubeným kolem a hřídelem bude zprostředkován nalisováním. Uložení tedy bude s přesahem. Velikost přesahu byla výpočtem navržena tak aby přenesla požadovaný krouticí moment a zároveň aby nalisované díly velikost přesahu pevnostně vydržely. Z výpočtu vyšlo pro vyznačené ozubené kolo uložení  $\varnothing 42$  S6/h6 a hodnota drsnosti Ra0,8. Pouze uložení je zobrazeno na obrázku (obr. 4.8).



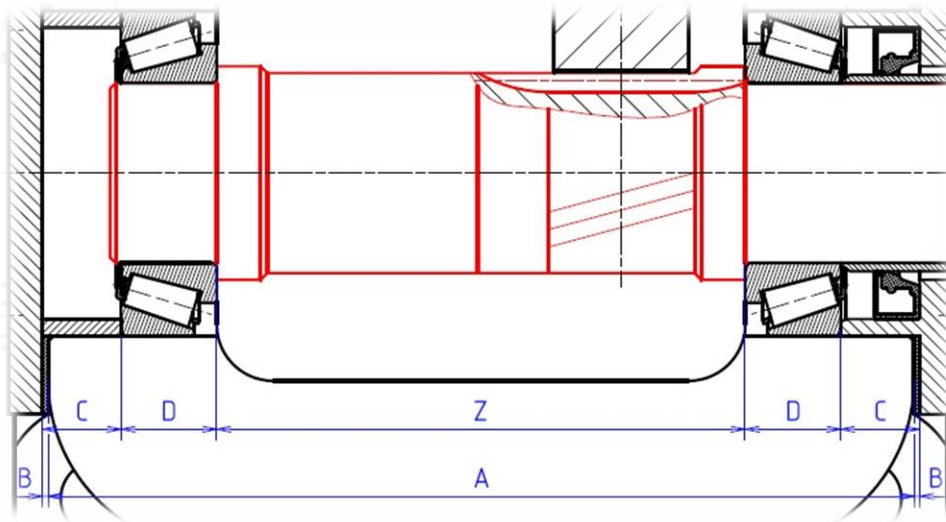
Obrázek 4.8 Uložení ozubeného kola lisováním

## 4.5 Řešené rozměrové obvody

Pro vyřešení rozměrových obvodů bylo vybráno uložení hřídelů ve skříní s ohledem na nutné předpjetí ložisek a utěsnění víček před únikem oleje.

### 4.5.1 Uložení Hřídele 1 v převodové skříní

Vyřešení rozměrového obvodu budou získány rozměry na hřídeli 1 tak aby bylo možné předpnout kuželiková ložiska a zároveň aby víčka byla utěsněna (obr. 4.9).



Obrázek 4.9 Rozměrový obvod na hřídeli 1

Zvětšující členy:

$$A = 154 \pm 0,1 \text{ mm}$$

$$B = \frac{1}{0,5} \text{ mm}$$

Zmenšující členy:

$$C = 14 \begin{matrix} -0,2 \\ -0,3 \end{matrix} \text{ mm}$$

$$D = 17 \begin{matrix} +0,1 \\ 0 \end{matrix} \text{ mm}$$

Rovnice pro uzavírací člen:

$$Z_{max} = A_{max} + 2 \cdot B_{max} - 2 \cdot C_{min} - 2 \cdot D_{min}$$

$$Z_{max} = 154,1 + 2 \cdot 1 - 2 \cdot 13,7 - 2 \cdot 17 = 94,7 \text{ mm}$$

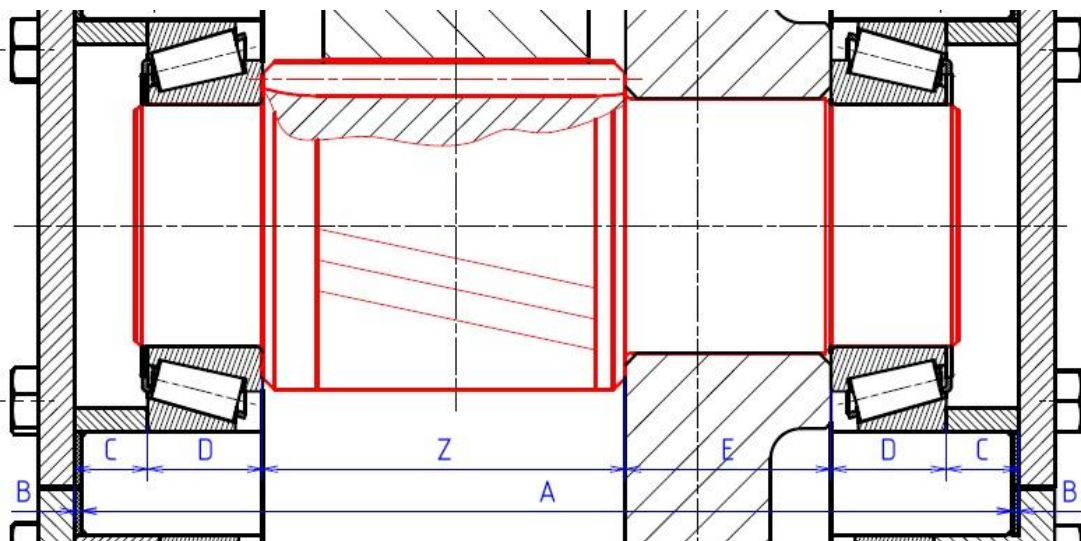
$$Z_{min} = B_{max} + 2 \cdot C_{max} + 2 \cdot D_{max} - A_{min}$$

$$Z_{min} = 153,9 + 2 \cdot 0,5 - 2 \cdot 13,8 - 2 \cdot 17,1 = 93,1 \text{ mm}$$

Výsledný rozměr uzavíracího členu byl zvolen  $Z = 94 \pm 0,1 \text{ mm}$ .

### 4.5.2 Uložení Hřídele 2 v převodové skříní

Vyřešení rozměrového obvodu budou získány rozměry na hřídeli 2 tak aby bylo možné předepnout kuželíková ložiska a zároveň aby víčka byla utěsněna (obr. 4.10).



Obrázek 4.10 Rozměrový obvod na hřídeli 2

Zvětšující členy:

$$A = 154 \pm 0,1 \text{ mm}$$

$$B = \frac{1}{0,5} \text{ mm}$$

Zmenšující člen:

$$C = 12 \begin{matrix} -0,2 \\ -0,3 \end{matrix} \text{ mm}$$

$$D = 19 \begin{matrix} +0,1 \\ 0 \end{matrix} \text{ mm}$$

$$E = 34 \pm 0,1 \text{ mm}$$

Rovnice pro uzavírací člen:

$$Z_{max} = A_{max} + 2 \cdot B_{max} - 2 \cdot C_{min} - 2 \cdot D_{min} - E_{min}$$

$$Z_{max} = 154,1 + 2 \cdot 1 - 2 \cdot 11,7 - 2 \cdot 19 - 33,9 = 60,8 \text{ mm}$$

$$Z_{min} = A_{min} + B_{max} - 2 \cdot C_{max} - 2 \cdot D_{max} - E_{max}$$

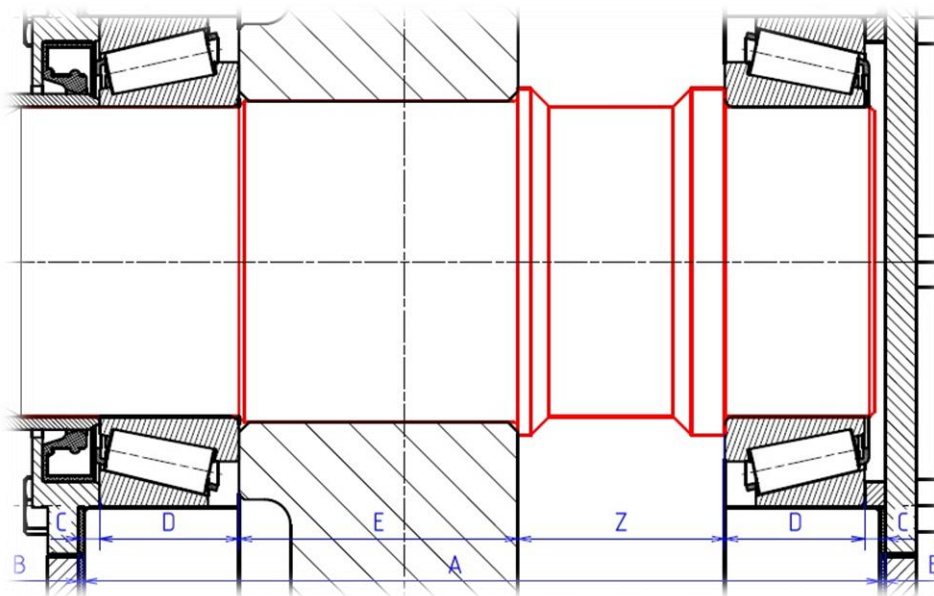
$$Z_{min} = 153,9 + 2 \cdot 0,5 - 2 \cdot 11,8 - 2 \cdot 19,1 - 34,1 = 59,1 \text{ mm}$$

Výsledný rozměr uzavíracího členu byl zvolen  $Z = 60 \pm 0,1 \text{ mm}$ .



### 4.5.3 Uložení Hřídele III v převodové skříní

Vyřešení rozměrového obvodu budou získány rozměry na hřídeli 3 tak aby bylo možné předepnout kuželíková ložiska a zároveň aby víčka byla utěsněna (obr. 4.11).



Obrázek 4.11 Rozměrový obvod na hřídeli 3

Zvětšující členy:

$$A = 154 \pm 0,1 \text{ mm}$$

$$B = \begin{matrix} 1 \\ 0,5 \end{matrix} \text{ mm}$$

Zmenšující člen:

$$C = 4 \begin{matrix} -0,2 \\ -0,3 \end{matrix} \text{ mm}$$

$$E = 54 \pm 0,1 \text{ mm}$$

$$D = 27 \begin{matrix} +0,1 \\ 0 \end{matrix} \text{ mm}$$

Rovnice pro uzavírací člen:

$$Z_{max} = A_{max} + 2 \cdot B_{max} - 2 \cdot C_{min} - 2 \cdot D_{min} - E_{min}$$

$$Z_{max} = 154,1 + 2 \cdot 1 - 2 \cdot 3,7 - 2 \cdot 27 - 53,9 = 40,8 \text{ mm}$$

$$Z_{min} = A_{min} + B_{min} - 2 \cdot C_{max} - 2 \cdot D_{max} - E_{max}$$

$$Z_{min} = 153,9 + 2 \cdot 0,5 - 2 \cdot 3,8 - 2 \cdot 54,1 - 34,1 = 39,1 \text{ mm}$$

Výsledný rozměr uzavíracího členu byl zvolen  $Z = 40 \pm 0,1 \text{ mm}$ .

## 5 Závěr

V úvodu práce byl přiblížen řídicí systém norem ISO GPS a popsány vztahy mezi normami. Zjednodušeně byly popsány délkové tolerance, jejich vyhodnocování, lícování, uložení, toleranční pásma a způsoby zápisu. Zjednodušeně byly popsány geometrické tolerance, jejich vyhodnocování, druhy geometrických tolerancí, způsoby zápisu a vzájemné vztahy s délkovými tolerancemi. Dále bylo zjednodušeně vysvětleno předepisování struktury povrchu, její vyhodnocení a vztah k ostatním tolerancím.

V další části práce byly vysvětleny požadavky, které kladou normalizované nebo kupované díly na ostatní díly v sestavě ve smyslu tolerování úložných dosedacích ploch. Pro navržení správného uložení byl vytvořen obecný návod, jak postupovat při tolerování. Byly uvedeny nejběžnější spojení pro přenos krouticího momentu hřídel-náboj, spojení pomocí pera a rovnobokého drážkování. Pro tyto spojení byly uvedeny způsoby výběru vhodného a správného tolerování souvisejících úložných ploch. Bylo vytvořeno rozhodovací schéma mezi výběrem spojení pomocí pera a rovnobokého drážkování včetně výsledného uložení vybraného spoje. Bylo také vysvětleno správné tolerování úložných ploch pro hřídelovou spojku. Dále byly uvedeny často používané nakupované díly nacházející se na převodovce, ložiska a hřídelové těsnící kroužky. Pro ložiska byly uvedeny postupy výběru správného ložiska a tolerování úložných dosedacích ploch. Bylo vytvořeno schéma výběru ložiska s jeho správným výsledným uložení. Pro hřídelové těsnící kroužky byl uveden postup výběru těsnícího kroužku a správné tolerování stykových ploch.

Tyto poznatky tolerování souvisejících dílů byly aplikovány na dvoustupňovou převodovku. Byly vybrány konkrétní části převodovky a na nich byl proveden návrh a rozbor použitých tolerancí s vysvětlením. Nakonec byly provedeny výpočty vybraných rozměrových obvodů na převodovce. Stanovené cíle se v rámci rozsahu bakalářské práce podařilo splnit.

## 6 Seznam použité literatury

- [1] POSPÍCHAL, Jaroslav. Technické kreslení. 3., přeprac. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-03214-5.
- [2] SLANEC, Karel. Konstruování: geometrická přesnost výrobků. 1. a 2. díl. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02864-X.
- [3] PETR, Karel. STROJÍRENSKÉ KONSTRUOVÁNÍ II. [přednáška]. In: SEPS ČVUT [online], [20. 3. 2017] Dostupné z: <http://www.seps.fs.cvut.cz/SK2>
- [4] LINKEOVÁ, I., NOVÁK, F.: Vybrané partie z technického kreslení, Gradient, Praha, 2004, ISBN 80-86786-01-3
- [5] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [6] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3.
- [7] KRŮŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. Strojírenská příručka: 24 oddílů v 8 svazcích. Praha: Scientia, 1994. ISBN 80-85827-59-X.
- [8] SKF CZ, a.s. [online]. Výrobky SKF pro přenos výkonu. Katalog výrobků ©2013.[únor 2013]. Dostupné z: [http://www.skf.com/binary/tcm:12-169875/11015\\_2%20CS\\_tcm\\_12-169875.pdf](http://www.skf.com/binary/tcm:12-169875/11015_2%20CS_tcm_12-169875.pdf)
- [9] SKF CZ, a.s. [online]. Rolling bearings. Katalog výrobků ©2016.[srpen 2016]. Dostupné z: [http://www.skf.com/binary/tcm:12-121486/10000\\_3%20EN%20webb\\_tcm\\_12-121486.pdf](http://www.skf.com/binary/tcm:12-121486/10000_3%20EN%20webb_tcm_12-121486.pdf)
- [10] SKF CZ, a.s. [online]. Hřídelová těsnění. Katalog výrobků ©2012.[duben 2012]. Dostupné z: [http://www.skf.com/binary/tcm:54-129139/10919\\_CZ\\_lowres\\_tcm\\_54-129139.pdf](http://www.skf.com/binary/tcm:54-129139/10919_CZ_lowres_tcm_54-129139.pdf)
- [11] KUGL, O. a kol.: Projekt - III. ročník. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-01-03205-1
- [12] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [13] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. Části strojů. Vyd. 5., přeprac. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. Technický průvodce. ISBN 80-03-000-46-7.
- [14] DRASTÍK, František. Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex, 1999. ISBN 80-85780-95-X.

## 7 Seznam obrázků

Obrázek 2.1 Klasifikace délkových rozměrů podle tvaru [3] .....	5
Obrázek 2.2. Taylorův princip [10] .....	7
Obrázek 2.3. Zleva: uložení s vůlí, uložení s přesahem, uložení přechodné .....	8
Obrázek 2.4. Polohy tolerančních polí.....	9
Obrázek 2.5. Způsoby zápisu tolerovaných rozměrů [4].....	9
Obrázek 2.6. Výkres zakótovaný bez geometrických tolerancí [3].....	11
Obrázek 2.7 Postup při vyhodnocování geometrických prvků součásti [3] .....	11
Obrázek 2.8. „Stanovení středu kružnice v průřezu: 1a – největší vepsaná kružnice, 1b – nejmenší opsaná kružnice, 2 – minimální mezikružší, 3 – kružnice nejmenších čtverců úchylek; vzájemná poloha středů v jednotlivých případech bude různá, jak ukazuje tvarová podrobnost. V konkrétním případě je nutno rozhodnout (předepsat), který prvek se zvolí, tj. zda obalový nebo střední.“ [2] .....	12
Obrázek 2.9. Toleranční rámeček a základna [1] .....	13
Obrázek 2.10. Poloha základen a tolerancí vůči kótovací čáře [1].....	14
Obrázek 2.11. Schéma profiloměru .....	15
Obrázek 2.12. Vlnové délky filtrů profilu [2].....	16
Obrázek 2.13. Největší výška výstupků, největší prohlubeň výstupků a největší výška profilu [2].....	16
Obrázek 2.14. Výška prvků profilu [2].....	16
Obrázek 2.15. Abbott Firestoneova křivka [2] .....	17
Obrázek 2.16. Základní značka struktury .....	17
Obrázek 2.17. Tvary značky struktury povrchu.....	18
Obrázek 2.18 Vztah drsnosti a tolerance [3].....	18
Obrázek 3.1. Schéma postupu návrhu a tolerování.....	19
Obrázek 3.2 Spojení těsným perem [7].....	20
Obrázek 3.3 Schéma pro výběr spojení pro přenos krouticího momentu včetně výsledného uložení.....	22
Obrázek 3.4 Rovnoboká drážkování podle ČSN 01 4942 [7] .....	23
Obrázek 3.5 Drážky v hřídeli a náboji [5] .....	24
Obrázek 3.6 Nejběžnější uložení ložisek. Loose fit – uložení s vůlí, Transition fit – přechodné uložení, Interference fit – uložení s přesahem [9].....	26
Obrázek 3.7 Geometrické tolerance pro úložné plochy ložiska v tělese [9].....	27
Obrázek 3.8 Geometrické tolerance pro úložné plochy ložiska na hřídeli [9].....	27
Obrázek 3.9 Schéma výběru včetně doporučeného uložení ložiska .....	29
Obrázek 3.10 Znázornění sousostí [10]    Obrázek 3.11 Znázornění házení [10].....	31
Obrázek 3.12 Umístění těsnění na hřídeli[10]    Obrázek 3.13 Umístění těsnění v úložné díře [10] .....	32
Obrázek 3.14 Rozměrový obvod .....	34
Obrázek 4.1 Pohled na převodovku .....	35
Obrázek 4.2 Označení kritických míst ve smyslu tolerování na převodovce .....	36
Obrázek 4.3 Tolerování úložných ploch ložiska na hřídeli .....	37
Obrázek 4.4 Tolerování úložných ploch ložiska ve skříní.....	38

Obrázek 4.5 Tolerování spojení pomocí pera	Obrázek 4.6 Tolerování spojení pomocí pera v řezu	39
Obrázek 4.7 Tolerování stykových ploch těsnícího kroužku		40
Obrázek 4.8 Uložení ozubeného kola lisováním		40
Obrázek 4.9 Rozměrový obvod na hřídeli 1		41
Obrázek 4.10 Rozměrový obvod na hřídeli 2		42
Obrázek 4.11 Rozměrový obvod na hřídeli 3		43

## 8 Seznam tabulek

Tabulka 2.1. Maticový model - přehled řídicího plánu GPS [2] .....	3
Tabulka 2.2. Znázornění řetězců pro všeobecné normy GPS [2] .....	4
Tabulka 2.3. Modifikátory specifikace lineárního rozměru [3].....	6
Tabulka 2.4. Všeobecné modifikátory specifikace rozměru [3] .....	7
Tabulka 2.5. Předepisování tolerancí tvaru a polohy na výkrese [5].....	13
Tabulka 2.6. Symboly pro označení závislých tolerancí [2].....	14
Tabulka 3.1 Dovolenny tlak na boky pera z oceli s $R_m \geq 500\text{Mpa}$ , tvrzené boky s tvrdosti HRC $\geq 35$ až 45 [6] .....	20
Tabulka 3.2 Uložení per v drážce (tučné hodnoty jsou běžné) [7] .....	21
Tabulka 3.3 Uložení délky pera v drážce hřídele (rozměry jsou v mm).....	21
Tabulka 3.4 Dovolenny tlak na boky zubů z oceli s $R_m \geq 500\text{Mpa}$ , tvrzené boky s tvrdosti HRC $\geq 55$ [7] .....	23
Tabulka 3.5 Doporučená uložení drážkových profilů včetně drsností stykových ploch .....	24
Tabulka 3.6 Tolerance souměrnosti (rozměry v mm) [5] .....	24
Tabulka 3.7 Geometrické tolerance pro úložné plochy ložisek na hřídelích a v tělesech [9]..	28
Tabulka 3.8 Doporučené hodnoty drsnosti Ra ( $\mu\text{m}$ ) [9] .....	28

## 9 Seznam příloh

Příloha 1. Výkres č. 6B4-0106 – HŘÍDEL 1

Příloha 2. Výkres č. 6B4-0107 – HŘÍDEL 2

Příloha 3. Výkres č. 6B4-0108 – HŘÍDEL 3

Příloha 4. Výkres č. 6B4-0104 – KOLO 2

Příloha 5. Výkres č. 6B4-0105 – KOLO 4

Příloha 6. Výkres č. 6B4-0100 – SESTAVA PŘEVODOVKY

Příloha 7. Kusovník č. 6B4-010K – SESTAVA PŘEVODOVKY