



**FAKULTA
ŠROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Aplikace rozměrových a geometrických
tolerancí na převodovku**

**Application of Size and Geometrical
Tolerances on Gearbox**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2019

Vojtěch PETERKA

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD ŠROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. František Starý



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení:	Peterka	Jméno:	Vojtěch	Osobní číslo:	423383
Fakulta/ústav:	Fakulta strojní				
Zadávací katedra/ústav:	Ústav konstruování a částí strojů				
Studijní program:	Teoretický základ strojního inženýrství				
Studijní obor	bez oboru				

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce: _____
Aplikace rozměrových a geometrických tolerancí na převodovku

Název bakalářské práce anglicky: _____
Application of Size and Geometrical Tolerances on Gearbox

Pokyny pro vypracování:
Cílem bakalářské práce je aplikace geometrických tolerancí na převodovku zkonstruovanou v rámci předmětu Konstrukční cvičení. Pro navrženou převodovku vytvořte návrhový výkres. V rámci práce zdůvodněte aplikaci jednotlivých rozměrových a geometrických tolerancí. Grafickým výstupem bude návrhový výkres převodovky.



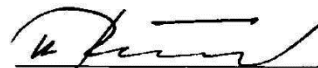
Seznam doporučené literatury: _____
KUGL, Otmar. Projekt - III. ročník. Vyd. 2. Praha: ČVUT, 2005. ISBN 80-01-03205-1.
Podklady k předmětu Strojírenské konstruování II.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce: _____
Ing. František Starý, ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce: _____

Datum zadání bakalářské práce: **30.10.2018** Termín odevzdání bakalářské práce: **21.01.2019**


Platnost zadání bakalářské práce: _____

 Ing. František Starý podpis vedoucí(ho) práce	 prof. Ing. Vojtěch Dinybyl, Ph.D. podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry	 prof. Ing. Michael Valášek, DrSc. podpis děkana(ky)
---	---	---

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

2.11.2018 Datum převzetí zadání

 Podpis studenta

PROHLÁŠENÍ:

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Aplikace rozměrových a geometrických tolerancí na převodovku“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Františka Starého a že jsem použitou literaturu jsem řádně uvedl v seznamu použité literatury na konci práce.

V Praze dne 6. ledna 2019

Vojtěch PETERKA

.....

PODĚKOVÁNÍ:

Děkuji Ing. Františkovi Starému za odborné vedení práce, ochotu a cenné rady poskytnuté při osobních i korespondenčních konzultacích a také za jeho čas věnovaný konzultacím i čtení a připomínkování předběžného textu práce. V neposlední řadě děkuji široké rodině za podporu při studiu. V poslední řadě děkuji všem, kteří se podíleli na korektuře práce a kvalitních faktických připomínkách.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Vojtěch PETERKA		
Název BP:	Aplikace rozměrových a geometrických tolerancí na převodovku.		
Anglický název:	Application of Size and Geometrical Tolerances on Gearbox		
Rok:	2019		
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství		
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový		
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů		
Vedoucí BP:	Ing. František Starý		
Bibliografické údaje:	počet stran	58	
	počet obrázků	45	
	počet tabulek	9	
	počet příloh	3	
Klíčová slova:	Geometrické tolerance, tolerance tvaru, tolerance orientace, tolerance směru, tolerance házení, Rozměrové obvody, metoda Worst Case.		
Keywords:	Geometrical tolerances, tolerances of form, tolerances of orientation, tolerances of location, tolerances of run-out, tolerance stack, Worst Case method.		
Anotace:	Tato práce se zabývá aplikací geometrických tolerancí a rozměrových obvodů na převodovku zkonstruovanou v rámci předchozího studia. V sekci geometrických tolerancí i rozměrových obvodů budou nejprve vysvětleny teoretické pojmy, které jsou důležité pro pochopení jejich aplikace na převodovku. V praktické části budou pak aplikovány principy vysvětlené v teoretické části, a jejich použití zdůvodněno.		
Abstract:	This thesis is about geometrical tolerances and tolerance stacks applied to the transmission proposed by author while studying previous subjects. In geometrical tolerance section and in tolerance stack section will firstly be explained theoretical concepts which is applied to the transmission. The explanation of single concepts applied to the transmission is done in application part.		

Obsah

1 Úvod	1
2 Základní pojmy	2
2.1 Prvek.....	2
2.2 Toleranční rámeček.....	2
2.3 Tolerovaný prvek.....	2
2.4 Toleranční pole.....	3
2.5 Teoreticky přesný rozměr	3
2.6 Omezení aplikace	4
2.7 Základny	5
2.7.1 Definice základen na díle	5
2.7.2 Několik prvků jako základna	9
2.7.3 Soustavy základen.....	10
3 Geometrické tolerance	12
3.1 Tolerance tvaru	13
3.1.1 Tolerance přímosti	13
3.1.2 Tolerance rovinnosti	14
3.1.3 Tolerance kruhovitosti	15
3.1.4 Tolerance válcovitosti	15
3.1.5 Tolerance tvaru profilu bez použití základen.....	16
3.1.6 Tolerance tvaru plochy bez použití základen.....	17
3.2 Tolerance směru	18
3.2.1 Tolerance rovnoběžnosti	18
3.2.2 Tolerance kolmosti.....	19
3.2.3 Tolerance sklonu	20
3.3 Tolerance umístění.....	21
3.3.1 Tolerance polohy	21
3.3.2 Tolerance soustřednosti a sousostí	23
3.3.3 Tolerance souměrnosti	23
3.4 Tolerance házení	24
3.4.1 Tolerance kruhového házení.....	24
3.4.2 Tolerance celkového házení.....	25
3.4.3 Podmínka maxima materiálu	27
3.4.4 Podmínka minima materiálu.....	27
3.4.5 Posunuté toleranční pole	28
3.5 Aplikace geometrických tolerancí na převodovku	30
3.5.1 Sestava převodovky	30
3.5.2 Víčko.....	31
3.5.3 Spodní část skříně	33

3.5.4 Obrábění sestavy skříně	34
3.5.5 Hřídele.....	36
4 Rozměrové obvody	37
4.1 Pojmy a definice.....	37
4.2 Řešení rozměrových obvodů.....	38
4.3 Aplikace rozměrových obvodů na převodovku.....	41
4.3.1 Obvod A – Dopočtení rozměru 54 na vstupní hřídeli	41
4.3.2 Obvod B – Určení rozdílu šířky ozubení	44
4.3.3 Obvod C – Seřízení ozubení	47
4.3.4 Obvod D – Ověření velikosti nominálního rozměru kroužku	50
5 ZÁVĚR.....	52
Použitá literatura.....	54
Seznam obrázků	55
Seznam tabulek	56
Seznam příloh.....	57
Příloha 1: Tabulky doporučených hodnot geometrických tolerancí [4].....	58

1 Úvod

Aplikace geometrických a rozměrových tolerancí je v posledních desetiletích stále se vyvíjející problematikou a důležitou konstrukční činností pro funkčnost součástí a sestav. Žádný výrobek nelze vyrobit s absolutní přesností, a to ani není cílem výroby, protože se vzrůstající přesností také rostou náklady na výrobu. Snahou je proto vyrábět díly v co největším možném rozsahu tolerancí, ale tak, aby vyhovovaly daným předpokladům. V případě hromadné výroby, která je na dnešním globálním trhu všudypřítomná, jsou zvláště geometrické tolerance důležité téma. V kusové výrobě si snadno lze představit situaci, kdy se konkrétní nepřesně vyrobené díly upraví tak, aby vyhovovaly sestavě. V hromadné výrobě je tato situace často nepřijatelná, proto je snahou udržovat vysoký poměr výrobků, které budou sestavitelné bez dalších úprav. K tomuto účelu slouží analýza rozměrových obvodů a správné požadavky na geometrickou přesnost výrobků.

V práci aplikuji geometrické tolerance a analyzuji rozměrové obvody na 2x čelní dvoustupňové převodovce s konstantním převodem určené pro pásový dopravník. Tuto převodovku jsem zkonstruoval v rámci předmětu *Konstrukční cvičení* dle pevného zadání. Práce obsahuje analýzu několika rozměrových obvodů převodovky a určení a vysvětlení důvodů pro použití důležitých geometrických tolerancí. Na dané převodovce bylo řešeno i množství dalších konstrukčních úkonů v rámci předmětu *Konstrukční cvičení*, tyto ovšem přesahují rámec této práce.

Cílem práce je nejprve popsat důležité pojmy problematiky geometrických tolerancí, která by měla být známa všem konstruktérům, technologům a dalším technickým pracovníkům. Dále budou předloženy poznatky názorně aplikované na převodovku a bude vysvětleno použití konkrétních tolerancí. Určení hodnot jednotlivých tolerancí bude provedeno zpravidla podle tabulek (viz příloha 1).

V analytické části práce bude dále vysvětlen princip řešení rozměrových obvodů, a tento poté na několika obvodech předveden. U rozměrových obvodů bude použito metody minimum-maximum, která zaručuje úplnou zaměnitelnost součástí. Tato metoda je určena spíše pro kusovou výrobu, protože její výrobní náklady jsou větší než náklady při použití statistických metod. Metoda minimum-maximum pro pochopení podstaty rozměrových obvodů dokonale stačí, protože při statistických metodách používaných v praxi jde o optimalizaci konkrétních rozměrů, nikoliv o změnu principu.

2 Základní pojmy

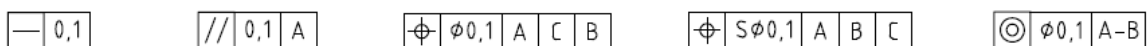
Následující text popisuje pojmy speciální pro problematiku geometrických tolerancí, jejich pochopení je důležité pro porozumění tématu.

2.1 Prvek

Prvkem rozumíme část součásti, na kterou aplikujeme geometrickou toleranci, případně tento určíme jako základnu. Prvky se dělí na úplné a odvozené. Úplné prvky se nachází přímo na součásti, například plocha, hrana. Odvozené prvky fyzicky neexistují, ale odvozují se z úplných prvků. Odvozenými prvky jsou například osa, střed, nebo rovina souměrnosti.

2.2 Toleranční rámeček

K popsání konkrétní tolerance je třeba nejprve definovat její druh, dále velikost tolerančního pole, jehož tvar závisí na druhu tolerance a dále základny, jsou-li použity. Jednotlivé pojmy v tolerančním rámečku jsou popsány níže. Definice tolerance se podle normy provádí zápisem výše uvedených parametrů do tolerančního rámečku, který vypadá jako obdélník rozdělený na několik sekcí. V této kapitole bude zobrazena základní forma tolerančního rámečku, viz Obr. 1.



Obr. 1.: Toleranční rámečky [2]

2.3 Tolerovaný prvek

Geometrické tolerance aplikujeme na celé prvky součásti, případně na části těchto prvků. Označení tolerovaného prvku se provádí nejčastěji a) umístěním šípky vedoucí od tolerančního rámečku k zobrazení tolerovaného prvku na výkrese nebo b) umístěním tolerančního rámečku na kótu, definující rozměr tolerovaného prvku. Formální konvence podle normy určuje, že pokud je šipka od tolerančního rámečku vedena proti kótě, tak je tolerovaným prvkem odvozený prvek součásti (osa, střední plocha).

2.4 Toleranční pole

Toleranční pole je prostor, ve kterém se nachází tolerovaný prvek, určený konkrétní geometrickou tolerancí. Každá tolerance má specifické toleranční pole, tyto pole mají různé tvary:

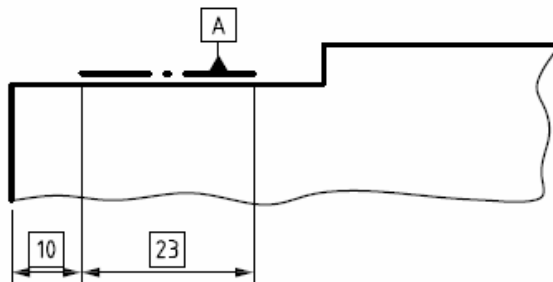
- Prostor uvnitř kružnice
- Prostor mezi dvěma soustřednými kružnicemi
- Prostor mezi dvěma rovnoběžnými přímkami
- Prostor mezi dvěma ekvidistantami
- Prostor uvnitř válce
- Prostor mezi dvěma soustřednými válci
- Prostor mezi dvěma rovnoběžnými rovinami
- Prostor mezi dvěma ekvidistantními plochami (určenými tvarem povrchu)
- Prostor uvnitř koule

2.5 Teoreticky přesný rozměr

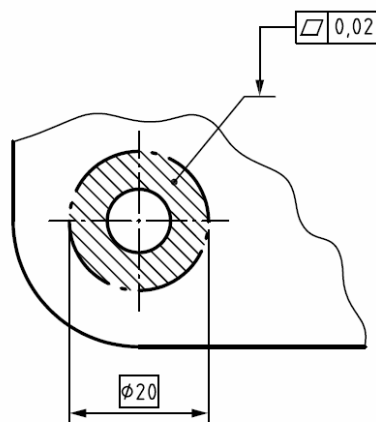
Rozměry na výkrese mají zpravidla obecnou toleranci, nebo toleranci definovanou konkrétním předpisem. Pokud je rozměr označen jako teoreticky přesný, tak se na něj obecné tolerance nevztahují, ani se pro něj nepoužívá jiná konkrétní tolerance. Na výkrese je označen nominálním rozměrem ve čtverci nebo obdélníku. Teoreticky přesným rozměrem může být lineární nebo úhlový rozměr.

2.6 Omezení aplikace

Základní aplikace geometrické tolerance je na celý prvek. Z různých důvodů je možné omezit prostor, na který bude tolerován. Pokud je tolerance aplikována na část prvku, tak bude tato část označena čerchovanou čarou dané délky v dané poloze (Obr. 2). Pokud je tolerance aplikována na část plochy např. kruhovou, čtvercovou, nebo jiného tvaru, kdy by nebylo při označení čarou zřejmé, která část plochy je tolerována, je oblast tolerance značena vyšrafovaným prostorem (Obr. 3). Omezený prostor tolerance je popsán teoreticky přesnými kótami.



Obr. 2.: Omezení tolerovaného prvku čarou [2]



Obr. 3.: Omezení tolerovaného prvku na ploše [2]

2.7 Základny

Podle rozdělení geometrických tolerancí víme, že pro jisté druhy tolerancí je potřeba určit základny, ke kterým budou konkrétní tolerance vztaženy. Základna je teoreticky přesný prvek dílu, například rovina, osa, hrana. Tento teoreticky přesný prvek je odvozen od skutečného prvku na výkresu, například rovinné plochy, díry, vnější válcové plochy, hrany, bodu.

2.7.1 Definice základen na díle

Definicí základen na díle se zabývá norma ISO 5459. Existují způsoby, jak definovat základny v pohledu 3D modelu a na výkrese. V rámci této práce je stále primárně užívaný způsob definice dílů v podobě výkresu, proto se práce zabývá pouze definicí základen a geometrických tolerancí na výkresech. Nejčastěji užívaný způsob definice základny na výkrese je připojením značky, viz Obr. 4, k prvku dílu. Toto označení má svá pravidla a pouhým posunutím této značky lze změnit prvek, který základna označuje.

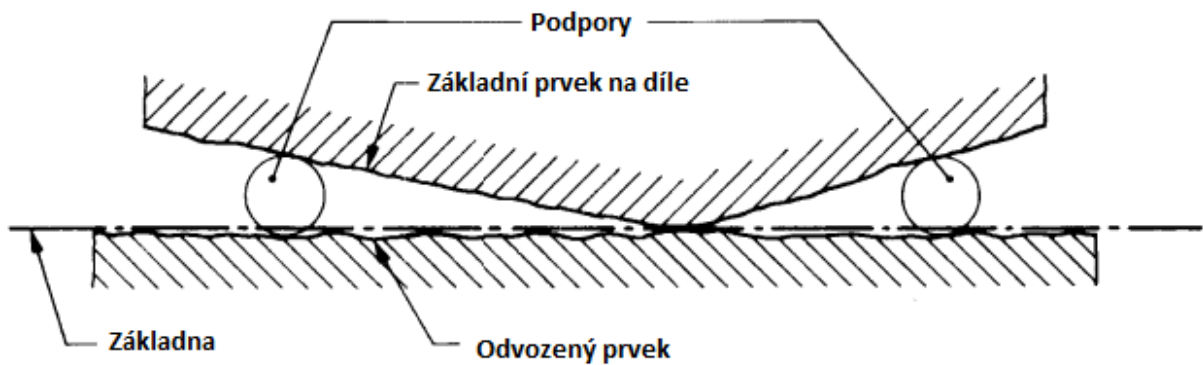


Obr. 4.: - Značka základny

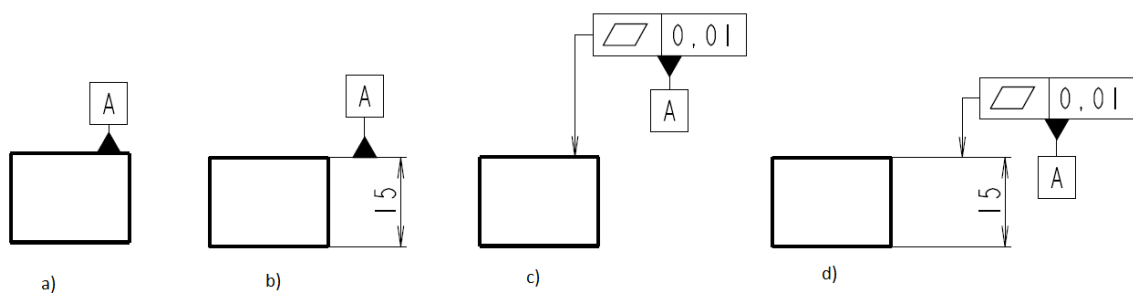
Rovina nebo přímka

Pokud chceme jako základnu označit rovinu, umístíme značku tak, aby ležela přímo proti ploše, případně aby ležela na vynášecí čáře proti ploše, nebo ji připojíme ke geometrické toleranci směřující proti ploše. Na Obr. 6 a) až d) jsou uvedeny příklady správných označení základny – roviny. Jak probíhá praktické určování roviny základny vidíme na Obr. 5.

- a) základna ukazuje přímo na plochu
- b) základna je na vynášecí čáře proti ploše určující teoreticky přesnou rovinu
- c) základna je připojena k toleranci rovinnosti, která ukazuje proti ploše
- d) základna je připojena k rámečku tolerance



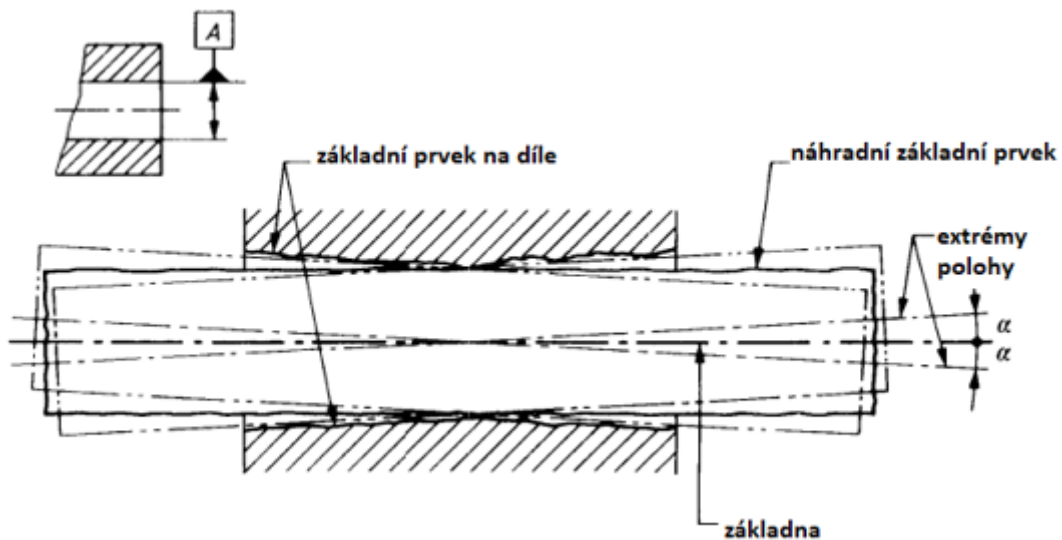
Obr. 5.: Určení základny plochy nebo přímky [3]



Obr. 6.: Umístění značky základny na ploše

Osa válce

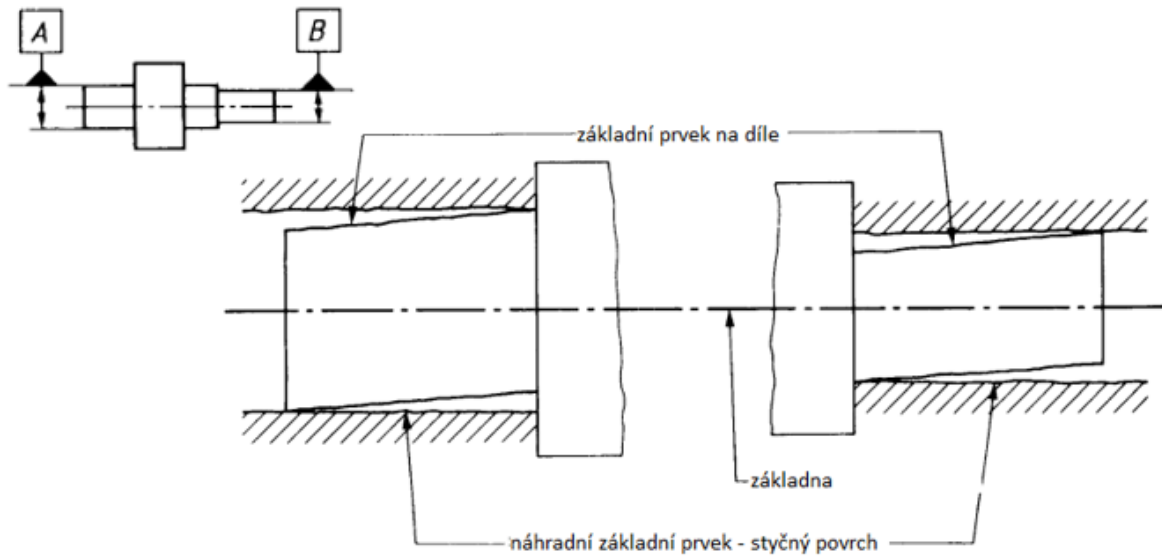
Další možností základního prvku je osa. Základnu jako osu lze použít, umístíme-li značku proti kótě průměru válcové plochy, ať už díry nebo hřídele. Speciálním případem osy jako základny je sdružená základna, používaná často např. u hřídelí, kdy jako základny označíme např. plochy pro ložiska, a poté je použijeme obě v jednom oddíle tolerančního rámečku s pomlčkou uprostřed. Pokud je konkrétní tolerance určena se základnou, tak základnu najdeme na konci tolerančního rámečku v odděleném poli. (Obr. 7)



Obr. 7.: Určení základny jako osy válcové díry [3]

Společná osa

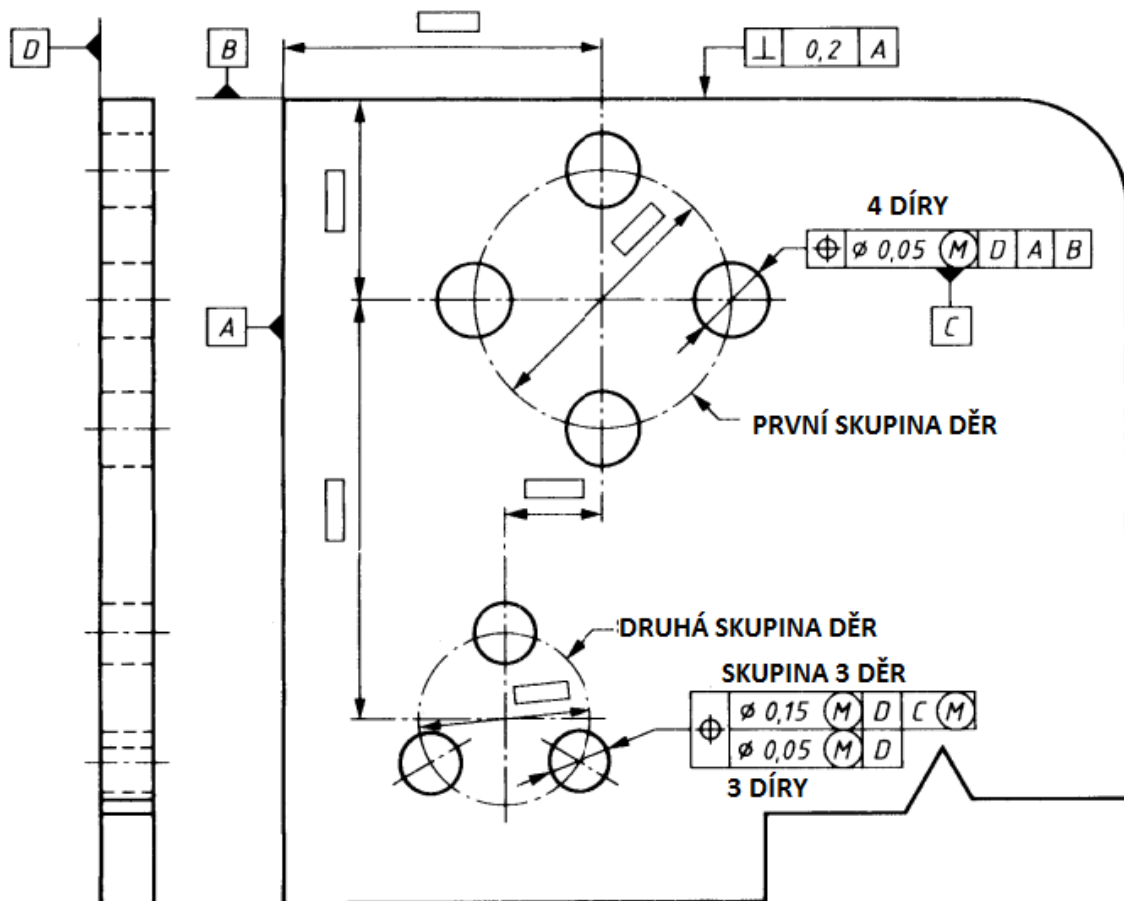
Základnou může být také společná osa dvou prvků. Tato základna se značí dvěma písmeny v jednom poli tolerančního rámečku. Tento způsob určení základny se často používá u hřídelů, kde je častým případem určení osy určené plochami pro ložiska jako základny. (Obr. 8)



Obr. 8.: Určení základny jako společné osy dvou válcových konců hřídele [3]

2.7.2 Několik prvků jako základna

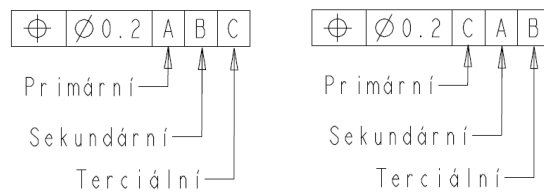
Pokud je z konstrukčních důvodů vyžadováno, aby pozice několika prvků (děr) byla základnou pro další prvky nebo skupinu prvků, může být základna sestávající z několika prvků zobrazena následujícím způsobem, viz Obr. 9. První skupina děr je základnou C, druhá skupina je tolerována pomocí první skupiny.



Obr. 9.: skupina prvků jako základna [3]

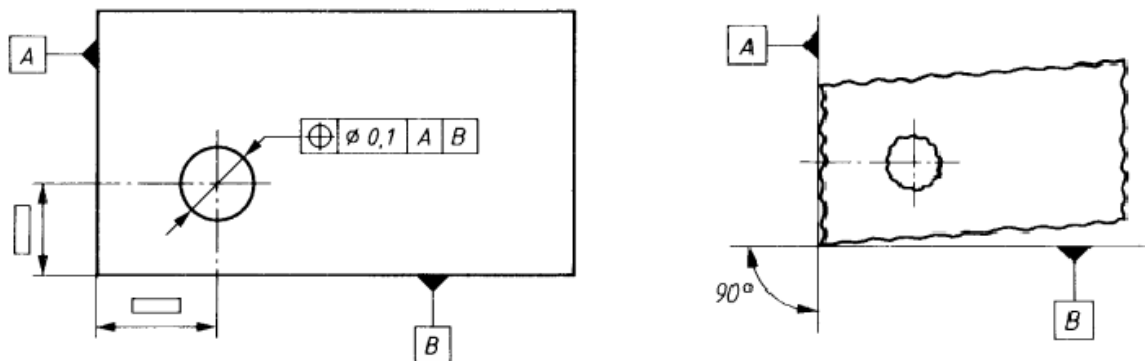
2.7.3 Systavy základnen

Při použití základnen je možno použít základnu jednu, dvě nebo tři. Každá základna odebírá konkrétní počet stupňů volnosti dílu. Na pořadí základnen záleží. Základny se pojmenovávají podle pořadí zleva doprava, jako primární, sekundární a terciální, viz Obr. 10. Toto určení platí pouze pro danou geometrickou toleranci a je nezávislé na abecedním pořadí písmen.



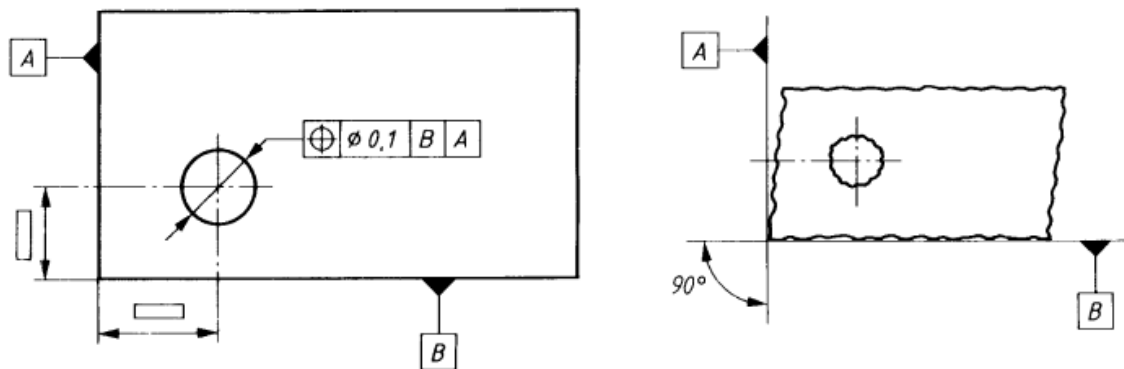
Obr. 10.: Pořadí základnen

Volba základnen a jejich pořadí by obecně měla směřovat k nejrobustnějšímu možnému systému. To znamená, že jako primární základnu je důležité volit co největší možný prvek. Pokud by toto nebylo dodrženo, zvyšovala by se nepřesnost tolerovaného prvku zapříčiněná nepřesností základního prvku. Například při určení primární základny „A“ jako roviny odebere základna posun v jedné ose a rotaci okolo dalších dvou. Celkem tedy rovina „A“ odebere 3 stupně volnosti dílu, dále sekundární základna odebere dva stupně a terciální odebere poslední stupeň volnosti.



Obr. 11.: Volba základen A, B [3]

Obr. 11 a Obr. 12 názorně ukazují, jak ovlivní volba mezi primární a sekundární základnou celkový systém základen. Pokud nemáme další požadavky na volbu základen, které by byly například funkčního charakteru, volili bychom v tomto případě raději základny dle Obr. 12.



Obr. 12.: Volba základen B, A [3]

3 Geometrické tolerance

Při definici výrobků se primárně zaměřujeme na určení rozměrů, a to pomocí kót. Kóty udávají lineární vzdálenost mezi dvěma nebo více prvky, dále mohou udávat průměr nebo poloměr válcového prvku. Tyto rozměry jsou definovány kótami. Pokud je kóta napsaná pouze jako číslo bez určení tolerance, tak je třeba, aby její tolerance byla určena v rámečku výkresu například předpisem, že nepředepsané tolerance jsou udávány normou ISO 2768.

Všeobecné tolerance

Není-li dáno jinak, geometrické tolerance výrobku se určují podle ISO 2768. Určují se předpisem v rámečku nebo poznámkách výkresu, kde musí být napsáno označení normy a volba třídy přesnosti pro nespecifikované jak rozměrové, tak geometrické tolerance. První malé písmeno určuje třídu přesnosti rozměrových tolerancí, druhé velké určuje přesnost prvků vzhledem k jejich geometrii.

Požadavky na přesnost výrobků se různí, ale i výrobky obsahující velmi přesné prvky mají zpravidla jiné prvky, které jsou méně přesné. Z toho důvodu by nebylo ekonomické používat jemné tolerance všeobecně pro celý díl.

Norma uvádí 4 možnosti malého písmena označujícího mezní úchyly netolerovaných rozměrů, a to: f – jemná (z angl. fine), m – střední (medium), c – hrubá (coarse), v – velmi hrubá (very coarse). V normě ISO 2768 se pod označením mezní úchyly netolerovaných rozměrů rozumí mezní úchyly délkových rozměrů, úhlových rozměrů a zkosení a zaoblení hran. V Tab. 1 je uvedena velikost mezních úchylek délkových rozměrů jako funkce třídy přesnosti a rozsahu rozměrů.

Tab. 1.: Mezní úchyly pro základní rozsah rozměrů [6]

Třída přesnosti		Mezní úchyly pro základní rozsah rozměrů							
označení	název	0,5 ¹⁾	přes 3	přes 6	přes 30	přes 120	přes 400	přes 1 000	přes 2 000
		do 3	do 6	do 30	do 120	do 400	do 1 000	do 2 000	do 4 000
f	jemná	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3	±0,5	–
m	střední	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2
c	hrubá	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	±3	±4
v	velmi hrubá	–	±0,5	±1	±1,5	±2,5	±4	±6	±8

Jako možnosti typu třídy přesnosti norma uvádí písmena: H – nejpřesnější, K – střední, L – nejméně přesná. Dle písmena uvedeného ve volbě třídy přesnosti norma stanovuje velikost tolerančních polí pro jednotlivé druhy geometrických tolerancí. Pro některé druhy

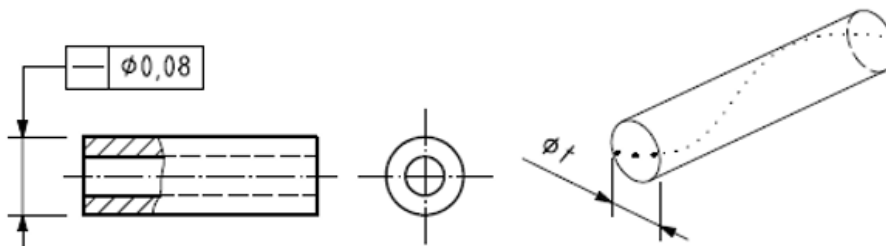
norma velikost nestanovuje. V práci bude dále u popisu principu jednotlivých geometrických tolerancí uveden předpis jejich velikosti dle normy, je-li v normě dán.

3.1 Tolerance tvaru

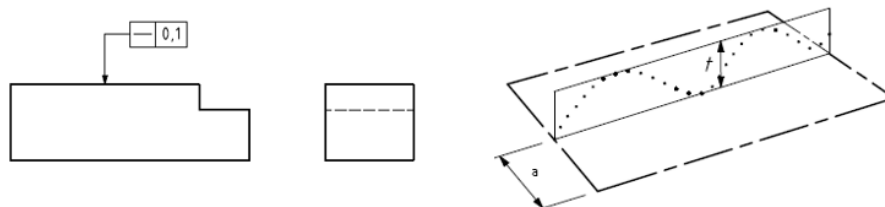
Jak název napovídá, tolerance tvaru popisují tvar prvku. Podle ISO 1101 se uvádějí bez základen. Rozdělení tolerancí dle [2] řadí do tolerancí tvaru tolerance: přímosti, rovinnosti, kruhovitosti, válcovitosti, tvaru profilu a tvaru plochy. Tolerance tvaru profilu a tvaru plochy se ovšem dle „iso“ rozdělení uvádějí i ve skupině tolerancí směru, a to pokud jsou při jejich definici použity základny.

3.1.1 Tolerance přímosti

Tolerance přímosti je uplatňována na přímý prvek a její toleranční pole se definuje jako vzdálenost mezi dvěma rovnoběžnými přímkami ležícími v jedné rovině, která je definována směrem šipky vedoucí od tolerančního rámečku. Tato rovina leží v jakékoliv poloze kolmo k měřené ploše (Obr. 13). Lze použít označení průměru při definici velikosti tolerančního pole, to mění toleranční pole na válec o průměru dané hodnoty (Obr. 14). To je zpravidla užíváno pro definici přímosti osy válcového prvku. Tolerovaný prvek se tedy musí nacházet mezi dvěma přímkami nebo uvnitř teoretického válcového pláště. Použití tolerance je například na břit nástroje, který je teoreticky přímkou, nebo pro definování přímosti šroubu. Tolerance přímosti se předepisuje bez vztahu k základnám.



Obr. 13.: Tolerance přímosti aplikovaná na osu válce [2]



Obr. 14.: Tolerance přímosti aplikovaná na plochu [2]

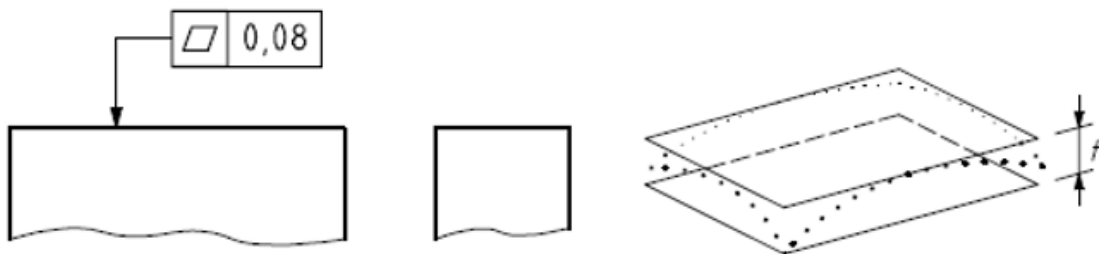
Norma ISO 2768 uvádí hodnoty velikosti tolerančního pole tolerance přímosti jako funkci třídy přesnosti a rozsahu jmenovitých délek tolerovaného prvku (Tab. 2).

Tab. 2.: Tolerance přímosti a rovinnosti pro rozsah jmenovitých délek [6]

Třída přesnosti	Tolerance přímosti a rovinnosti pro rozsah jmenovitých délek					
	do 10	přes 10 do 30	přes 30 do 100	přes 100 do 300	přes 300 do 1 000	přes 1 000 do 3 000
H	0,02	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4
K	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8
L	0,1	0,2	0,4	0,8	1,2	1,6

3.1.2 Tolerance rovinnosti

Tolerance rovinnosti je často předepisována k definici funkční plochy výrobku. Tolerance rovinnosti říká, že tolerovaná rovina musí ležet mezi dvěma rovinami od sebe vzdálenými o velikost tolerančního pole (Obr. 15).



Obr. 15.: Tolerance rovinnosti aplikovaná na plochu [2]

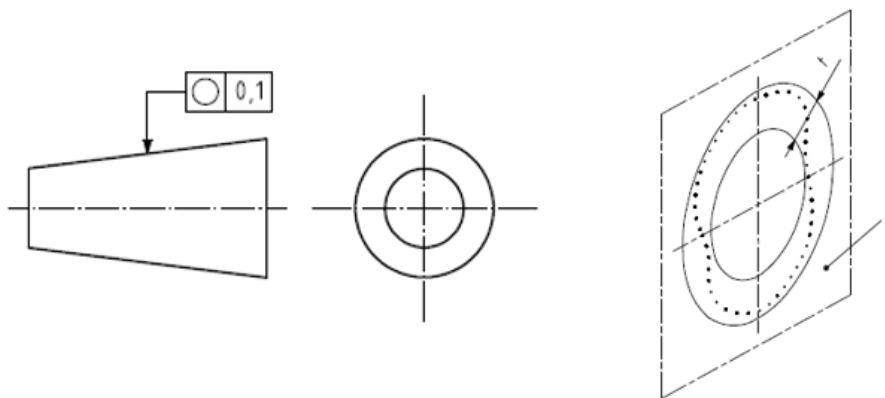
Norma ISO 2768 uvádí hodnoty velikosti tolerančního pole tolerance rovinnosti jako funkci třídy přesnosti a rozsahu jmenovitých délek tolerovaného prvku, viz Tab. 2.

3.1.3 Tolerance kruhovitosti

U tolerance kruhovitosti je tolerančním polem mezikruží, které má rozdíl poloměrů roven velikosti tolerančního pole. U tolerance kruhovitosti se nepředepisuje značka průměru.

Možnými aplikacemi jsou například plocha válce nebo plocha kuželu. U kuželu tolerance kruhovitosti udává, že všechny body povrchu v řezu (kolmém k ose kuželu) musí být v tolerančním poli. Tato podmínka musí být splněna v každém řezu kužele, nedefinuje ovšem vyosení jednotlivých řezů vůči sobě. Tolerance kruhovitosti se předepisuje bez vztahu k základnám (Obr. 16).

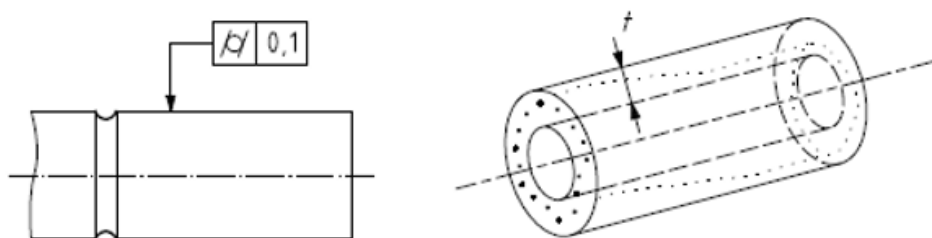
Podle normy ISO 2768 je všeobecná tolerance kruhovitosti rovna číselné hodnotě tolerance průměrů, ale nikdy nesmí být větší než tolerance kruhového obvodového házení, podle Tab. 5.



Obr. 16.: Tolerance kruhovitosti na kuželi [2]

3.1.4 Tolerance válcovitosti

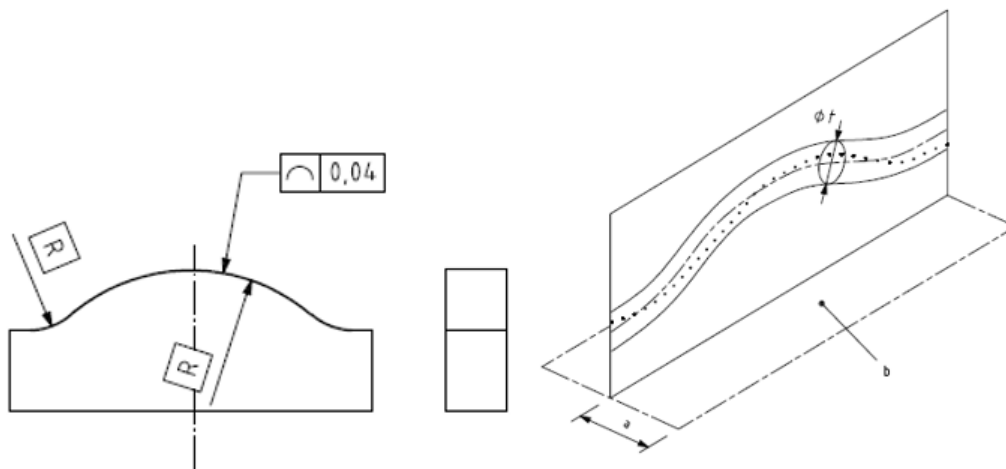
Toleranční pole je prostor mezi dvěma válcovými plochami o rozdílu poloměrů rovnému velikosti hodnoty tolerančního pole. Válcovitost lze použít pro tolerování válcových ploch. U tolerance válcovitosti se nepoužívá značka průměru. Norma ISO 2768 všeobecné tolerance válcovitosti nestanovuje. (Obr. 17)



Obr. 17.: Tolerance válcovitosti [2]

3.1.5 Tolerance tvaru profilu bez použití základen

V případě nepoužití základen se tolerance tvaru profilu řadí mezi tolerance tvaru. Toleranční pole se nachází mezi dvěma čarami, kopírujícími teoreticky přesný tvar profilu, majícími od teoretického profilu povrchu stejnou vzdálenost. Velikost vzdálenosti mezi těmito dvěma čarami je rovna velikosti tolerančního pole. Tvar profilu je měřen v řezu rovnoběžném s průmětnou, ve které je tolerance zadefinována. Vzdálenost „a“ na Obr. 18 může nabývat libovolných hodnot, tj. měření probíhá teoreticky samostatně pro každou hodnotu a v mezích určených šířkou profilu. Norma ISO 2768 všeobecné tolerance tvaru profilu nestanovuje.

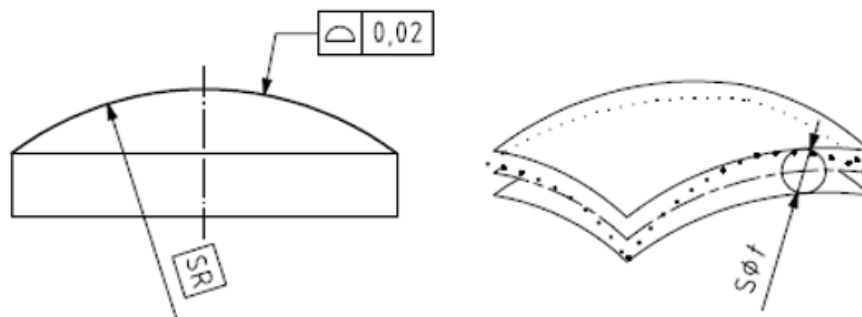


Obr. 18.: Tolerance tvaru profilu bez základny [2]

3.1.6 Tolerance tvaru plochy bez použití základen

Tolerance tvaru plochy bez použití základen určuje, jak moc se může výsledná plocha lišit od teoreticky přesně definované. Může se jednat o plochu vnitřní i vnější. Tuto toleranci lze například aplikovat na kulovou plochu (Obr. 19), na nestandardní geometrii složenou z více prvků například na průchozí drážku pro šroub. Dále lze toleranci tvaru plochy použít na celý odlitek, přičemž velikost tolerančního pole bude určovat odchylku tvaru odlitku od teoreticky navrženého modelu.

Toleranční pole tolerance tvaru plochy je prostor mezi dvěma plochami kopírujícími teoreticky přesnou tolerovanou plochu. Tyto plochy jsou od sebe vzdáleny o hodnotu velikosti tolerančního pole a jsou každá stejně vzdálena od teoretické plochy dílu. Norma ISO 2768 všeobecné tolerance tvaru plochy nestanovuje.



Obr. 19.: Tolerance tvaru plochu bez použití základny [2]

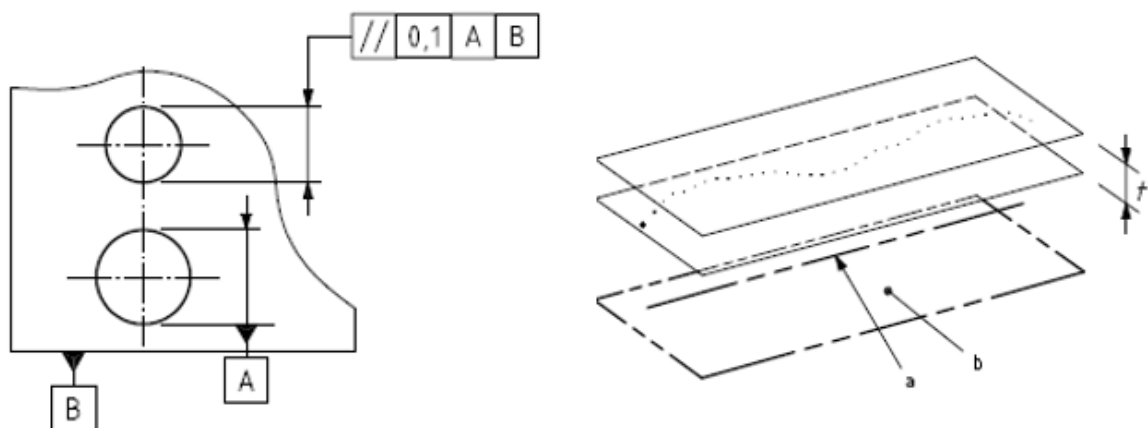
3.2 Tolerance směru

V minulé kapitole popsané tolerance tvaru určovaly pouze tvar prvku, bez ohledu na jeho umístění. Tolerance směru zohledňují situaci prvku vzhledem k základnám dílu. Pro užití tolerancí směru je tedy třeba definovat základnu, popř. systém základen pro danou geometrickou toleranci. Na rozdíl od tolerancí tvaru nezohledňují skutečný tvar prvku, ale pouze odvozený prvek, kterým je osa, střed, nebo střední plocha součásti. Výjimkou jsou tolerance tvaru profilu a tvaru plochy při použití základen, které definují jak situaci plochy vůči základnám, tak její tvar.

3.2.1 Tolerance rovnoběžnosti

Toleranci rovnoběžnosti lze aplikovat například na plochu. Tolerančním polem, pro případ předpisu bez značky průměru se rozumí vzdálenost mezi dvěma rovnoběžnými rovinami od sebe vzdálenými o velikost tolerančního pole. Tvar tolerančního pole může být také vnitřkem válce o průměru velikosti tolerančního pole pro případ předpisu se značkou průměru. Tolerance rovnoběžnosti zajišťuje rovnoběžnost tolerovaného prvku vůči základně, ale nijak nekontroluje vzdálenost prvku od základny. (Obr. 20)

Norma ISO 2768 uvádí pro nepředepsanou toleranci rovnoběžnosti následující: „Všeobecná tolerance rovnoběžnosti je rovna číselné hodnotě tolerance rozměru nebo tolerance přímosti (rovinnosti) podle toho, která z nich je větší. Delší z obou prvků se považuje za základnu.“¹

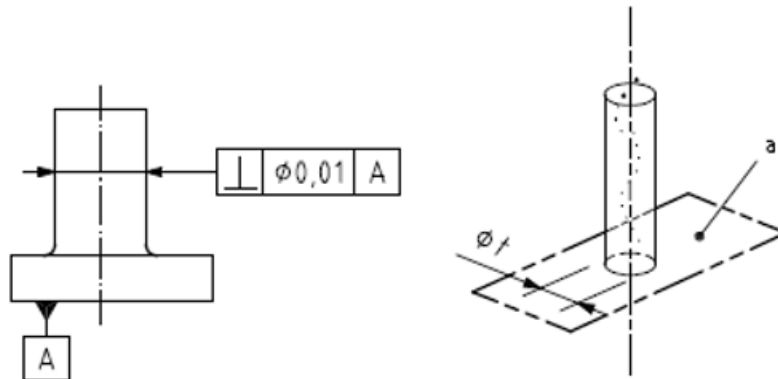


Obr. 20.: Tolerance rovnoběžnosti [2]

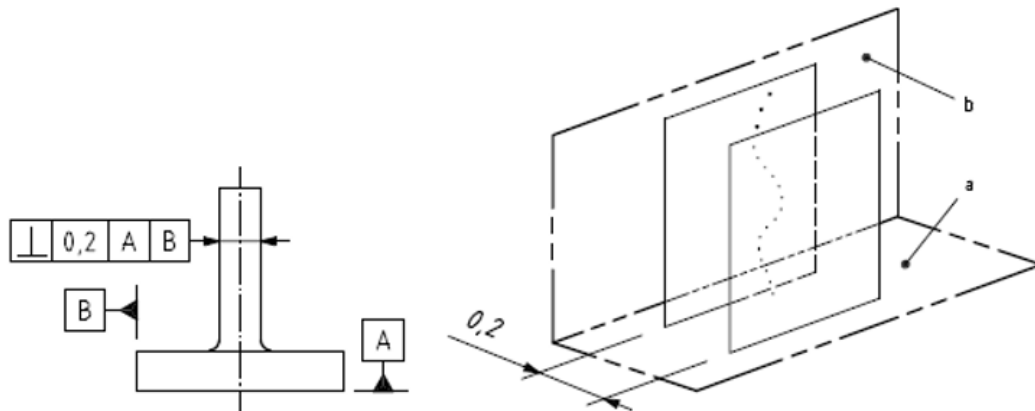
Dostupné z: [6] LEINVEBER, Jan. VÁVRA, Pavel. Strojnické tabulky. Třetí doplněné vydání. Úvaly: Albra – pedagogické nakladatelství, 2006.

3.2.2 Tolerance kolmosti

Tvar tolerančního pole může být prostor mezi dvěma rovinami od sebe vzdálenými o velikost tolerančního pole a kolmými k základně pro případ předpisu bez průměru. (Obr. 22) Pro případ předpisu, kdy je značka průměru uvedena před velikostí tolerančního pole (Obr. 21), je tvar vnitřkem válce o průměru velikosti tolerančního pole. Osa tohoto válce je kolmá k základně. Předpis tolerance tedy vyžaduje použití základny.



Obr. 21.: Tolerance kolmosti na ose válce při použití značky průměru [2]



Obr. 22.: Tolerance kolmosti na ose válce bez použití značky průměru [2]

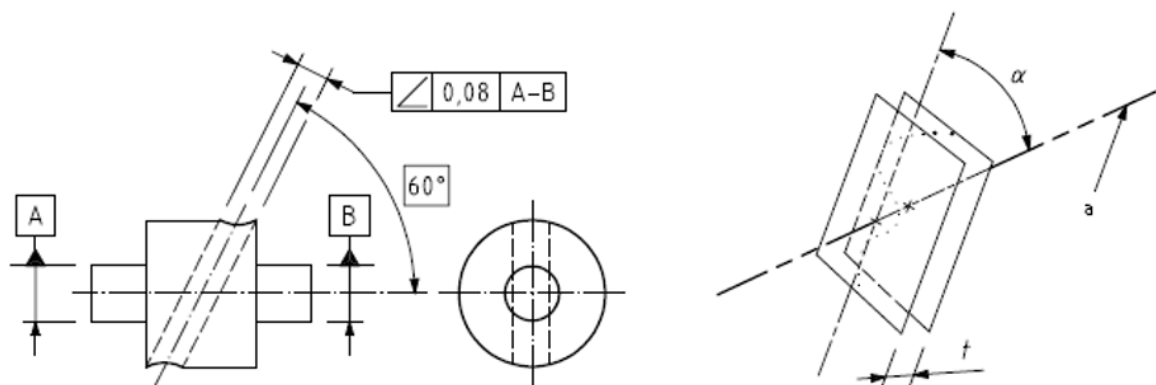
Norma ISO 2768 uvádí následující tabulku (Tab. 3) pro nepředepsané hodnoty kolmosti s tím, že za základnu se považuje delší z obou stran tvořících pravý úhel.

Tab. 3.: Tolerance kolmosti pro rozsah jmenovitých délek kratší strany [6]

Třída přesnosti	Tolerance kolmosti pro rozsah jmenovitých délek kratší strany			
	do 100	přes 100 do 300	přes 300 do 1 000	přes 1 000 do 3 000
H	0,2	0,3	0,4	0,5
K	0,4	0,6	0,8	1
L	0,6	1	1,5	2

3.2.3 Tolerance sklonu

Tvar tolerančního pole je prostor mezi dvěma rovnoběžnými rovinami, které jsou od sebe vzdáleny o velikost tolerančního pole a jsou skloněny pod daným teoreticky přesným úhlem vůči základně. Tolerance tedy musí mít danou základnu a teoreticky přesnou kótu úhlu. ISO 2768 nepředepsanou geometrickou toleranci sklonu neuvádí. (Obr. 23)

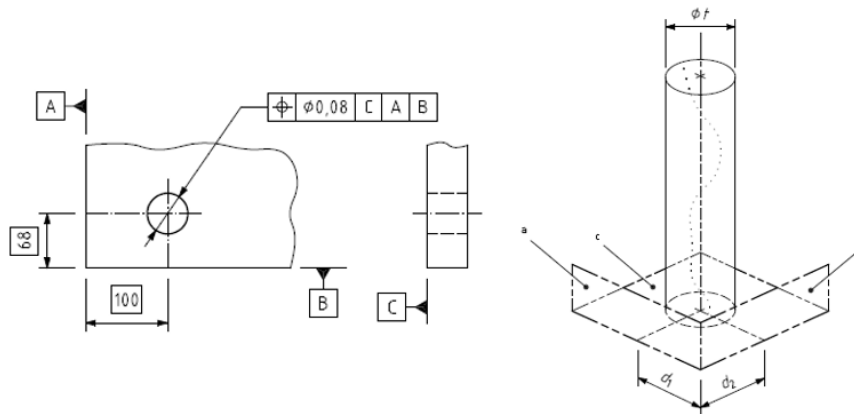


Obr. 23.: Tolerance sklonu [2]

3.3 Tolerance umístění

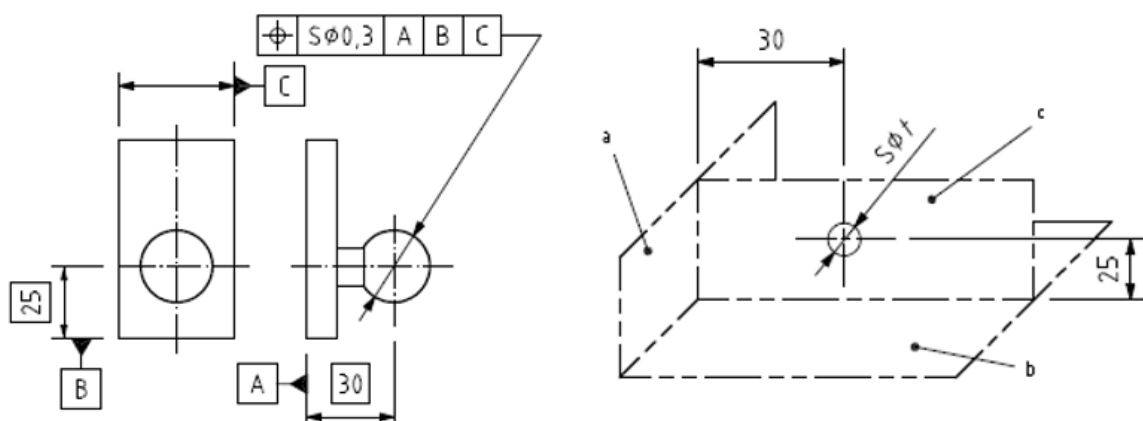
3.3.1 Tolerance polohy

Umístění prvku vzhledem k základnám určujeme tolerancí polohy. Musí platit, že poloha prvku je definována teoreticky přesnými kótami. Tolerance polohy se nejčastěji používá se základnami. Na Obr. 24 je uvedena častá aplikace tolerance polohy na díru pro šroub. Na Obr. 24 vidíme důležitost správného pořadí základen, kdy základna C jako největší plocha je použita jako primární základna pro dosažení největší robustnosti systému.



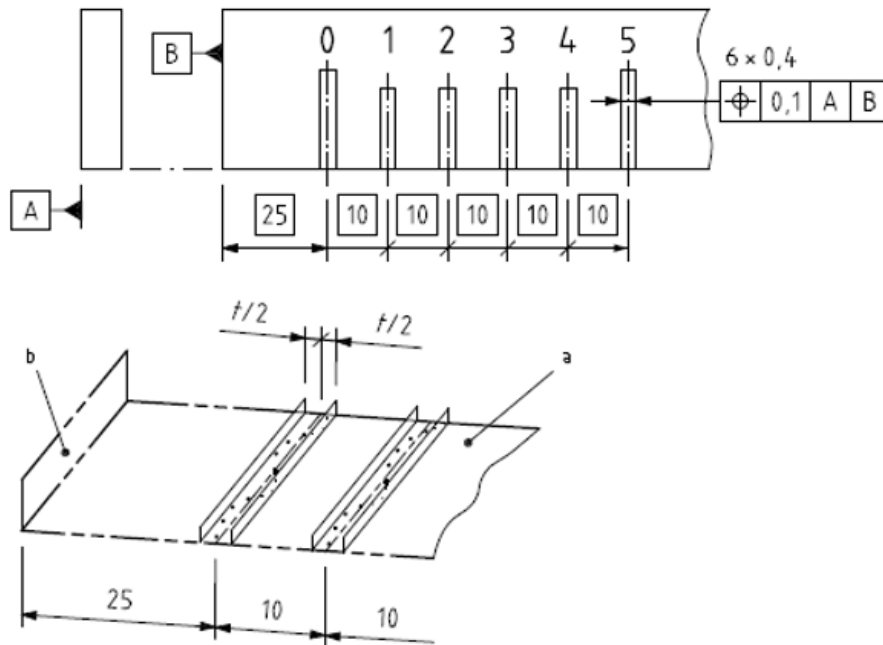
Obr. 24.: Tolerance polohy válcové díry [2]

Další možností aplikace je určení polohy kulového prvku v prostoru. Na Obr. 25 je vidět určení polohy středu koule, tato poloha je vymezena tolerančním polem ve tvaru koule. Základnami A a B jsou plochy přímo na součásti, základnou C je střední plocha rozměru, proti jehož kótě je umístěna značka základny.



Obr. 25.: Tolerance polohy aplikovaná na kulovou plochu [2]

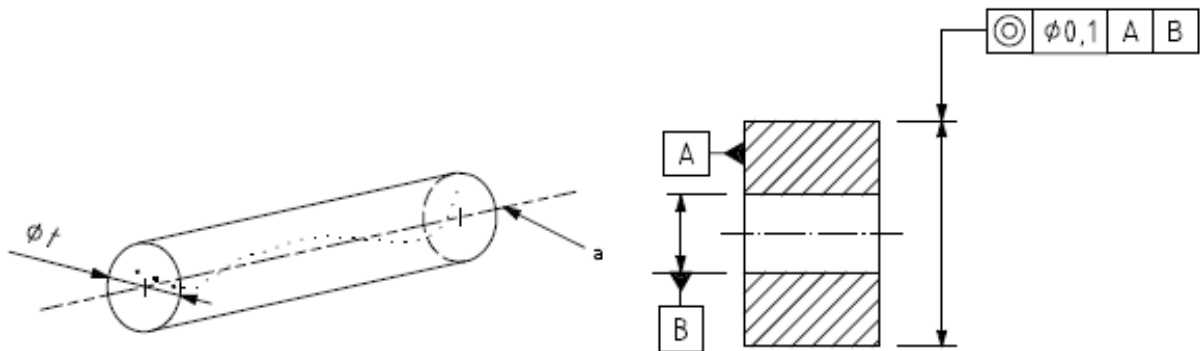
Na výše uvedených příkladech byla v obou případech použita tolerance se značkou průměru v tolerančním rámečku. Značení bez značky průměru se používá například pro zajištění polohy drážek, viz Obr. 26. V tomto případě je dostačující použití pouze dvou základen, protože hloubka drážek bude řešena jinak, a důležitá je jejich vzdálenost od základny B a také sklon oproti základně B, který použitá tolerance také zajišťuje.



Obr. 26.: Tolerance polohy aplikovaná na drážku [2]

3.3.2 Tolerance soustřednosti a souososti

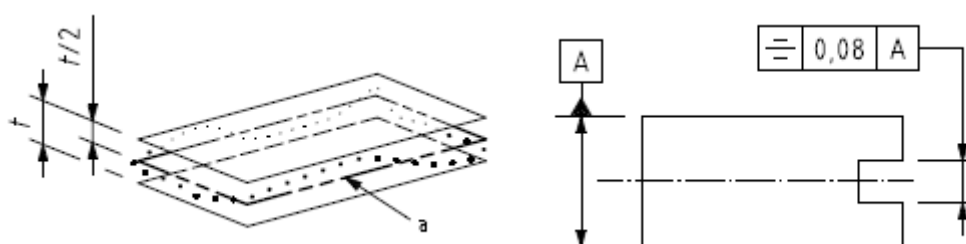
Osa tolerovaného prvku leží uvnitř tolerančního pole, které má tvar válce o průměru velikosti tolerančního pole a jehož osa je shodná s osou základny. Tolerance vyžaduje použití základen a uvádí se se značkou průměru před hodnotou velikosti tolerančního pole (Obr. 27). ISO 2768 pro nepředepsanou toleranci souososti uvádí: „Všeobecné tolerance nejsou stanoveny, úchylka souososti může být maximálně rovna hodnotě kruhového obvodového házení.“²



Obr. 27.: Tolerance souososti na válcové ploše [2]

3.3.3 Tolerance souměrnosti

Tol. pole je prostor mezi dvěma rovinami od sebe vzdálenými o hodnotu velikosti tol. pole a zároveň stejně vzdálenými od roviny souměrnosti základny. Tolerance souměrnosti vyžaduje použití základny (Obr. 28). Norma ISO 2768 uvádí pro nepředepsané tolerance souměrnosti následující hodnoty (Tab. 4), přičemž delší z obou tolerovaných prvků je považován za základnu.



Obr. 28.: Tolerance souměrnosti [2]

² Dostupné z: [6] LEINVEBER, Jan. VÁVRA, Pavel. Strojnické tabulky. Třetí doplněné vydání. Úvaly: Albra – pedagogické nakladatelství, 2006.

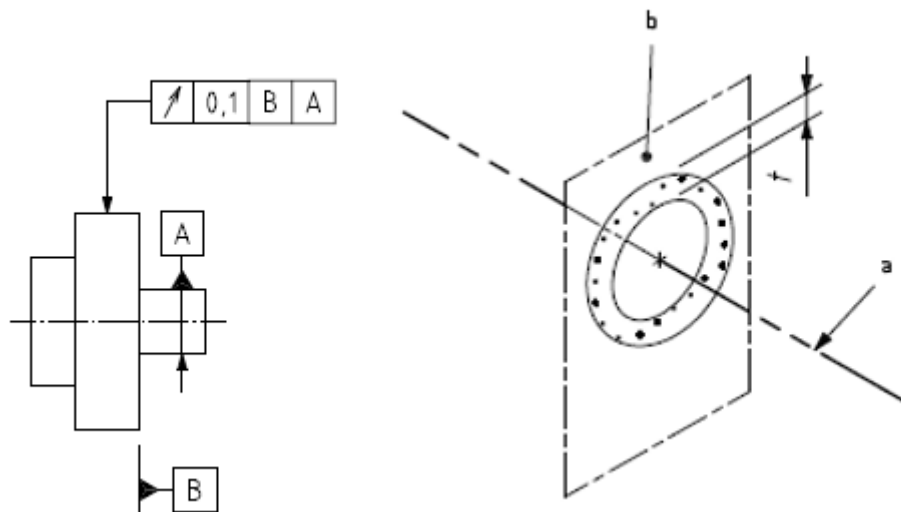
Tab. 4.: Tolerance souměrnosti pro rozsah jmenovitých délek [6]

Třída přesnosti	Tolerance souměrnosti pro rozsah jmenovitých délek			
	do 100	přes 100 do 300	přes 300 do 1 000	přes 1 000 do 3 000
H	0,5			
K	0,6		0,8	1
L	0,6	1	1,5	2

3.4 Tolerance házení

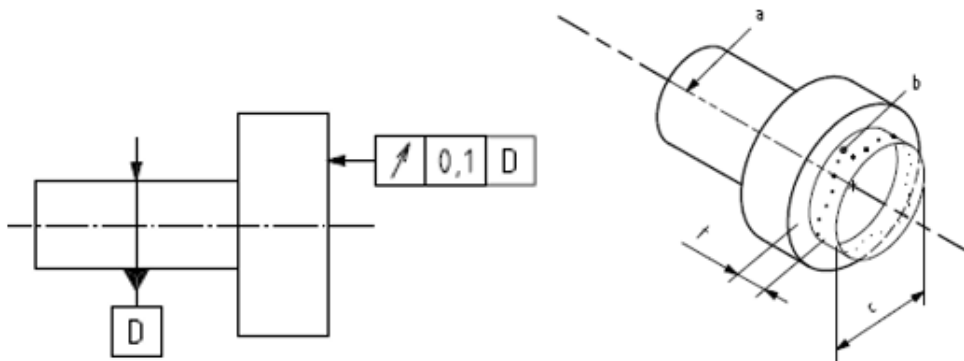
3.4.1 Tolerance kruhového házení

Kruhové házení dělíme na obvodové a čelní. Kruhové házení vyžaduje volbu základny. Značka průměru se v tolerančním rámečku neuvádí. Toleranční pole obvodového kruhového házení je omezeno dvěma soustřednými kružnicemi s rozdílem poloměrů rovným hodnotě velikosti tolerančního pole. Obvodové házení se uvažuje v případě, kdy toleranci aplikujeme na válcovou plochu (Obr. 29).



Obr. 29.: Tolerance obvodového kruhového házení [2]

Tol. pole čelního kruhového házení je omezeno dvěma kružnicemi se stejným poloměrem, které jsou od sebe vzdáleny o hodnotu velikosti tolerančního pole. Středů kružnic leží na ose dané základnou. Čelní házení se uvažuje v případě, kdy toleranci aplikujeme na čelní plochu (rovinu). V pravé části Obr. 30 popisujícího toleranční pole, je jako 'a' označena základna D, jako 'b' toleranční pole, a 'c' znamená jakýkoliv průměr.



Obr. 30.: Tolerance čelního kruhového házení [2]

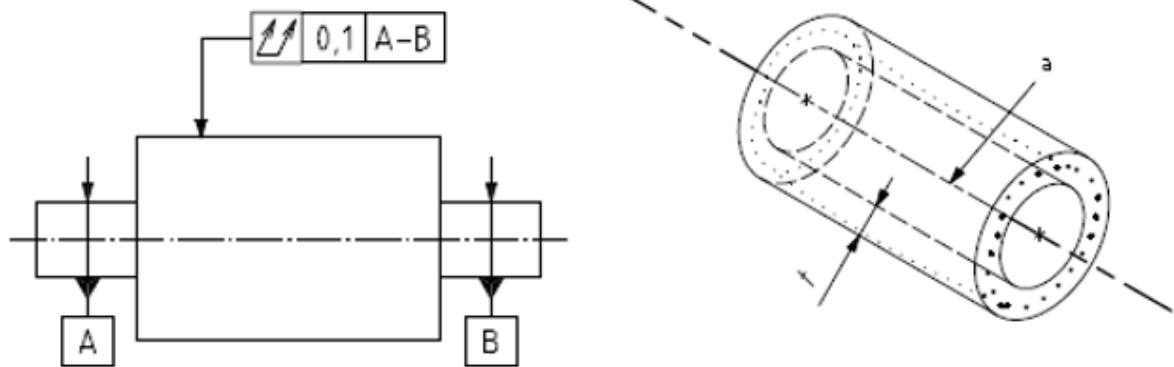
Norma ISO 2768 uvádí pro nepředepsanou toleranci kruhového házení následující: „Pro všeobecné tolerance kruhového házení se považují za základnu plochy ložiska, pokud jsou označeny. Za základnu se považuje delší z obou prvků; mají-li prvky stejnou jmenovitou délku, může být za základnu považován kterýkoliv z nich.“ Všeobecné tolerance kruhového házení jsou v Tab. 5.

Tab. 5.: Nepředepsané kruhové házení v závislosti na třídě přesnosti [6]

Třída přesnosti	Tolerance kruhového házení
H	0,1
K	0,2
L	0,5

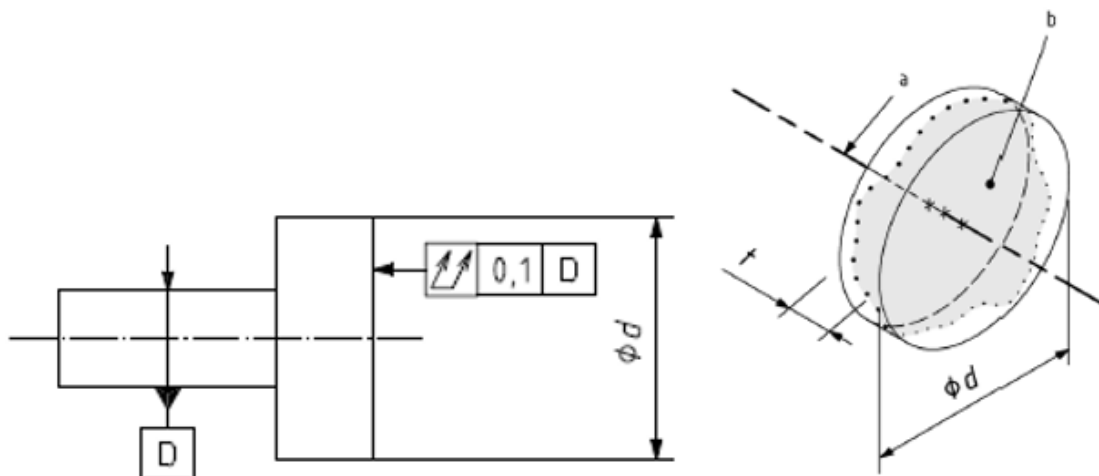
3.4.2 Tolerance celkového házení

Tolerance celkového házení se dělí opět na obvodové a čelní. Celkové házení vyžaduje volbu základny. Značka průměru se v tolerančním rámečku neuvádí. Tol. pole obvodového celkového házení je na rozdíl od kruhového házení prostor mezi dvěma sousými válcovými plochami, kde rozdíl poloměrů válců je roven hodnotě tolerance. Osa těchto válcových ploch je shodná s osou základny (Obr. 31).



Obr. 31.: Tolerance celkového obvodového házení [2]

Tol. pole čelního celkového házení je prostor mezi dvěma rovinami, které jsou od sebe vzdáleny o hodnotu velikosti tolerančního pole a jsou kolmé na osu základny (Obr. 32). Norma ISO 2768 hodnoty všeobecné tolerance celkového házení neuvádí.



Obr. 32.: Tolerance celkového čelního házení [2]

3.4.3 Podmínka maxima materiálu

Podmínka maxima materiálu (MMC) je nejčastěji používaná na díru například pro šroub nebo kolík, většinou tedy u válcových prvků. Používá se často při určení polohy těchto prvků. V případech bez podmínek maxima nebo minima materiálu je hodnota velikosti tolerančního pole konstantou. V případě použití MMC je velikost tolerančního pole funkcí.

Funkce hodnoty velikosti tolerančního pole při použití MMC má minimální = jmenovitou hodnotu v případě, že velikost samotného tolerovaného prvku určená jeho tolerancí způsobuje maximum materiálu. To znamená, že když je prvkem díra, tak musí být co nejmenší, aby okolo bylo co nejvíce materiálu. Naopak hřídel (ve smyslu, že součást je hmotným válcem) musí být co největší. Tedy když je prvkem hřídel, musí být co největší.

MMC: Pokud je vyrobená díra větší než nejmenší možná, tak se zvětší hodnota geometrické tolerance o stejnou hodnotu, o jakou se liší velikost (průměr) díry oproti minimální hodnotě.

MMC: Pokud je vyrobená hřídel menší, než největší možná, tak se zvětší hodnota velikosti tolerančního pole o stejnou hodnotu, o jakou se liší velikost (průměr) hřídele oproti maximální hodnotě.



Obr. 33.: Požadavek podmínky maxima materiálu

3.4.4 Podmínka minima materiálu

Podmínka minima materiálu (LMC) je opačným opatřením proti podmínce maxima materiálu. Funkce hodnoty velikosti tolerančního pole při použití LMC má minimální hodnotu v případě, že velikost samotného tolerovaného prvku způsobuje minimum materiálu. Když je prvkem díra, tak musí být co největší, a když je prvkem hřídel, tak musí být co nejmenší.

LMC: Pokud je vyrobená díra menší než největší možná, tak se zvětší hodnota geometrické tolerance o stejnou hodnotu, o jakou se liší velikost (průměr) díry oproti maximální hodnotě.

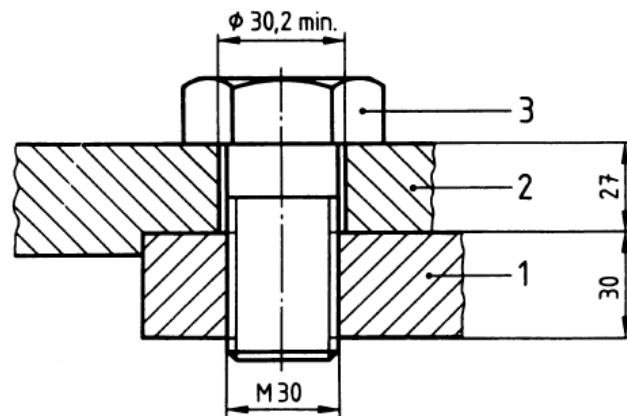
LMC: Pokud je vyrobená hřídel větší, než nejmenší možná, tak se zvětší hodnota geometrické tolerance o stejnou hodnotu, o jakou se liší velikost (průměr) hřídele oproti maximální hodnotě.



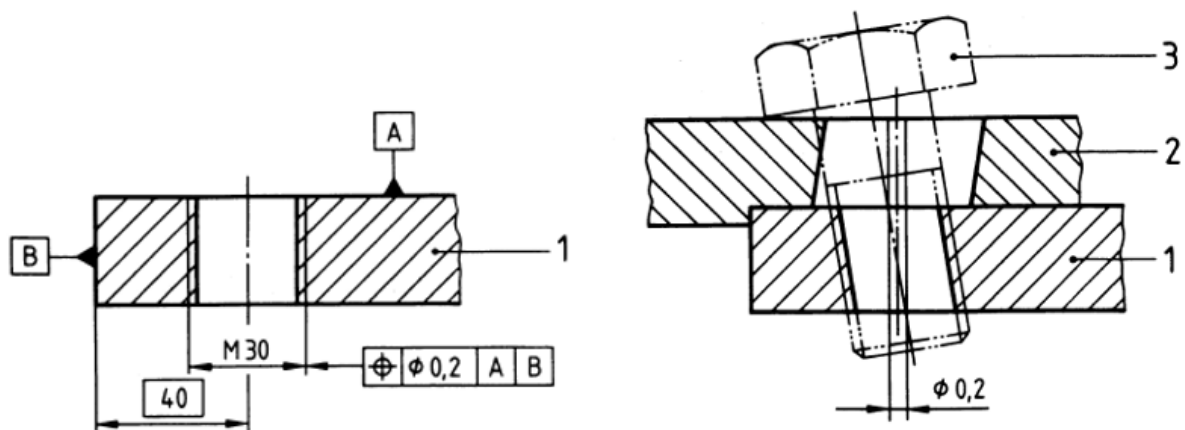
Obr. 34.: Požadavek podmínky minima materiálu

3.4.5 Posunuté toleranční pole

Uvažujme, že šroub pod číslem pozice 3 prochází otvorem v součásti 2 a je zašroubován do závitu v součásti 1, viz Obr. 35. Podle kótování by se zdánlivě měl šroub do díry i závitu vejít. Na Obr. 36 vidíme, že ne vždy takový případ nastane. Je několik možností, jak tento případ vyřešit.



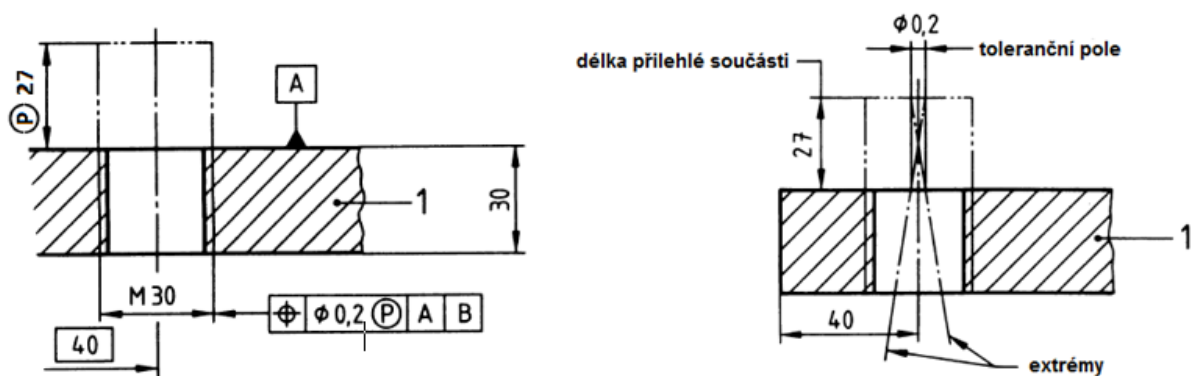
Obr. 35.: Šroubový spoj [5]



Obr. 36.: Problém spoje bez aplikace posunutého tolerančního pole [5]

- 1) Zvětšit díru v součásti 2 natolik, aby v žádném možném případě nekolidovala s osou šroubu. Toto řešení může fungovat, ovšem vyskytují se podmínky, které to mohou zakazovat, například nutnost dodržení velikosti stykové plochy matice a dílu.
- 2) Tolerance závitu na části jedna může být zpřesněna. Toto řešení může zvýšit výrobní náklady.

- 3) Lze přidat další toleranci, například kolmost k základně A s přesnější hodnotou, než jakou má tolerance polohy. Toto řešení také zvyšuje náklady na výrobu.
- 4) Další možností je využití posunutého tolerančního pole. Na výkrese jej značíme symbolem \oplus , a jeho délka odpovídá tloušťce přilehlé součásti, nebo délce insertu (kolíku, šroubu), pokud je kratší než tloušťka přilehlé součásti. Zobrazení tolerančního pole je pomocí phantom line, a jeho délka se okótuje se symbolem \oplus přidaným ke kótě, viz Obr. 37. Toto řešení dovoluje zachovat maximální hodnotu velikosti tolerančního pole při zajištění sestavitelnosti.



Obr. 37.: Posunuté toleranční pole [5]

3.5 Aplikace geometrických tolerancí na převodovku

V této kapitole se budu zabývat aplikací geometrických tolerancí na vybrané součásti převodovky. Tyto součásti mají funkční plochy, jejichž geometrická přesnost je důležitá pro správnou funkci převodovky.

3.5.1 Sestava převodovky

Jedná se o dvoustupňovou 2x čelní převodovku zkonstruovanou v rámci předmětu KC, sloužící k pohonu pásového dopravníku. V této části práce jsou popsány některé důležité aplikace geometrických tolerancí na tuto převodovku. Každá následující kapitola se bude zabývat jednou tolerancí, případně jedním celým dílem, u kterého bude uveden a vysvětlen předpis tolerancí, jako by byl použit v případě výkresu.

Převodovka má odlitou skříň dělenou na dolní a horní polovinu. Horní a dolní část bude připojena k sobě pomocí pole šroubů a vystředěna dvěma kolíky. Byly použity šrouby se šestihlannou hlavou a podložkou. Plochy pro hlavu šroubů jsou opatřeny nálitky, tyto jsou obrobeny, pro zamezení namáhání šroubů ohybem. Ohyb šroubů by vznikl při umístění jejich hlavy přímo na odlitou plochu, která musí mít z technologických důvodů úkos. Na technologický úkos je tedy brán zřetel, přestože není součástí návrhového 3D modelu. Ve svrchní části skříně je průchozí díra pro šroub, ve spodní části je závit. Řešení se závitem ve spodní části skříně bylo použito z důvodu co nejmenšího počtu částí a zjednodušení konstrukce. Při alternativě – použití matice by bylo třeba obrobit také plochu pro matici, což by zvýšilo náklady, a také samotné matice by bylo třeba přidat do kusovníku. Nevýhodou využitého řešení je riziko vady nebo zničení závitu, což by vyžadovalo komplikovanější opravu než při použití matice.

Při výrobě děr pro šrouby budou nejprve obrobeny rovinné plochy spodní části skříně, konkrétně plocha pro přišroubování celé skříně k rámu, a styčná plocha se svrchní částí skříně. Tyto plochy musí být rovnoběžné, protože jinak by byla celá dělicí rovina převodovky skloněná. Poté bude obrobena styčná plocha svrchní skříně se spodním dílem. Toto bude provedeno s důrazem na rovinnost ploch. Návrhový výkres převodovky je znázorněn v příloze 2.

3.5.2 Víčko

Víčko je součástí, která se na převodovce vyskytuje v několika variantách, ale z hlediska geometrických tolerancí se prakticky neliší. Proto uvádím jen víčko výstupní hřídele jako příklad (Obr. 38).

Průchozí díry pro šrouby

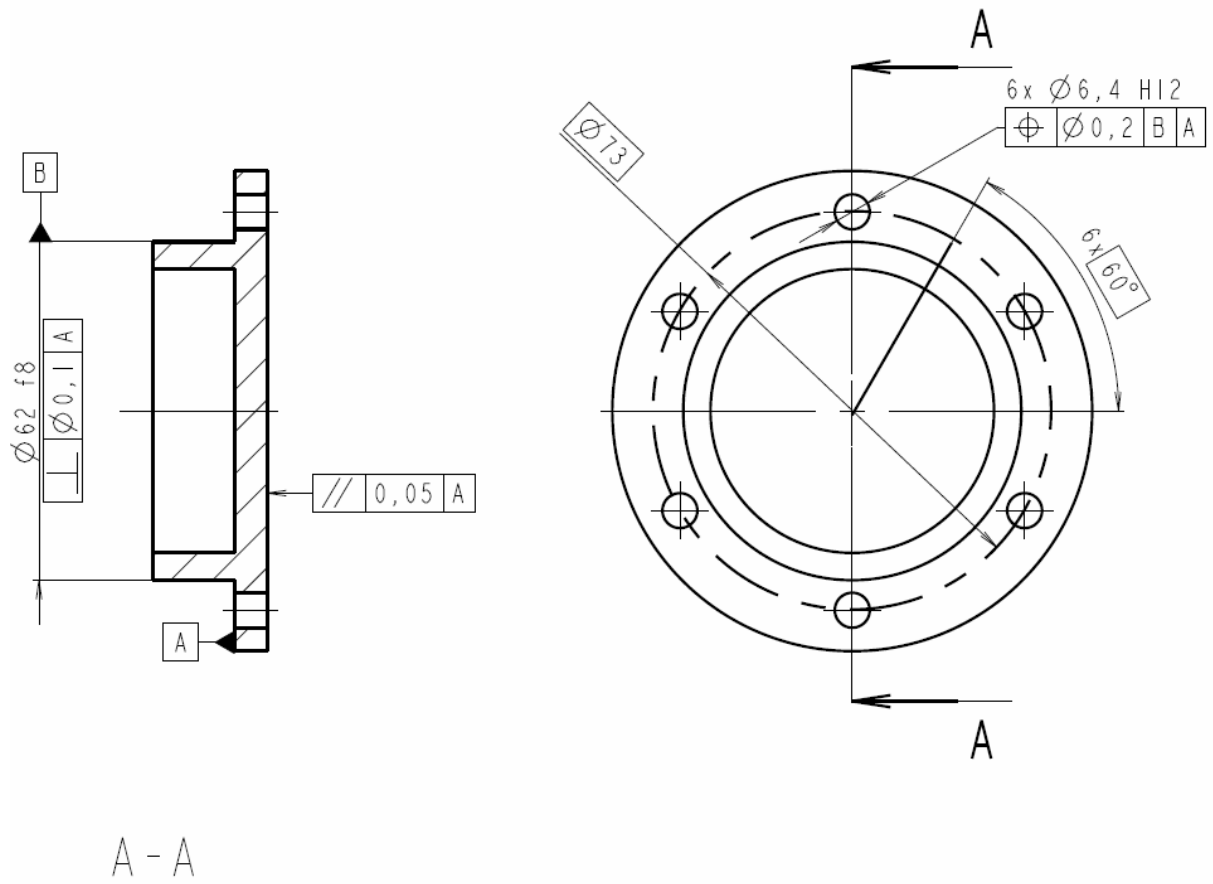
Pro průchozí díry pro šrouby definuji toleranci polohy o velikosti tol. pole 0,2 mm. Pro toleranci polohy děr pro šrouby byly použity dvě základny. Základnou A je čelní plocha, kterou dosedne víčko na plochu skříně. Základnou B je válcová plocha, která se vsune do vývrtů skříně.

Kolmost válcové plochy k základně A

Válcová plocha je opatřena tolerancí kolmosti, protože při velké odchylce od ideální polohy by mohlo dojít k jejímu vzpříčení s válcovou plochou ve skříně, což by mohlo způsobit namáhání, na která není součást navržena.

Rovnoběžnost čela víčka se základnou A

Plocha opatřená tolerancí rovnoběžnosti je určena pro podložky pod hlavami šroubů. Proto zvýšenou rovnoběžností plochy se základnou A snížíme možnost namáhání šroubů procházejících součástí na ohyb.



Obr. 38.: Víčko

3.5.3 Spodní část skříně

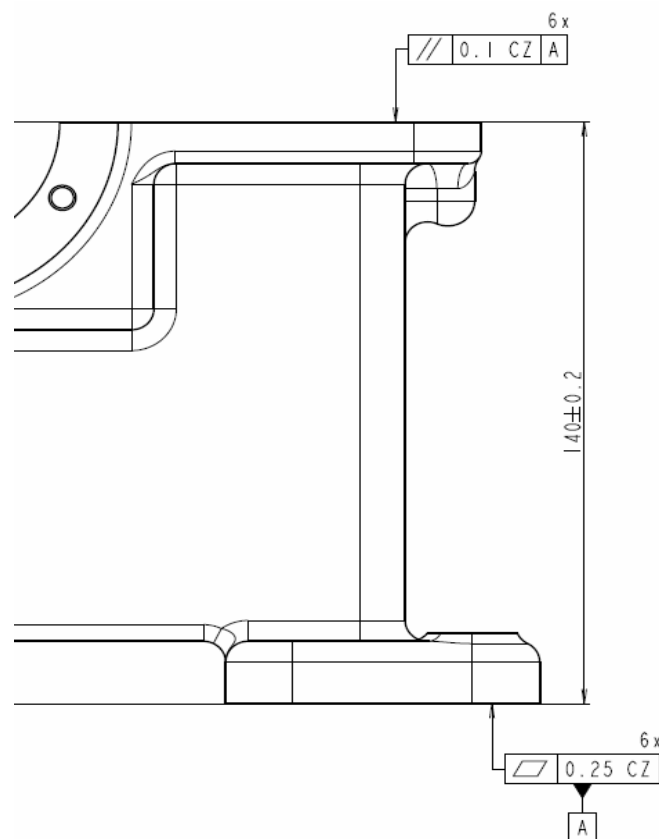
Na samotné spodní části skříně není v práci řešeno mnoho tolerancí. To je způsobeno následujícími fakty. Pole šroubů bylo již zmíněno v kapitole věnující se víčkům. Obrábění čelní a válcové plochy pro víčka proběhne v sestavě s horní částí. Tolerance řešené na spodní části skříně jsou zobrazeny na Obr. 39.

Rovinnost základny A

Základnou A jsou určeny spodní plochy skříně. Spodní plocha je styčnou plochou s tělesem rámu, proto je opatřena tolerancí rovinnosti. Protože spodní plocha je rozdělena na 6 ploch v jedné rovině, ale požadujeme pro tyto plochy jednotné toleranční pole, je při definici použito modifikátoru tolerance „common zone“ CZ

Rovnoběžnost dělicí roviny

Dělicí rovina bude dosedat na stejnou rovinu na protikus, což je důvodem pro zajištění rovnoběžnosti této plochy. Použitá rovnoběžnost zajišťuje také rovinnost o stejné hodnotě, proto další rovinnost již není třeba v tomto případě definovat, pokud by nebylo vyžadováno přesnější tolerance než rovnoběžnosti.



Obr. 39.: Spodní část skříně

3.5.4 Obrábění sestavy skříně

Výroba vývrtů pro ložiska hřídelí a čelních ploch na ně kolmých bude probíhat jako obrábění sestavy skříně. Tato sestava obsahuje spodní a vrchní část skříně, kolíky, kterými se zajistí poloha obou polovin vůči sobě a šrouby, které přitáhnou části skříně k sobě. Návrh použití geometrických tolerancí při výrobě skříně je zobrazen v příloze 3 a jednotlivé prvky jsou okomentovány níže.

Základna A

Základnou A jsou, stejně jako v případě obrábění samotné spodní části skříně, určeny plochy patek spodní části skříně. Pro jednoduchost je celý zápis tolerance s definicí základny převzat z návrhu skříně.

Základna B

Základnou B je určena čelní plocha na vstupní straně převodovky. Na základnu B dosedají víčka pro vstupní a předlohovou hřídel. Zvýšená rovinnost plochy je zajištěna tolerancí rovinnosti. Kolmost k základně A je určena běžným způsobem pro plochu jako druhou ze základen.

Vývrt pro ložiska vstupní hřídele

Poloha vstupní hřídele vůči základnám A, B je ustanovena tolerancí polohy aplikovanou na obě válcové plochy vývrtu pro ložiska vstupní hřídele. Jednotlivé části vývrtu pro ložiska jsou určeny jako základny C a D. Házení vývrtů je zajištěno vůči jejich společné ose, která je dána sdruženou základnou C-D.

Vývrt pro ložiska předlohové hřídele

U předlohové hřídele je potřeba zajistit rovnoběžnost se vstupní hřídelí, kvůli dobrým podmínkám pro přenos momentu ozubením. Rovnoběžnost vstupní a předlohové hřídele zajišťuje tolerance polohy aplikovaná na vývrty pro ložiska předlohové hřídele, která je dána vůči základnám A, B, C-D. Použití sdružené základny C-D zajišťuje požadovanou rovnoběžnost. Dále je určeno házení analogicky ke vstupní hřídeli.

Vývrt pro ložiska výstupní hřídele

Výstupní hřídel je teoreticky rovnoběžná se vstupní i předlohou hřídelí, ale protože moment je přenášen z předlohou hřídele, tak je její rovnoběžnost zajištěna pouze vůči předlohou hřídeli, a to tolerancí polohy při použití základen A, B, E-F. E-F je sdružená základna, která je osou vývrtu pro ložiska předlohou hřídele.

Dosedací plochy pro víčka

Víčka vstupní a předlohou hřídele mají z každé strany převodovky společnou dosedací plochu. První dosedací plochou společnou pro víčko vstupní a předlohou hřídele je základna B. Druhá dosedací plocha je tolerována kolmostí vůči sdruženým základnám C-D a E-F. Každá dosedací plocha víčka je určena šrafovaným prostorem, který je okótován teoreticky přesnými rozměry. K tomuto šrafovanému prostoru je vedena poznámková čára od tolerance kolmosti. To znamená, že tolerován je jen dosedací prostor pro konkrétní víčko, protože ostatní prostor není funkční.

3.5.5 Hřídele

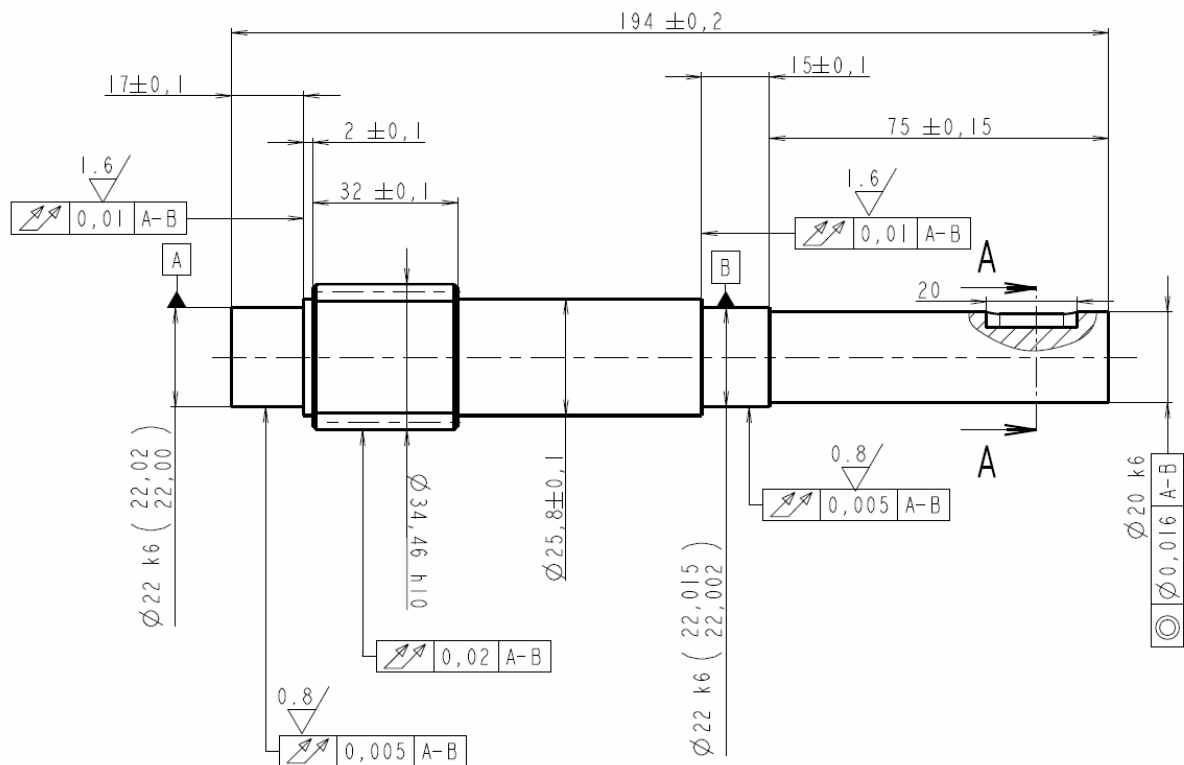
Uvádím příklad vstupní hřídele, kde jsou názorně použity tolerance házení a sousostí. Základnami pro měření hřídele jsou plochy pro ložiska (Obr. 40).

Válcové plochy pro ložiska

Velikost házení na ložiskové ploše na hřídeli odpovídá pro IT6 stupeň hřídel velikosti IT5. Tato velikost je 9 mikronů. Po zaokrouhlení hodnot jsem se rozhodl použít velikost čelního házení 0,01 mm a pro obvodové házení 0,005 mm, dle katalogu SKF [7].

Souosost konce hřídele

Je vhodné, aby konec vstupní hřídele byl souosý se základnou, protože základna A-B je osa rotace hřídele při běhu převodovky. Případná nesouosost by mohla způsobit vibrace nežádoucího působení na převodovku a motor.



Obr. 40.: Výrobní výkres hřídele

4 Rozměrové obvody

Rozměrový obvod je uzavřený úsek rozměrů, které na sebe navazují a jsou na sobě závislé v tom smyslu, že tolerance jednoho členu (rozměru) ovlivňuje toleranci výsledného členu. Úpravami tolerancí jednotlivých členů se tedy snažíme dosáhnout nebo zjistit výslednou toleranci jiného členu.

Existuje několik druhů rozměrových obvodů:

1. Lineární – jeho členy leží na přímce nebo na rovnoběžných přímkách v jedné rovině
2. Rovinný – členy leží v rovině, nebo v několika rovnoběžných rovinách
3. Prostorový – členy leží v různoběžných rovinách

4.1 Pojmy a definice

Každý rozměrový obvod sestává z jednotlivých členů, z nichž jeden je uzavírací (často se jedná o vůli) a ostatní jsou dílčí. Dílčí členy dělíme podle působení na uzavírací člen na zvětšující a zmenšující.

Dílčí člen

Dílčím členem je každý rozměr v obvodu, který ovlivňuje velikost uzavíracího členu. To znamená každý člen kromě uzavíracího. Rozměry, které by velikost uzavíracího členu neovlivňovaly, se do obvodu nezahrnují.

Zvětšující člen

Při nárůstu skutečné absolutní velikosti zvětšujícího členu narůstá také velikost uzavíracího členu. To znamená, že čím větší je zvětšující člen, tím větší je uzavírací člen.

Zmenšující člen

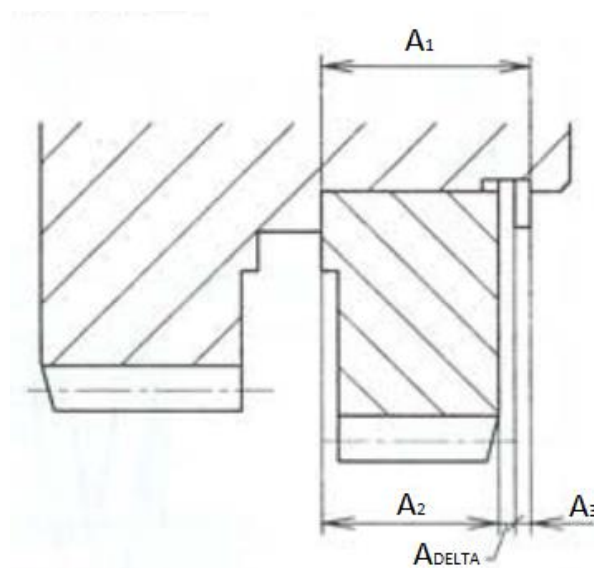
Při nárůstu skutečné absolutní velikosti zmenšujícího členu naopak velikost uzavíracího členu klesá. Jednoduše čím je zmenšující člen větší, tím je uzavírací člen menší.

Uzavírací člen

Největší velikost tolerančního pole má uzavírací člen, jehož tolerance je definována jako součet tolerancí jednotlivých dílčích členů. V častých případech se jedná o vůli nebo přesah. Často je uzavírací člen také výsledným členem, jehož velikost se chceme výpočtem obvodu dozvědět, ovšem toto není pravidlem. Správnému určení uzavíracího členu je třeba věnovat patřičnou pozornost, zvláště s ohledem na to, že ne vždy musí být výsledkem obvodu, ale lze jej převzít z předchozích výpočtů.

4.2 Řešení rozměrových obvodů

Při rostoucím počtu členů obvodu klesá hodnota maximální možné velikosti tolerančního pole dílčích členů. Dodržením podmínky úplné zaměnitelnosti dílů hovoříme o metodě úplné zaměnitelnosti. Rozměrové obvody lze řešit i jinými způsoby, a to s vědomím, že část součástí skutečně vyrobených na hranicích tolerančního pole nebude v kombinaci s jinými vyhovovat, takže bude vznikat buď malá zmetkovitost, nebo bude třeba dělit díly do skupin, které se sestaví vhodně tak, aby vyhovovaly. Určením míry podílu nejnepříznivěji vyrobených kombinací dílů, které jsou při výrobě z ekonomických důvodů přijatelné, se zabývají statistické teorie řešení rozměrových obvodů. Rozměrové obvody jsou v práci řešeny aritmetickou metodou. Tato metoda výpočtu se zabývá případem, kdy chceme, aby 100% součástí bylo zaměnitelných v celém rozsahu tolerance jejich rozměru, který ve výpočtu obvodu uvažujeme. To znamená, že i v nejnepravděpodobnějším případě, kdy by byly součásti vyrobeny na jedné z hranic jejich tolerance, půjde sestava sestavit.



Obr. 41.: Rozměrový obvod pojistného kroužku na kole [10]

Princip aritmetického řešení bude demonstrován na příkladu jednoduchého tolerančního obvodu (Obr. 41). Jedná se o zajištění axiálního posunutí kola na hřídeli pojistným kroužkem. Hřídelí se v tomto případě rozumí válcová část ozubeného kola, na které je řešené kolo nasazené. Členy obvodu jsou:

- A_1 – délka rozměru od osazení dorazu kola až ke konci drážky pro pojistný kroužek
- A_2 – šířka kola
- A_3 – tloušťka pojistného kroužku
- A_{delta} – vůle mezi pojistným kroužkem a kolem

Prvním krokem pro úspěšné vyřešení obvodu je správné určení uzavíracího členu. V tomto případě se jedná o vůli A_{delta} .

Dále je třeba určit, jakým způsobem dílčí členy ovlivňují uzavírací člen.

- Protože zvětšováním členu A_1 se zvětšuje i vůle, je člen A_1 zvětšující.
- Protože zvětšováním členů A_2 a A_3 se zmenšuje vůle, jsou tyto členy zmenšující.

Následující rovnice popisují výpočty spojené s rozměrovými obvody, kde index HMR znamená horní mezní rozměr a DMR znamená dolní mezní rozměr.

Výpočet nominálního rozměru A_{Δ}

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^{zv} \overrightarrow{A_i} - \sum_{i=zv+1}^{zv+zm} \overleftarrow{A_i} \quad (1)$$

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^1 \overrightarrow{A_i} - \sum_{i=2}^3 \overleftarrow{A_i} \quad (2)$$

$$A_{\Delta} = \overrightarrow{A_1} - (\overleftarrow{A_2} + \overleftarrow{A_3}) \quad (3)$$

Výpočet velikosti tolerančního pole A_{Δ}

$$T_{A_{\Delta}} = \sum_{i=1}^n T_{A_i} \quad (4)$$

$$T_{A_{\Delta}} = \sum_{i=1}^3 T_{A_i} \quad (5)$$

$$T_{A_{\Delta}} = T_{A_1} + T_{A_2} + T_{A_3} \quad (6)$$

Výpočet maximálního rozměru A_{Δ}

$$A_{\Delta HMR} = \sum_{i=1}^{zv} \overrightarrow{A_{iHMR}} - \sum_{i=zv+1}^{zv+zm} \overleftarrow{A_{iDMR}} \quad (7)$$

$$A_{\Delta HMR} = \sum_{i=1}^1 \overrightarrow{A_{iHMR}} - \sum_{i=2}^3 \overleftarrow{A_{iDMR}} \quad (8)$$

$$A_{\Delta HMR} = \overrightarrow{A_{1HMR}} - (\overleftarrow{A_{2DMR}} + \overleftarrow{A_{3DMR}}) \quad (9)$$

Výpočet minimálního rozměru A_{Δ}

$$A_{\Delta DMR} = \sum_{i=1}^{zv} \overrightarrow{A_{iDMR}} - \sum_{i=zv+1}^{zv+zm} \overleftarrow{A_{iHMR}} \quad (10)$$

$$A_{\Delta DMR} = \sum_{i=1}^1 \overrightarrow{A_{iDMR}} - \sum_{i=2}^3 \overleftarrow{A_{iHMR}} \quad (11)$$

$$A_{\Delta DMR} = \overrightarrow{A_{1DMR}} - (\overleftarrow{A_{2HMR}} + \overleftarrow{A_{3HMR}}) \quad (12)$$

4.3 Aplikace rozměrových obvodů na převodovku

Na navržené převodovce byly řešeny 4 rozměrové obvody. Prvním rozměrovým obvodem je dopočítání tolerance rozměru 54 na vstupní hřídeli. Druhým obvodem je určení rozdílu šířky ozubení. První dva rozměrové obvody mohou být řešeny v libovolném pořadí, protože výsledek jednoho není vstupním prvkem pro druhý. Třetí obvod se zabývá seřízením ozubení tak, aby byla kola v plném záběru bez ohledu na skutečně vyrobené rozměry součástí sestavy. Posledním obvodem je ověření dostatečnosti jmenovitého rozměru distančního kroužku.

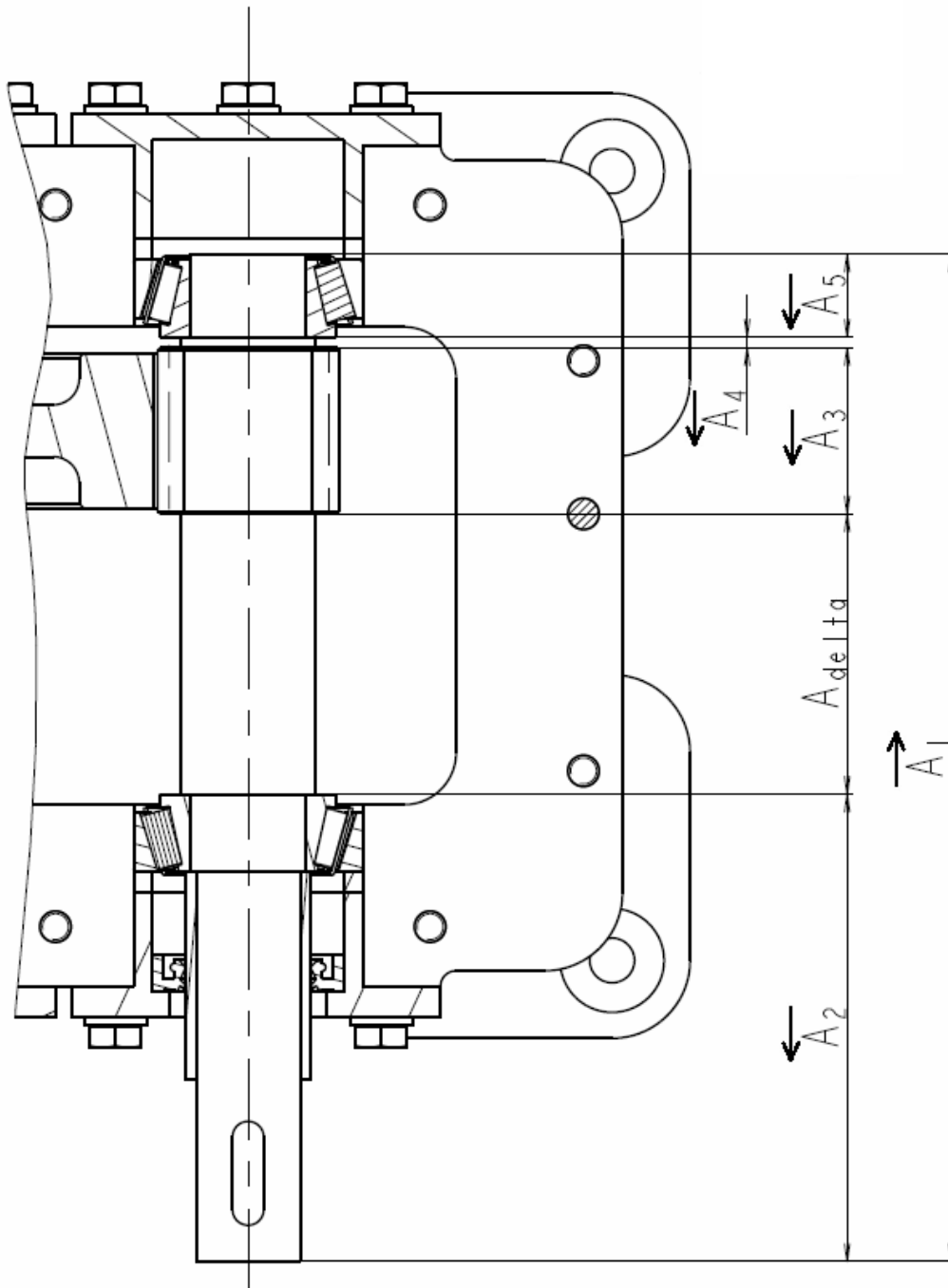
4.3.1 Obvod A – Dupočtení rozměru 54 na vstupní hřídeli

Na vstupní hřídeli se z výrobních důvodů kótují rozměry jiné, než rozměr 54, tento rozměr s jeho tolerancí je ale potřeba znát pro vypočtení rozměrového obvodu č.3. Jedná se o lineární rozměrový obvod pouze na jedné součásti, pořadí výpočtu tohoto obvodu je zaměnitelné s obvody B a C.

Grafické zobrazení obvodu A je uvedeno na Obr. 42. Zde je také pro jednotlivé členy určeno, zda se jedná o zvětšující nebo zmenšující člen. Jednotlivé členy v tomto obvodu nebudou samostatně popisovány, protože se jedná o rozměry na stejné hřídeli.

Tab. 6.: Rozměrový obvod A

[mm]	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅	A _Δ
Jmenovitý rozměr	194	90	32	2	16	54
Maximální rozměr	194,2	90,15	32,1	2,1	16,1	54,65
Minimální rozměr	193,8	89,85	31,9	1,9	15,9	53,35
Střední hodnota	194	90	32	2	16	54
Velikost tolerančního pole	0,4	0,3	0,2	0,2	0,2	1,3



Obr. 42.: Rozměrový obvod A

Výpočet nominálního rozměru A_{Δ}

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^{zv} \overrightarrow{A_i} - \sum_{i=zv+1}^{zv+zm} \overleftarrow{A_i} \quad (13)$$

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^1 \overrightarrow{A_i} - \sum_{i=2}^5 \overleftarrow{A_i} \quad (14)$$

$$A_{\Delta} = 194 - (90 + 32 + 2 + 16) = 54mm \quad (15)$$

Výpočet velikosti tolerančního pole A_{Δ}

$$T_{A_{\Delta}} = \sum_{i=1}^n T_{A_i} \quad (16)$$

$$T_{A_{\Delta}} = \sum_{i=1}^5 T_{A_i} \quad (17)$$

$$T_{A_{\Delta}} = (0,4 + 0,3 + 0,2 + 0,2 + 0,2) = 1,3mm \quad (18)$$

Výpočet maximálního rozměru A_{Δ}

$$A_{\Delta HMR} = \sum_{i=1}^{zv} \overrightarrow{A_{iHMR}} - \sum_{i=zv+1}^{zv+zm} \overleftarrow{A_{iDMR}} \quad (19)$$

$$A_{\Delta HMR} = \sum_{i=1}^1 \overrightarrow{A_{iHMR}} - \sum_{i=2}^5 \overleftarrow{A_{iDMR}} \quad (20)$$

$$A_{\Delta HMR} = 194,2 - 89,85 - 31,9 - 1,9 - 15,9 = 54,65mm \quad (21)$$

Výpočet minimálního rozměru A_{Δ}

$$A_{\Delta DMR} = \sum_{i=1}^{zv} \overrightarrow{A_{iDMR}} - \sum_{i=zv+1}^{zv+zm} \overleftarrow{A_{iHMR}} \quad (22)$$

$$A_{\Delta DMR} = \sum_{i=1}^1 \overrightarrow{A_{iDMR}} - \sum_{i=2}^5 \overleftarrow{A_{iHMR}} \quad (23)$$

$$A_{\Delta DMR} = 193,8 - 90,15 - 32,1 - 2,1 - 16,1 = 53,35mm \quad (24)$$

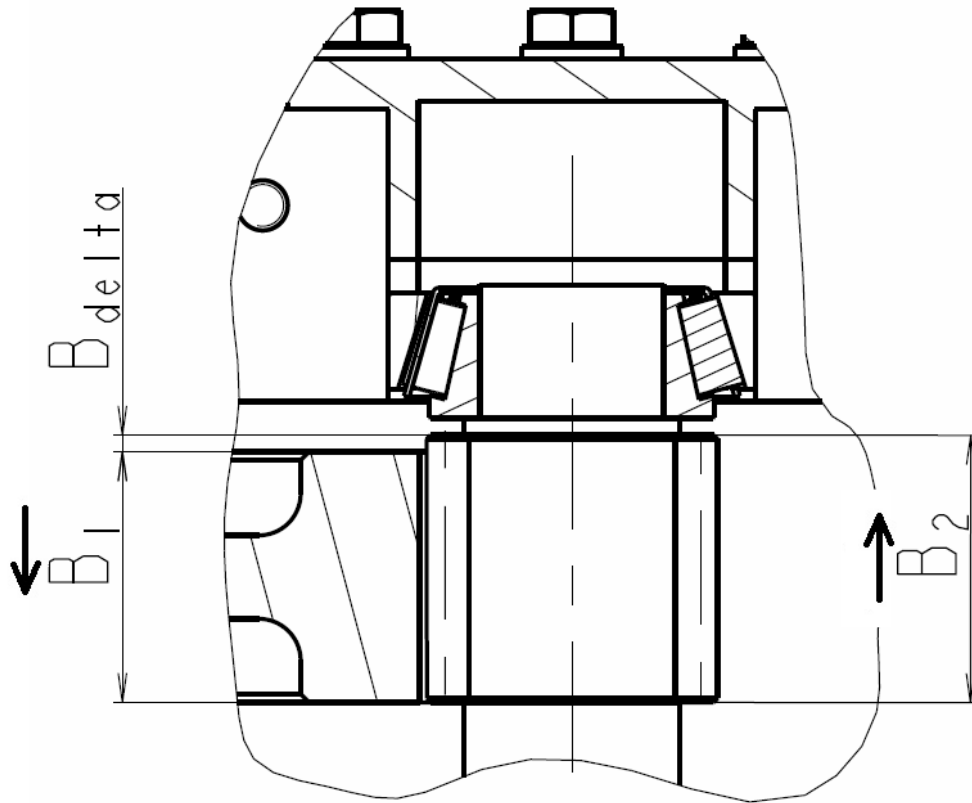
Hodnota rozměru 54 počítaného pro použití v rozměrovém obvodě C je $54 \pm 0,65$. Člen A_4 by nebyl běžně na výrobním výkrese hřídele kótován, zde jej ovšem zavádíme kvůli vhodnosti při použité kombinaci rozměrových obvodů.

4.3.2 Obvod B – Určení rozdílu šířky ozubení

Jednotlivá ozubení jsou vyrobena s délkovou tolerancí $\pm 0,1$ mm. Uvažujeme, že jejich axiální posunutí vůči sobě může být v nominálních rozměrech v rozsahu 0 až 2 mm. Na Obr. 43 je uvedena jedna z možných extrémních poloh, tj. že přesah ozubení B delta je plně na straně u ložiska, a na druhé straně jsou čelní plochy ozubení v rovině. Minimální nalezený rozměr uzavíracího členu B delta bude vstupem do dalšího rozměrového obvodu, protože je potřeba zajistit plný záběr ozubení bez ohledu na tolerance rozměrů prvků.

Tab. 7.: Rozměrový obvod B

[mm]	B1	B2	Δ
Jmenovitý rozměr	30	32	2
Maximální rozměr	30,1	32,1	2,2
Minimální rozměr	29,9	31,9	1,8
Střední hodnota	30	32	2
Velikost tolerančního pole	0,2	0,2	0,4



Obr. 43.: Rozměrový obvod B

Členy obvodu B jsou:

- B_1 – Šířka ozubeného kola
- B_2 – Šířka ozubení na hřídeli
- B_{delta} – axiální vůle v seřízení ozubených kol, navržená v nominálním rozměru je $1 \text{ modul} = 2 \text{ mm}$

Výpočet nominálního rozměru B_{Δ}

$$B_{\Delta} = \sum_{i=1}^{zv} \overline{B}_i - \sum_{i=zv+1}^{zv+zm} \overline{B}_i \quad (25)$$

$$B_{\Delta} = \sum_{i=1}^1 \overline{B}_i - \sum_{i=2}^2 \overline{B}_i \quad (26)$$

$$B_{\Delta} = 32 - 30 = 2mm \quad (27)$$

Výpočet velikosti tolerančního pole B_{Δ}

$$T_{B_{\Delta}} = \sum_{i=1}^n T_{B_i} \quad (28)$$

$$T_{B_{\Delta}} = \sum_{i=1}^2 T_{B_i} \quad (29)$$

$$T_{B_{\Delta}} = (0,2 + 0,2) = 0,4mm \quad (30)$$

Výpočet maximálního rozměru B_{Δ}

$$B_{\Delta HMR} = \sum_{i=1}^{zv} \overrightarrow{B}_{iHMR} - \sum_{i=zv+1}^{zv+zm} \overleftarrow{B}_{iDMR} \quad (31)$$

$$B_{\Delta HMR} = \sum_{i=1}^1 \overrightarrow{B}_{iHMR} - \sum_{i=2}^2 \overleftarrow{B}_{iDMR} \quad (32)$$

$$B_{\Delta HMR} = 32,1 - 29,9 = 2,2mm \quad (33)$$

Výpočet minimálního rozměru B_{Δ}

$$B_{\Delta DMR} = \sum_{i=1}^{zv} \overrightarrow{B}_{iDMR} - \sum_{i=zv+1}^{zv+zm} \overleftarrow{B}_{iHMR} \quad (34)$$

$$B_{\Delta DMR} = \sum_{i=1}^1 \overrightarrow{B}_{iDMR} - \sum_{i=2}^2 \overleftarrow{B}_{iHMR} \quad (35)$$

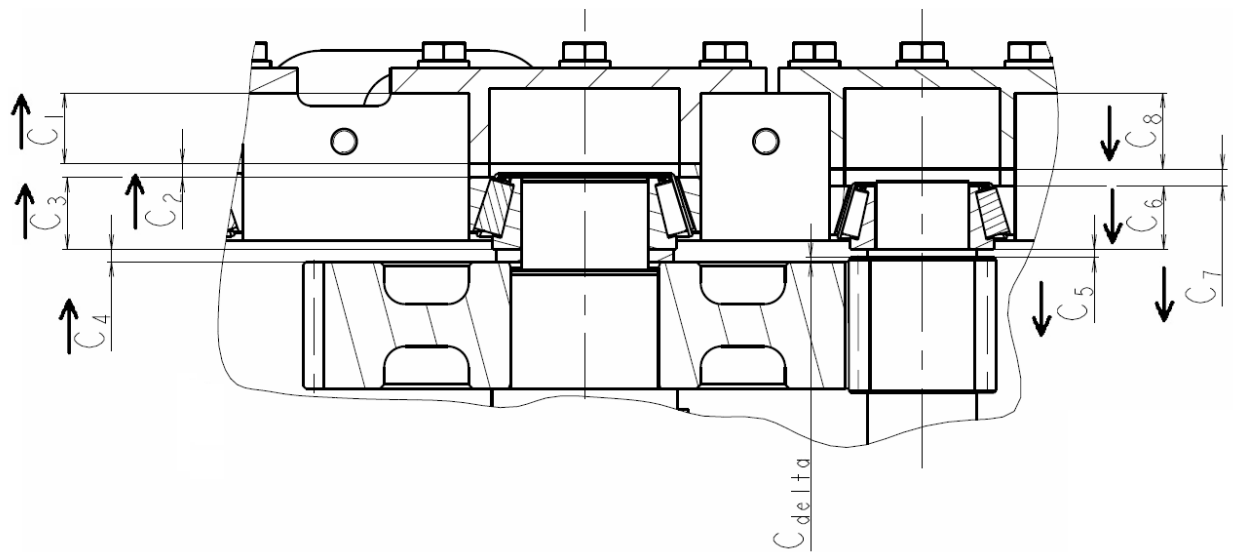
$$B_{\Delta DMR} = 31,9 - 30,1 = 1,8mm \quad (36)$$

4.3.3 Obvod C – Seřízení ozubení

Obvod C (Obr. 44) se zabývá seřízením ozubení. Je třeba docílit toho, aby kola byla v plném záběru za každých podmínek s ohledem na tolerance rozměrů prvků. Úvaha je, že uzavírací člen obvodu je axiální vůle mezi plným záběrem jednotlivých kol, spočítaná v obvodu B. Tato vůle byla stanovena na 1,8 mm, protože se jedná o nejnepříznivější případ. Hledaným členem v tomto obvodu je rozměr C_7 , který bude dobroušen na přesný rozměr podle skutečné velikosti ostatních členů.

Tab. 8.: Rozměrový obvod C

[mm]	C_1	C_2	C_3	C_4	C_{Δ}	C_5	C_6	C_7	C_8
Jmenovitý rozměr	17	3	17	3	1	2	15	4	18
Maximální rozměr	17,1	3,1	17,2	3,1	1,8	2,1	15,2	4,3	18,1
Minimální rozměr	16,9	2,9	17	2,9	0	1,9	15	3,9	17,9
Střední hodnota	17	3	17,1	3	0,9	2	15,1	4,1	18
Velikost tolerančního pole	0,2	0,2	0,2	0,2	1,8	0,2	0,2	0,4	0,2



Obr. 44.: Rozměrový obvod C

Členy obvodu C jsou:

- C_1 – Délka osazení na víčku předlokové hřídele
- C_2 – Tloušťka kroužku předlokové hřídele
- C_3 – Šířka ložiska na předlokové hřídeli
- C_4 – Tloušťka distančního kroužku mezi ložiskem a ozubeným kolem
- C_5 – Délka osazení na vstupní hřídeli
- C_6 – Šířka ložiska vstupní hřídele
- C_7 – Tloušťka kroužku vstupní hřídele
- C_8 – Délka osazení na víčku vstupní hřídele
- C_{delta} – Axiální vůle v seřízení ozubených kol

Výpočet nominálního rozměru C_7

$$C_{\Delta} = \sum_{i=1}^{zv} \overrightarrow{C_i} - \sum_{i=zv+1}^{zv+zm} \overleftarrow{C_i} \quad (37)$$

$$C_{\Delta} = \sum_{i=1}^4 \overrightarrow{C_i} - \sum_{i=5}^8 \overleftarrow{C_i} \quad (38)$$

$$1 = 17 + 3 + 17 + 3 - (2 + 15 + C_7 + 18) \quad (39)$$

$$C_7 = 17 + 3 + 17 + 3 - 2 - 15 - 1 - 18$$

$$C_7 = 4mm$$

Výpočet velikosti tolerančního pole C_7

$$T_{C_{\Delta}} = \sum_{i=1}^n T_{C_i} \quad (40)$$

$$T_{C_{\Delta}} = \sum_{i=1}^8 T_{C_i} \quad (41)$$

$$1,8 = 0,2 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + T_{C_7} + 0,2 \quad (42)$$

$$T_{C_7} = 0,2 - 0,2 - 0,2 - 0,2 - 0,2 - 0,2 + 1,8 - 0,2$$

$$T_{C_7} = 0,4mm$$

Výpočet minimálního rozměru C_7

$$C_{\Delta HMR} = \sum_{i=1}^{zv} \overrightarrow{C_{iHMR}} - \sum_{i=zv+1}^{zv+zm} \overleftarrow{C_{iDMR}} \quad (43)$$

$$C_{\Delta HMR} = \sum_{i=1}^4 \overrightarrow{C_{iHMR}} - \sum_{i=5}^8 \overleftarrow{C_{iDMR}} \quad (44)$$

$$1,8 = 17,1 + 3,1 + 17,2 + 3,1 - (1,9 + 15 + C_{7DMR} + 17,9) \quad (45)$$

$$C_{7DMR} = 17,1 + 3,1 + 17,2 + 3,1 - 1,9 - 15 - 1,8 - 17,9$$

$$C_{7DMR} = 3,9mm$$

Výpočet maximálního rozměru C_7

$$C_{\Delta DMR} = \sum_{i=1}^{zv} \overrightarrow{C_{iDMR}} - \sum_{i=zv+1}^{zv+zm} \overleftarrow{C_{iHMR}} \quad (46)$$

$$C_{\Delta DMR} = \sum_{i=1}^4 \overrightarrow{C_{iDMR}} - \sum_{i=5}^8 \overleftarrow{C_{iHMR}} \quad (47)$$

$$0 = 16,9 + 2,9 + 17 + 2,9 - (2,1 + 15,2 + C_{7HMR} + 18,1) \quad (48)$$

$$C_{7HMR} = 16,9 + 2,9 + 17 + 2,9 - (2,1 + 15,2 + 18,1)$$

$$C_{7HMR} = 4,3mm$$

4.3.4 Obvod D – Ověření velikosti nominálního rozměru kroužku

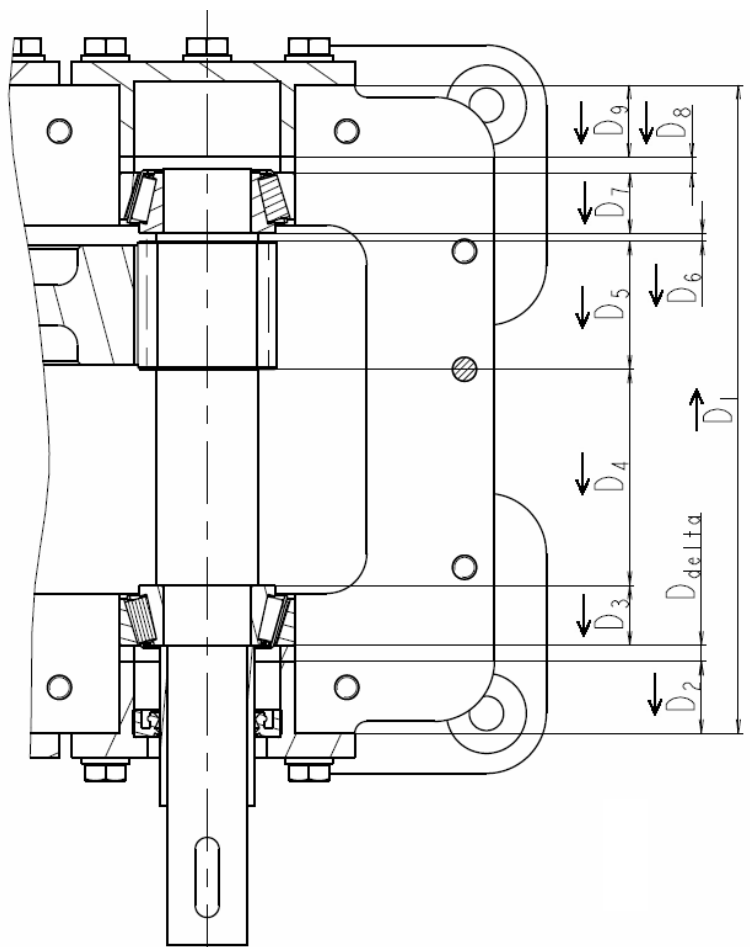
Při návrhu konceptu převodovky byla navržena velikost tloušťky kroužku na nominální rozměr 4,5mm, je vhodné ověřit, zda tento nominální rozměr je dostatečný, tj. zda se při dolním mezním rozměru nedostane velikost do záporných hodnot (Obr. 45).

Tab. 9.: Rozměrový obvod D

[mm]	D1	D2	D3	D4	D5	D6	D7	D8	D9	Δ
Jmenovitý rozměr	162	18	15	54	32	2	15	4	18	4
Maximální rozměr	162,2	18,1	15,2	54,65	32,1	2,1	15,2	4,2	18,1	5,45
Minimální rozměr	161,8	17,9	15	53,35	31,9	1,9	15	3,8	17,9	2,15
Střední hodnota	162	18	15,1	54	32	2	15,1	4	18	4
Velikost tolerančního pole	0,4	0,2	0,2	1,3	0,2	0,2	0,2	0,4	0,2	3,3

Členy obvodu D jsou:

- D_1 – Šířka skříně
- D_2 – Délka osazení víčka na vstupu
- D_3 – Šířka ložiska na vstupu
- D_4 – Rozměr 54 vstupní hřídele, jehož tolerance byly spočteny v obvodu A
- D_5 – Šířka ozubení na vstupní hřídeli
- D_6 – Délka osazení na vstupní hřídeli
- D_7 – Šířka ložiska
- D_8 – Tloušťka kroužku
- D_9 – Délka osazení víčka
- D_{delta} – Tloušťka kroužku na vstupu, který bude dobroušen na přesný rozměr



Obr. 45.: Rozměrový obvod D

Výpočet nominálního rozměru D_{Δ}

$$D_{\Delta} = \sum_{i=1}^{zv} \overrightarrow{D}_i - \sum_{i=zv+1}^{zv+zm} \overleftarrow{D}_i \quad (49)$$

$$D_{\Delta} = \sum_{i=1}^1 \overrightarrow{D}_i - \sum_{i=2}^9 \overleftarrow{D}_i \quad (50)$$

$$D_{\Delta} = (162) - (18 + 15 + 54 + 32 + 2 + 15 + 4 + 18) = 4mm \quad (51)$$

Výpočet velikosti tolerančního pole D_{Δ}

$$T_{D_{\Delta}} = \sum_{i=1}^n T_{D_i} \quad (52)$$

$$T_{D_{\Delta}} = \sum_{i=1}^9 T_{D_i} \quad (53)$$

$$T_{D_{\Delta}} = (0,4 + 0,2 + 0,2 + 1,3 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 0,4 + 0,2) = 3,3mm \quad (54)$$

Výpočet maximálního rozměru D_{Δ}

$$D_{\Delta HMR} = \sum_{i=1}^{zv} \overrightarrow{D}_{iHMR} - \sum_{i=zv+1}^{zv+zm} \overleftarrow{D}_{iDMR} \quad (55)$$

$$D_{\Delta HMR} = \sum_{i=1}^1 \overrightarrow{D}_{iHMR} - \sum_{i=2}^9 \overleftarrow{D}_{iDMR} \quad (56)$$

$$D_{\Delta HMR} = (162,2) - (17,9 + 15 + 53,35 + 31,9 + 1,9 + 15 + 3,8 + 17,9) = 5,45mm \quad (57)$$

Výpočet minimálního rozměru D_{Δ}

$$D_{\Delta DMR} = \sum_{i=1}^{zv} \overrightarrow{D}_{iDMR} - \sum_{i=zv+1}^{zv+zm} \overleftarrow{D}_{iHMR} \quad (58)$$

$$D_{\Delta DMR} = \sum_{i=1}^1 \overrightarrow{D}_{iDMR} - \sum_{i=2}^9 \overleftarrow{D}_{iHMR} \quad (59)$$

$$D_{\Delta DMR} = (161,8) - (18,1 + 15,2 + 54,65 + 32,1 + 2,1 + 15,2 + 4,2 + 18,1) = 2,15mm \quad (60)$$

5 ZÁVĚR

Cílem této práce bylo vyložit principy geometrického tolerování výrobků a řešení rozměrových obvodů, a tyto aplikovat na převodovku navrženou v rámci předmětu Konstrukční cvičení, a tuto aplikaci vysvětlit.

V teoretické části práce zabývající se geometrickými tolerancemi jsem nejprve vysvětlil základní pojmy nutné k porozumění dané problematice. Věnoval jsem pozornost pojmu geometrická tolerance, jakou roli v této problematice hrají základní a další důležité principy. Následně jsem charakterizoval pojem teoreticky přesný rozměr, protože všechny rozměry (s výjimkou teoreticky přesného) zpravidla mají dán příslušný rozsah, ve kterém budou vyrobeny, a správné užití teoreticky přesných rozměrů je důležitou součástí geometrického tolerování. Určení základen bylo také náležitě popsáno, protože se jedná o důležitou součást problematiky, bez které se při řešení dané problematiky nelze obejít. Na závěr teoretické části práce byly charakterizovány i pokročilé principy geometrického tolerování jako posunuté toleranční pole a podmínka maxima nebo minima materiálu.

V části týkající se rozměrových obvodů byl vysvětlen princip jejich řešení a proveden popis pojmů a definic. Bylo také zmíněno téma statistického řešení rozměrových obvodů, které je svým principem stejné jako řešení pomocí metody minimum-maximum, kterou se tato práce zabývá.

V praktické části týkající se geometrických tolerancí byl předveden možný způsob jejich použití na jednotlivé součásti převodovky. Byly zkoumány tolerance na víčkách převodovky, která se při sestavení nesmí vzpříčit. Díry pro šrouby na víčkách musí být vyrobeny tak, aby v každém případě bylo možné jejich stažení šrouby ke skříni převodovky. K tomu bylo použito tolerance polohy pro pole šroubů. Zajištění polohy děr pro šrouby na víčkách by bylo možné provést také pomocí posunutého tolerančního pole, což by bylo vhodné zvláště v případě větší tloušťky víček. U spodní části skříně byla definována základna pomocí modifikátoru CZ – „common zone“, který se používá při definici více ploch představujících jednu základnu, a byla zajištěna rovnoběžnost dělicí roviny převodovky pomocí tolerance rovnoběžnosti vůči této základně. Na příkladu hřídele bylo definováno házení, které je pro plochy ložisek určeno katalogem výrobce. Dále byla na hřídeli definována sousost jejího konce, který bude spojen pružnou spojkou s elektromotorem. Obrábění sestavy skříně převodovky bylo pro účely geometrických tolerancí zvláště zajímavým příkladem, protože bylo třeba určit pro jednotlivé tolerance příslušný systém základen a zajistit sousost jednotlivých hřídelů tolerováním vývrtů pro ložiska a také kolmost dosedacích ploch pro víčka k příslušným vývrtům.

V praktické části zabývající se rozměrovými obvody bylo vyřešeno několik rozměrových obvodů, které spolu navzájem souvisí. V obvodu A byla podle tolerancí ostatních rozměrů dopočtena výsledná tolerance rozměru 54 na hřídeli, na který je

navázáno v obvodu C. V obvodu B byl vyřešen maximální přesah ozubení přenášejícího moment ze vstupní na předlohouvou hřídel. Tento přesah byl uzavíracím členem v obvodu C, který se zabývá seřízením ozubených kol. Zdůrazněno bylo správné určení uzavíracího členu, který nemusí být vždy výsledkem rozměrového obvodu, přestože u jednodušších příkladů se může zdát, že tomu tak je. V obvodu D bylo provedeno ověření dostatečnosti nominálního rozměru distančního kroužku. Tento rozměr byl v návaznosti na výsledek tohoto obvodu v průběhu práce upraven, protože při prvotním návrhu nebyl vzhledem k velikostem tolerančních polí prvků zařazených do tohoto obvodu dostačující. Nutnost upravení rozměru kroužku byla příkladnou demonstrací vlivu rozměrových obvodů na návrh dílů.

Výsledkem práce, která se zabývá aplikací geometrických a rozměrových tolerancí na převodovku zkonstruovanou v rámci předmětu *Konstrukční cvičení*, byl popis důležitých teoretických principů problematiky geometrických tolerancí a rozměrových obvodů. Grafickým výstupem práce byl návrhový výkres převodovky a také obrázky v práci použité pro demonstraci aplikace geometrických tolerancí a rozměrových obvodů. Dále byly názorně demonstrovány možné aplikace teoreticky popsaných principů. Pro další budoucí zkoumání by bylo možné rozšířit počet rozměrových obvodů a vyšetřovat přesnou velikost tolerančních polí jednotlivých tolerancí.

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] ERAZIM, Karel. Knižnice strojírenské výroby. Svazek 15. Měření úchylek geometrického tvaru a polohy funkčních ploch výrobků. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1960.
- [2] Norma. ISO 1101:2017, “Geometrical product specifications (GPS) - Geometrical tolerancing - Tolerances of form, orientation, location and run-out.”
- [3] Norma. ISO 5459:2011, “Technical drawings – Geometrical tolerancing – Datums and datum—systems for geometrical tolerances.”
- [4] DRASTÍK, František. DENK, Otto. NÁDVORNÍK, Karel. POSPÍCHAL, Jaroslav. ŘEZNÍČKOVÁ, Jitka. Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu. Druhé doplněné vydání. Ostrava: Montanex a.s.: 1999. ISBN: 80-85780-95-X
- [5] Norma. ISO 10578:1992, „Technical drawings – Tolerancing of orientation and location —Projected tolerance zone.“
- [6] LEINVEBER, Jan. VÁVRA, Pavel. Strojnické tabulky. Třetí doplněné vydání. Úvaly: Albra – pedagogické nakladatelství, 2006.
- [7] SKF rolling bearings catalogue.pdf [online]. © SKF, 2017. [cit. 12.12.2018]. Dostupné z: <https://www.skf.com/binary/77-121486/SKF-rolling-bearings-catalogue.pdf>
- [8] KUGL, Otmar. HOUKAL, Jiří. TOMEK, Pavel. ZÝMA, Jiří. PROJEKT – III. ročník. Vydání druhé. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. 169 s. ISBN 80-01-03205-1.
- [9] SLANEC, Karel. Konstruování. Geometrická přesnost výrobků. 2.díl. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. 160 s. ISBN 80-01-02864-X.
- [10] POSPÍCHAL, Jaroslav. Technické kreslení. Vydání 3. přepracované. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. ISBN: 80-01-03214-0

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.: Toleranční rámečky [2]	2
Obr. 2.: Omezení tolerovaného prvku čarou [2].....	4
Obr. 3.: Omezení tolerovaného prvku na ploše [2]	4
Obr. 4.: - Značka základny.....	5
Obr. 5.: Určení základny plochy nebo přímky [3]	6
Obr. 6.: Umístění značky základny na ploše	6
Obr. 7.: Určení základny jako osy válcové díry [3]	7
Obr. 8.: Určení základny jako společné osy dvou válcových konců hřídele [3]	8
Obr. 9.: skupina prvků jako základna [3]	9
Obr. 10.: Pořadí základen	10
Obr. 11.: Volba základen A, B [3]	11
Obr. 12.: Volba základen B, A [3]	11
Obr. 13.: Tolerance přímosti aplikovaná na osu válce [2]	13
Obr. 14.: Tolerance přímosti aplikovaná na plochu [2]	13
Obr. 15.: Tolerance rovinnosti aplikovaná na plochu [2].....	14
Obr. 16.: Tolerance kruhovitosti na kuželi [2]	15
Obr. 17.: Tolerance válcovitosti [2]	15
Obr. 18.: Tolerance tvaru profilu bez základny [2]	16
Obr. 19.: Tolerance tvaru plochu bez použití základny [2]	17
Obr. 20.: Tolerance rovnoběžnosti [2].....	18
Obr. 21.: Tolerance kolmosti na ose válce při použití značky průměru [2]	19
Obr. 22.: Tolerance kolmosti na ose válce bez použití značky průměru [2]	19
Obr. 23.: Tolerance sklonu [2]	20
Obr. 24.: Tolerance polohy válcové díry [2].....	21
Obr. 25.: Tolerance polohy aplikovaná na kulovou plochu [2]	21
Obr. 26.: Tolerance polohy aplikovaná na drážku [2].....	22
Obr. 27.: Tolerance sousostí na válcové ploše [2]	23
Obr. 28.: Tolerance souměrnosti [2].....	23
Obr. 29.: Tolerance obvodového kruhového házení [2].....	24
Obr. 30.: Tolerance čelního kruhového házení [2]	25
Obr. 31.: Tolerance celkového obvodového házení [2].....	26
Obr. 32.: Tolerance celkového čelního házení [2]	26
Obr. 33.: Požadavek podmínky maxima materiálu	27
Obr. 34.: Požadavek podmínky maxima materiálu	27
Obr. 35.: Šroubový spoj [5]	28
Obr. 36.: Problém spoje bez aplikace posunutého tolerančního pole [5]	28
Obr. 37.: Posunuté toleranční pole [5]	29
Obr. 38.: Víčko	32
Obr. 39.: Spodní část skříně	33
Obr. 40.: Výrobní výkres hřídele	36
Obr. 41.: Rozměrový obvod pojistného kroužku na kole [10]	39
Obr. 42.: Rozměrový obvod A.....	42
Obr. 43.: Rozměrový obvod B.....	45
Obr. 44.: Rozměrový obvod C.....	48
Obr. 45.: Rozměrový obvod D.....	50



SEZNAM TABULEK

Tab. 1.: Mezní úchytky pro základní rozsah rozměrů [6]	12
Tab. 2.: Tolerance přímosti a rovinnosti pro rozsah jmenovitých délek [6]	14
Tab. 3.: Tolerance kolmosti pro rozsah jmenovitých délek kratší strany [6]	20
Tab. 4.: Tolerance souměrnosti pro rozsah jmenovitých délek [6]	24
Tab. 5.: Nepředepsané kruhové házení v závislosti na třídě přesnosti [6]	25
Tab. 6.: Rozměrový obvod A	41
Tab. 7.: Rozměrový obvod B	44
Tab. 8.: Rozměrový obvod C	47
Tab. 9.: Rozměrový obvod D	50



SEZNAM PŘÍLOH

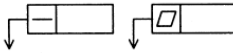
Příloha 1: Tabulky doporučených hodnot geometrických tolerancí [4]

Příloha 2: Návrhový výkres převodovky

Příloha 3: Výkres geometrických tolerancí pro obrábění sestavy převodovky

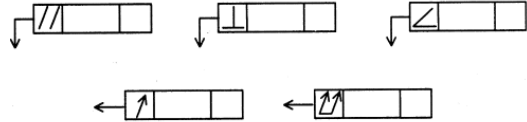
PŘÍLOHA 1: TABULKY DOPORUČENÝCH HODNOT GEOMETRICKÝCH TOLERANCÍ [4]

Tolerance přímosti a rovinnosti



Jmenovitý rozměr [mm]		Stupeň geometrické přesnosti															
přes	do	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
		Tolerance [μm]												Tolerance [mm]			
10	16	0,25	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	0,06	0,1	0,16	0,25
16	25	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	0,08	0,12	0,2	0,3
25	40	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	0,1	0,16	0,25	0,4
40	63	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	0,12	0,2	0,3	0,5
63	100	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	0,16	0,25	0,4	0,6
100	160	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	0,2	0,3	0,5	0,8
160	250	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	0,25	0,4	0,6	1
250	400	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	0,3	0,5	0,8	1,2
400	630	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	0,4	0,6	1	1,6
630	1000	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	0,5	0,8	1,2	2
1000	1600	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	0,6	1	1,6	2,5
1600	2500	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	0,8	1,2	2	3
2500	4000	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1	1,6	2,5	4
4000	6300	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1,2	2	3	5
6300	10000	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1,6	2,5	4	6

Tolerance směru (rovnoběžnosti, kolmosti a sklonu), tolerance kruhového čelního házení a celkového čelního házení



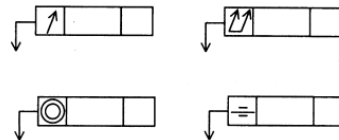
Jmenovitý rozměr [mm]		Stupeň geometrické přesnosti															
přes	do	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
		Tolerance [μm]												Tolerance [mm]			
10	16	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	0,1	0,16	0,25	0,4
16	25	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	0,12	0,2	0,3	0,5
25	40	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	0,16	0,25	0,4	0,6
40	63	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	0,2	0,3	0,5	0,8
63	100	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	0,25	0,4	0,6	1
100	160	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	0,3	0,5	0,8	1,2
160	250	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	0,4	0,6	1	1,6
250	400	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	0,5	0,8	1,2	2
400	630	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	0,6	1	1,6	2,5
630	1000	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	0,8	1,2	2	3
1000	1600	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1	1,6	2,5	4
1600	2500	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1,2	2	3	5
2500	4000	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1,6	2,5	4	6
4000	6300	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200	2	3	5	8
6300	10000	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600	2,5	4	6	10

Tolerance kruhovitosti a válcovitosti



Jmenovitý rozměr [mm]		Stupeň geometrické přesnosti															
přes	do	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
		Tolerance [μm]												Tolerance [mm]			
3	10	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	0,08	0,12	0,2	0,3
10	18	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	0,1	0,16	0,25	0,4
18	30	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	0,12	0,2	0,3	0,5
30	50	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	0,16	0,25	0,4	0,6
50	80	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	0,2	0,3	0,5	0,8
80	120	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	0,25	0,4	0,6	1
120	250	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	0,3	0,5	0,8	1,2
250	400	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	0,4	0,6	1	1,6
400	630	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	0,5	0,8	1,2	2
630	1000	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	0,6	1	1,6	2,5
1000	1600	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	0,8	1,2	2	3
1600	2500	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1	1,6	2,5	4

Tolerance kruhového obvodového házení a celkového obvodového házení, tolerance polohy (sousednosti a souměrnosti)



Jmenovitý rozměr [mm]		Stupeň geometrické přesnosti															
přes	do	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
		Tolerance [μm]												Tolerance [mm]			
3	10	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	0,2	0,3	0,5	0,8
10	18	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	0,25	0,4	0,6	1
18	30	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	0,3	0,5	0,8	1,2
30	50	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	0,4	0,6	1	1,6
50	80	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	0,5	0,8	1,2	2
80	120	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	0,6	1	1,6	2,5
120	250	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	0,8	1,2	2	3
250	400	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1	1,6	2,5	4
400	630	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1,2	2	3	5
630	1000	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1,6	2,5	4	6
1000	1600	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200	2	3	5	8
1600	2500	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600	2,5	4	6	10