



**FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY
V PLZNI**

Studijní program: Strojní inženýrství

Číslo studijního programu: B0715A270013

Studijní specializace: Konstruování strojů a technických zařízení

NÁVRH POJISTNÉ SPOJKY S PRUŽNOU SPOJKOU

Bakalářská práce

Autor práce: Matěj Bařtipán

Vedoucí práce: Ing. Eva Kubec Krónerová, Ph.D.

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2023/2024

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Matěj BĀRTIPĀN**
Osobní číslo: **S20B0088P**
Studijní program: **B0715A270013 Strojní inženýrství**
Specializace: **Konstruování strojů a technických zařízení**
Téma práce: **Návrh pojistné spojky s pružnou spojkou**
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Vypracování rešerše na téma hřídelové spojky. Zpracování konstrukčního návrhu pojistné hřídelové spojky s příslušnými výpočty a analýzami. Vypracování technické dokumentace převodové skříně.

Základní technické údaje:

Tecnické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova práce:

1. Vypracování rešerše na dané téma.
2. Návrh a analýza hřídelové spojky.
3. Zpracování 3D modelu hřídelové spojky.
4. Zhodnocení návrhu a výkresová dokumentace.

Konzultant: Ing. Eva Kubec Krónerová, Ph.D.

Rozsah bakalářské práce: **30-40 stran**
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] HOSNEDL, Stanislav a KRÁTKÝ, Jaroslav. Příručka strojního inženýra: obecné strojní části. Praha: Computer Press, 1999. ISBN 80-7226-055-3 Podkladové materiály, výkresy, prospekty, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.
[2] BOLEK, Alfred a KOCHMAN, Josef. *Části strojů. Sv. 1. 5.*, přeprac. vyd. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL, 1989. 775 s. Technický průvodce; Sv. 6. Česká matice technická; Čís. 349. ISBN 80-03-00046-7.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Eva Kubec Krónerová, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2023**
Termín odevzdání bakalářské práce: **24. května 2024**

L.S.

Doc. Ing. Vladimír Duchek, Ph.D.
děkan

Ing. Zdeněk Chval, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni. Byl/a jsem seznámen/a s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval/a samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v Seznamu použitých zdrojů, který je součástí této práce a na základě konzultací s vedoucím práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

V Plzni dne:

podpis autora

Poděkování

Rád bych tímto poděkoval kolektivu vyučujících na ZČU, kteří mi poskytli cenné rady a připomínky během řešení mé bakalářské práce. Zejména děkuji své vedoucí a konzultantce paní Ing. Evě Kubec Krónerové Ph.D. za její ochotu a obětavost při všech konzultacích a za její odborné připomínky, rady a nápady, které pomohly celý návrh vylepšit a dovést do konce.

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem, který kombinuje pojistnou a pružnou spojku v jenom zařízení. Hlavním cílem byl návrh pojistné části, ke které byl poté vhodným způsobem připojen pružný člen. Z tohoto důvodu byla provedena rešerše celým spektrem spojek, která pomáhá vysvětlit a vymezit problematiku, kterou se zabývá samotný konstrukční návrh. Pojistná spojka byla zvolena axiální kuličková a pojistnou sílu jí dodávaly tlačné vinuté pružiny. Byl proveden výpočet hnacího hřídele a následně dalších funkčních komponent. Celý průběh doprovázela tvorba 3D modelu, který pomohl co nejlépe optimalizovat celou zástavbu. Únosnost valivých elementů byla zkontrolována výpočtem kontaktních tlaků pomocí Hertzovi metody. V konečné fázi byl zvolen vhodný pružný element a navrženo jeho uložení v celém zařízení. Závěrem vznikla výkresová dokumentace popisující jednotlivé komponenty, sestavu a montážní postup.

Klíčová slova

Hřídelová spojka; pojistná spojka; pružná spojka; konstrukční návrh spojky; kuličková spojka; Hertzův tlak.

Abstract

This bachelor thesis deals with a design that combines a safety and flexible coupling in one device. The main objective was to design a safety part, to which a flexible component was then suitably connected. For this reason, a search through the whole spectrum of couplings was created to help explain and define the issues addressed in the design itself. The locking coupling chosen was an axial ball coupling and the locking force was supplied by compression coil springs. The calculation of the drive shaft and subsequently other functional components was carried out. The whole process was accompanied by the creation of a 3D model, which helped to optimize the whole assembly. The load capacity of the rolling elements was checked by calculating the contact pressures using the Hertz method. In the final stage, a suitable elastic element was selected and its placement throughout the plant was designed. Finally, drawings describing the individual components, the assembly and the assembly procedure were produced.

Key words

Shaft coupling; locking coupling; flexible coupling; coupling design; ball coupling; Hertzian pressure.

Obsah

1	Úvod.....	13
2	Cíl práce	14
3	Teoretická část.....	15
3.1	Základní rozdělení spojek	16
3.2	Základní charakteristika jednotlivých skupin [2].....	17
3.2.1	Mechanicky ovládané spojky	17
3.2.2	Mechanicky neovládané spojky	18
3.3	Pojistné spojky.....	20
3.3.1	Pojistná zubová spojka	21
3.3.2	Pojistná kuličková spojka.....	22
3.3.3	Pojistná třecí lamelová spojka.....	23
3.3.4	Pojistná spojka se střížným kolíkem	24
3.4	Pružné spojky	25
3.5	Průzkum trhu.....	29
3.5.1	Firma KTR.....	29
4	Praktická část	33
4.1	Návrh hnacího hřídele	34
4.1.1	Návrh spojení hřídele s nábojem	34
4.1.2	Volba drážkování podle strojnických tabulek.....	34
4.2	Návrh nosného kotouče	36
4.2.1	Návrh funkčních rozměrů.....	36
4.2.2	Výpočet skutečného zatížení valivých elementů.....	36
4.3	Návrh kuličky	38
4.3.1	Výpočet minimálního průměru kuličky	38
4.3.2	Volba materiálu EN 50CrMo4 1.7228	38
4.4	Návrh drážky pro kuličku	39

4.5	Návrh pružiny	40
4.5.1	Výpočet pojistné síly	40
4.5.2	Návrh rozměrů pružiny	41
4.5.3	Výpočet síly pro zamontování	42
4.6	Návrh kalené opěrné vložky	45
4.7	Kontrola otlacení mezi kuličkou a přítlačnými elementy.....	47
4.9	Výběr a kontrola ložiska	50
4.10	Výběr pojistné matice.....	52
4.11	Nastavení pojistného momentu	53
4.12	Popis přenosu zatížení.....	53
4.13	Návrh pružné spojky.....	54
5	Závěr	55

Seznam obrázků

Obr. 1: Schéma hřídelové spojky [1]	15
Obr. 2: Rozdělení spojek	16
Obr. 3: Pojistná zubová spojka s čelním ozubením [3]	21
Obr. 4: Pojistná kuličková spojka [3]	22
Obr. 5: Pojistná kuličková spojka v radiálním a axiálním provedení [3]	22
Obr. 6: Pojistná třecí lamelová spojka a její varianta s tavnou pojistkou [3]	23
Obr. 7: Pojistná spojka se střížným kolíkem [4]	24
Obr. 8: Pružná obručová spojka [4]	25
Obr. 9: Chování pružiny bez tlumení	26
Obr. 10: Chování pružiny s tlumením	26
Obr. 11: Chování pružin s tlumením a akumulací energie	26
Obr. 12: Lineární charakteristika pružné spojky [4]	27
Obr. 13: Nelineární charakteristika pružné spojky [4]	28
Obr. 14: Pojistná spojka KTR-SI s pružnou spojkou ROTEX [6]	29
Obr. 15: Pojistná spojka SYNTEX-NC s pružnou spojkou TOOLFLEX [6]	30
Obr. 16: Pojistná spojka KTR-SI FRA s pružnou spojkou POLY-NORM [6]	31
Obr. 17: Pojistná spojka KTR-SI FRE s pružnou spojkou ROTEX [6]	32
Obr. 18: Skica předběžného návrhu zástavby spojky	33
Obr. 19: 3D model hnacího hřídele	35
Obr. 20: 3D model nosného kotouče	37
Obr. 21: Uložení kuličky v kuželové drážce	39
Obr. 22: Stanovení silových poměrů spojky	40
Obr. 23: Přehled jednotlivých stlačení pružiny	44
Obr. 24: Grafické zobrazení zvoleného uložení	45
Obr. 25: 3D model opěrné vložky	46
Obr. 26: Rozložení kontaktního tlaku na kontaktní ploše [18]	47
Obr. 27: Zobrazení sil působících kontaktní tlak na kuličku	48
Obr. 28: Ložisko SKF 7209 BECBJ [20]	50
Obr. 29: Pojistná matice KMK 9 [22]	52

Obr. 30: Grafické zobrazení přenosu zatížení na spojce	53
Obr. 31: Pružný element ROTEX	54

Seznam tabulek

Tab. 1: Průměry hnacího hřídele.....	35
Tab. 2: Mechanické vlastnosti materiálu EN 1.7228 [15].....	38
Tab. 3: Chemické složení materiálu EN 1.7228 [16].....	38
Tab. 4: Rozměry použité pružiny.....	44
Tab. 5: Chemické složení materiálu EN 1.8159 [17].....	44
Tab. 6: Parametry ložiska SKF 7209 BECBJ [20].....	50
Tab. 7: Parametry pojistné matice KMK 9 [22]	52

Přehled použitých zkratk a symbolů

ČSN	Česká technická norma
DIN	Německá technická norma
EN	Evropská norma
FST	Fakulta strojní
IS/STAG	Informační systém STAG
KKS	Katedra konstruování strojů
ZČU	Západočeská univerzita v Plzni

1 Úvod

Předmětem této bakalářské práce byl návrh pojistné spojky a její kombinace s pružnou spojkou.

Pojistné spojky se používají v celé řadě strojních systémů, kde chrání hnací zařízení, před poškozením jeho vnitřních komponent vlivem překročení dovoleného provozního momentu, na který je hnací zařízení navrženo.

Současně na hnacích zařízeních často vznikají nežádoucí jevy jako rázy, torzní kmity a další, které mohou nepříznivě ovlivňovat chod hnaného zařízení, a tím snižovat jeho účinnost a životnost. Z tohoto důvodu se zde využívá funkce pružné spojky, která má za úkol zmíněné nežádoucí jevy potlačovat.

Logickou volbou ve vývoji strojních zařízení je tedy snaha o zjednodušení zástavby a zlepšení vlastností zařízení, což kombinace pojistné a pružné spojky poskytují. Tato práce se zabývá návrhem funkce a konstrukce pojistné části a zástavbou pružné části, která bude využívat normalizovaný nakupovaný pružný element.

2 Cíl práce

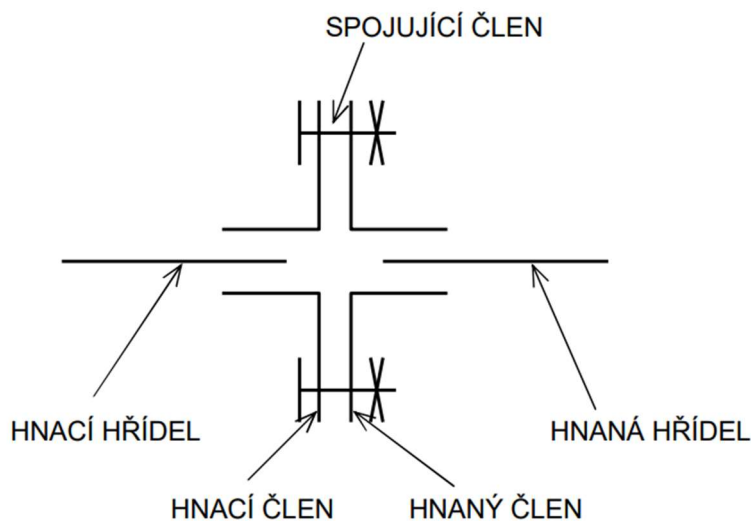
Úkolem této bakalářské práce bylo navrhnout funkční zástavbu pro kombinaci pojistné a pružné spojky.

Cíle vymezené pro splnění zadání jsou tyto:

- 1) rešerše na téma pojistných a pružných spojek;
- 2) návrh pojistné spojky na moment 500 Nm;
- 3) optimalizace rozměrů vzhledem k jedné konkrétní hodnotě zatížení;
- 4) průzkum trhu a nalezení optimálního pružného elementu;
- 5) konstrukce kovových dílů pro uložení pružného členu;
- 6) zpracování 3D modelu celého zařízení;
- 7) zpracování výkresové dokumentace.

3 Teoretická část

Hřídelové spojky jsou strojní součásti, jejichž primárním úkolem je spojení hnacího (vstupního) a hnaného (výstupního) hřídele. Hnací hřídel je přímo nebo nepřímo připojen k hnacímu zařízení, kterým bývá zpravidla elektromotor nebo spalovací motor. Hnací zařízení produkuje točivý moment, k jehož přesné definici se dostaneme v pozdější části práce. Točivý pohyb výstupní části hnacího zařízení je přenášen na hnací hřídel. Z hnacího hřídele připojujeme jiné zařízení jako například převodovku, či jiné specifické zařízení pomocí hnaného hřídele. Toto spojení mezi hnacím a hnaným hřídelem zajišťují právě hřídelové spojky. Během dlouhých let jejich využívání byla vyvinuta široká škála druhů spojek s jedinečnými vlastnostmi pro konkrétní použití, ty budou konkrétně vysvětleny v dalších částech práce.

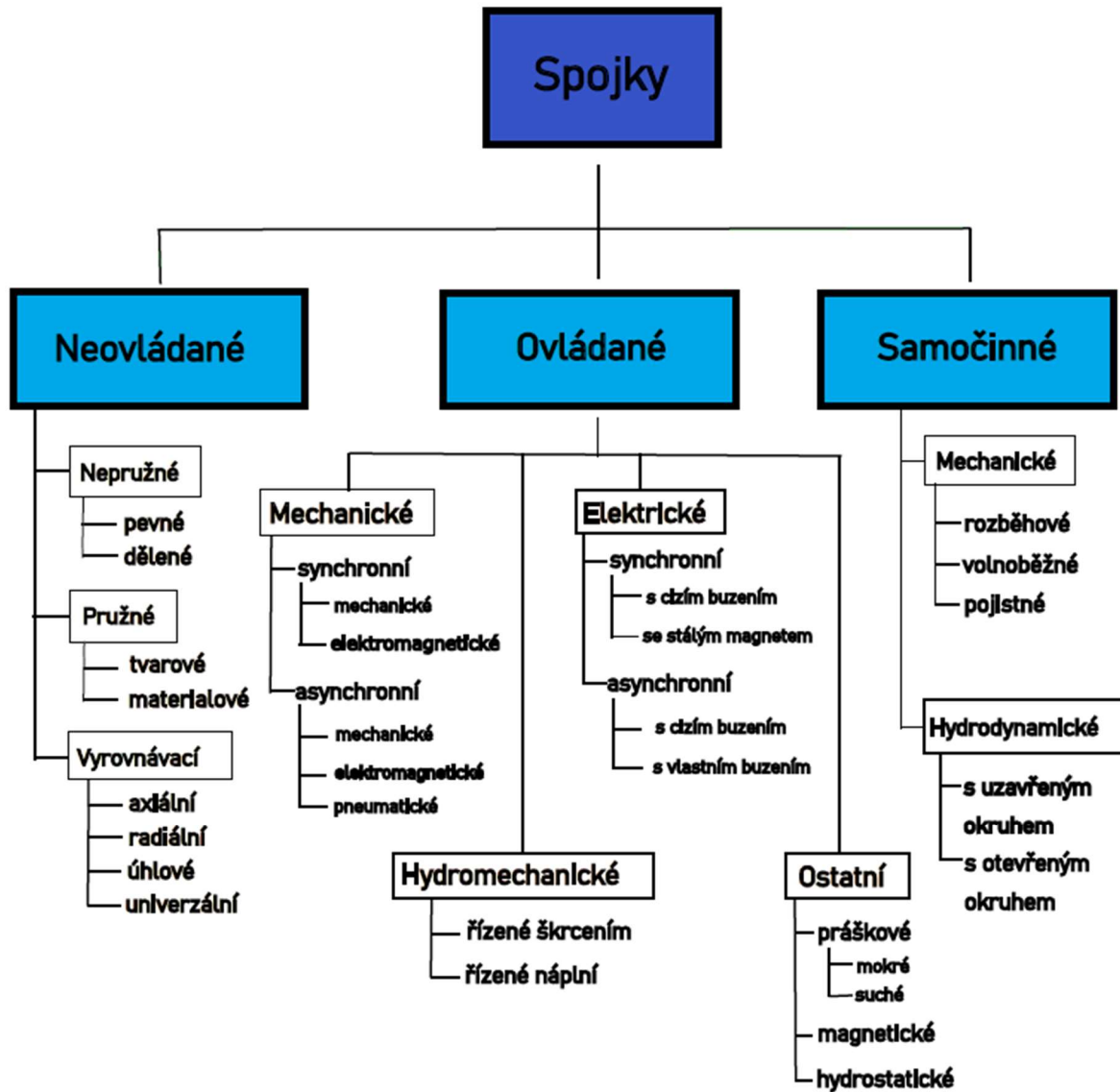


Obr. 1: Schéma hřídelové spojky [1]

Mezi speciální funkce spojek patří např. tyto: [1]

- vyrovnávání nesouososti (chyby v nastavení os vstupního a výstupního hřídele),
- ochrana proti přetížení (rozpojení spojky při dosažení příliš velkého zatížení),
- tlumení rázů a torzních kmitů,
- umožnění spojení a rozpojení hřídelů i během chodu stroje,
- vyrovnávání teplotních dilatací (prodloužení či zkrácení hřídelů vlivem změny teplot),
- usnadnění montáže strojních zařízení,
- odstranění nutnosti výroby přehnaně dlouhých hřídelů,
- umožnění axiálního posuvu hřídelů,
- umožnění plynulého rozběhu stroje.

3.1 Základní rozdělení spojek



Obr. 2: Rozdělení spojek

3.2 Základní charakteristika jednotlivých skupin [2]

3.2.1 Mechanicky ovládané spojky

Vyznačují se schopností rozpojení a spojení spojky na základě tvarových nebo třecích elementů.

Mohou využívat vnitřní nebo vnější zdroj ovládací síly.

Spojky výsuvné zubové

Charakteristika:

- princip rozpojení a spojení spoluzabírajícího ozubení na protilehlých plochách,
- schopny přenášet poměrně vysoká zatížení (až 100 000 Nm),
- k rozpojení dochází za klidu, nebo při synchronních, či skorsynchronních otáčkách,
- ve vypnutém stavu nemají teoreticky žádné pasivní odpory.

Výroba, montáž:

- obě obecně náročné,
- nutnost použití speciálních výrobních nástrojů,
- vysoké požadavky na výrobní přesnost,
- nutnost zajištění sousosti spojovaných částí.

Rozdělení:

- výsuvné čelní zubové spojky,
- výsuvné válcové zubové spojky.

Spojky výsuvné třecí

Charakteristika:

- využití přitlačovaných a odlehčovaných třecích ploch,
- rozpojení a spojení za chodu (i relativně velké točivé momenty),
- při vysokém zatížení nutnost chlazení (vzduch, olej),
- oproti zubovým spojkám rozměrově větší.

Výroba, montáž:

- obě obecně náročné,
- vysoké nároky na zajištění sousosti spojovaných částí.

Rozdělení:

- výsuvné kotoučové třecí spojky,
- výsuvné lamelové třecí spojky.

3.2.2 Mechanicky neovládané spojky

Spojky nepružné pevné

Charakteristika:

- zajišťují nepohyblivé spojení hnací a hnané části,
- M_k se přenáší tvarovým nebo silovým spojením,
- přenos i periodicky proměnlivých točivých momentů.

Výroba, montáž:

- výroba bývá jednoduchá a levná,
- montáž je složitější vzhledem k nárokům na sousost spojovaných částí,
- při montáži je často potřeba zajistit také možnost axiálního posunu,
- při nedodržení sousosti dochází k vzniku přídatných zatížení způsobujících poškození spojky.

Rozdělení:

- trubková spojka,
- korýtková spojka,
- kotoučová spojka.

Spojky nepružné vyrovnávací

Charakteristika:

- využití tuhých kinematických dvojic umožňujících vzájemný pohyb spojovaných částí,
- přenos točivého momentu a zároveň umožnění axiálního, radiálního, nebo kombinovaného pohybu otočných částí,
- provoz je obvykle podmíněn mazáním pohybujících se ploch.

Výroba, montáž:

- obecně většinou jednoduché,
- složitost výroby a montáže se mění podle typu spojky.

Rozdělení:

- axiální posuvová spojka (trubková),
- radiální zubová spojka (kolíková),
- ozubcová spojka,
- kloubová čepová spojka (Hookeův kloub),
- zubová spojka.

Spojky pružné

Charakteristika:

- využití pružných členů umožňujících vznik vzájemné odchylky spojovaných částí,
- přenos točivého momentu při umožnění současné axiální, radiální i úhlové odchylky os spojovaných částí a jejich vzájemného pootočení,
- akumulují kinetickou energii v pružných člancích a přeměňují ji na potenciální a naopak,
- schopnost pohlcovat kinetickou energii se projevuje jako tlumení kmitů a rázů,
- jejich torzní tuhost mění dynamické vlastnosti soustavy.

Výroba, montáž:

- většinou závisí na konkrétním typu spojky.

Rozdělení:

- spojka s vinutými pružinami,
- pružná kotoučová spojka,
- spojka s pružnými hranoly,
- pružná obručová spojka,
- spojka Hardy.

3.3 Pojistné spojky

Při práci některých strojů dochází občas k přetížení vlivem příliš velkého točivého momentu. Důsledkem tohoto jevu může být takové zvýšení napětí, které v ústrojí vyvolá trvalou deformaci, nebo dokonce porušení. Tomuto problému předcházíme použitím pojistných spojek. Princip funkce lze snadno demonstrovat na nejjednodušším příkladě pojistné kotoučové spojky se střížným kolíkem. Při překročení dovoleného napětí dojde k přestřižení kolíku a rozpojení hnací a hnané části spojky. Hnací a hnané ústrojí, které bývá většinou výrazně dražší zůstává neporušeno a je třeba vyměnit pouze střížný kolík.

Může také dojít k nárůstu zatížení, které vyvolá jen pružné deformace součástí. Ve většině případů tento jev, naruší normální chod stroje, což je samozřejmě nežádoucí. Avšak u pojistných spojek toho můžeme využít i v náš prospěch, a to použitím pružiny jako pojistného elementu.

Těmto druhům přetížení předcházíme aplikací automatických pojistných spojek do kinematického řetězce strojních zařízení. Tyto spojky jsou konstruovány tak, aby byly schopny přenést zvětšený krouticí moment při přetížení, a nedošlo tak k poškození hnané i hnací části ústrojí. Obě části spojky se tedy vzájemně protáčí. Jakmile poklesne zvětšený krouticí moment na normální hodnotu, protáčení spojky ustane a stroj se vrátí do normálního chodu.

Pojistné spojky tedy brání poškození stroje vlivem přetížení. Za normálního chodu se chovají jako spojky pevně nepružné a fungovat začínají teprve při přetížení. [3]

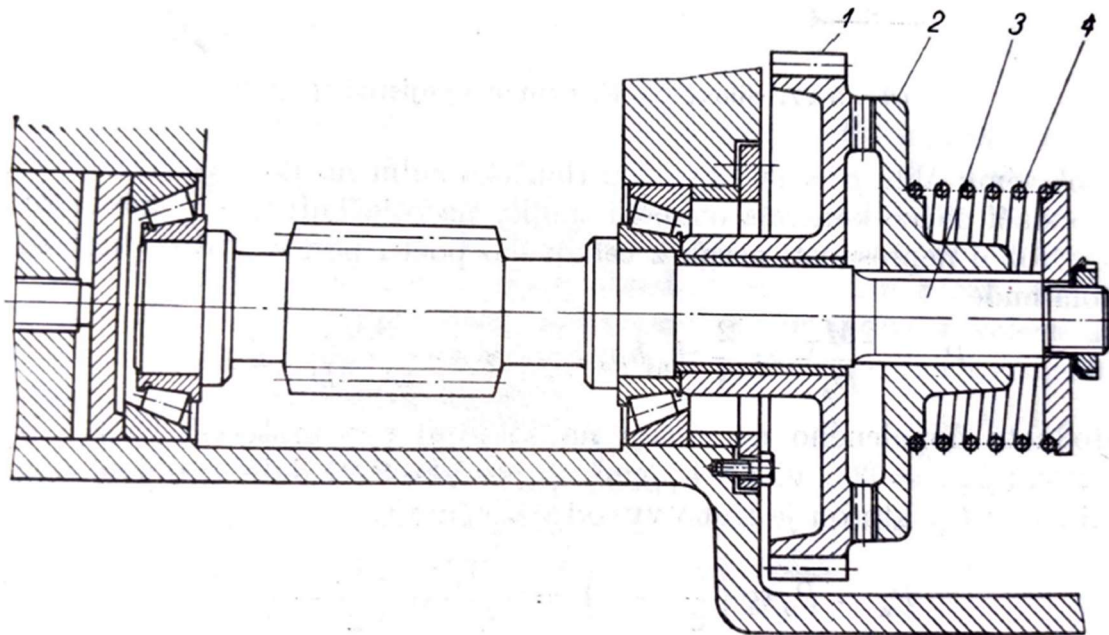
Rozdělení pojistných spojek:

- Automatické:
 - zubové,
 - kuličkové,
 - třecí.
- S rozrušitelnými elementy:
 - se střížným kolíkem.

3.3.1 Pojistná zubová spojka

Skládá se z hnací části, která je buď součástí jiné strojní části, např. v ozubeném kole, nebo je spojena s jinou hnací strojní částí šrouby, či jinými spojovacími elementy. Dále je složena z hnané části uložené posuvně, např. na drážkovaném hřídeli, a tlačené do záběru pružinou. Čelní plochy obou částí spojky jsou tvořeny přesným čelním ozubením o vrcholovém úhlu 90° . Obě poloviny se vyrábějí nejčastěji z materiálu 16 240 dle ČSN (cementováno a kaleno na 52–56 HRC), zuby jsou broušené pro zajištění kvalitního povrchu a požadovaných funkčních vlastností.

Pojistné zubové spojky mohou pracovat v obou směrech otáčení a přenášejí střední velikosti krouticích momentů. Za výhodu lze považovat malé rozměry, které je však nutné pečlivě a přesně vyrobít. [3]

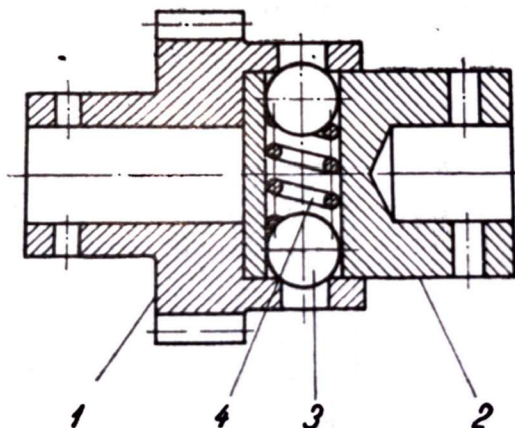


Obr. 3: Pojistná zubová spojka s čelním ozubením [3]

1. Hnací část
2. Hnaná část
3. Drážkovaný hřídel
4. Centrální tlačná pružina

3.3.2 Pojistná kuličková spojka

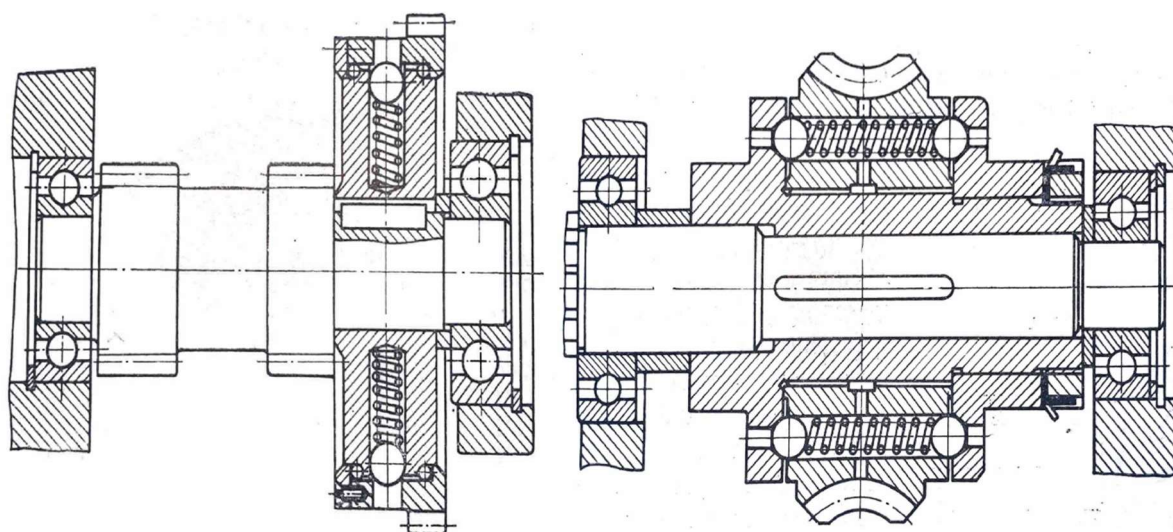
Pojistná kuličková spojka pro přenos malých krouticích momentů se skládá ze čtyř částí. Hnací část (1), hnaná část (2), kuličky (3) a tlačná šroubovitá pružina (4).



Obr. 4: Pojistná kuličková spojka [3]

Princip spojky je stejný jako u spojky zubové. Při vzniku příliš velkého napětí přemůže osová síla kuličky tlak pružiny a dojde k protočení hnací a hnané části. Během rozpojení spojky dochází k přeskokování kuliček přes otvory v hnací části, což způsobuje hluk a rázy. U zařízení jsou tedy kladeny velké nároky na kvalitu materiálu použitých komponent, přesnost výroby i správnou montáž.

Pro přenos větších krouticích momentů se používají konstrukčně robustnější spojky s axiální i radiální orientací pružiny. Při axiálním uspořádání mohou kuličky působit jednostranně, nebo oboustranně. Sedlo kuliček u axiálního provedení je tvořeno kuželovou plochou a u radiálního sedí kuličky na hraně válcového otvoru s mírně menším průměrem, než je průměr kuličky. Zároveň se u radiálního uspořádání nedoporučuje umísťovat kuličky na malých roztečných průměrech. Dosedací část pro kuličky je cementována, nebo povrchově kalena. Sedla jsou cementována a kalena, či povrchově kalena. To zajistí vysokou odolnost při kontaktním namáhání, a zároveň zlepší třecí vlastnosti pracovních ploch spojky. [3]

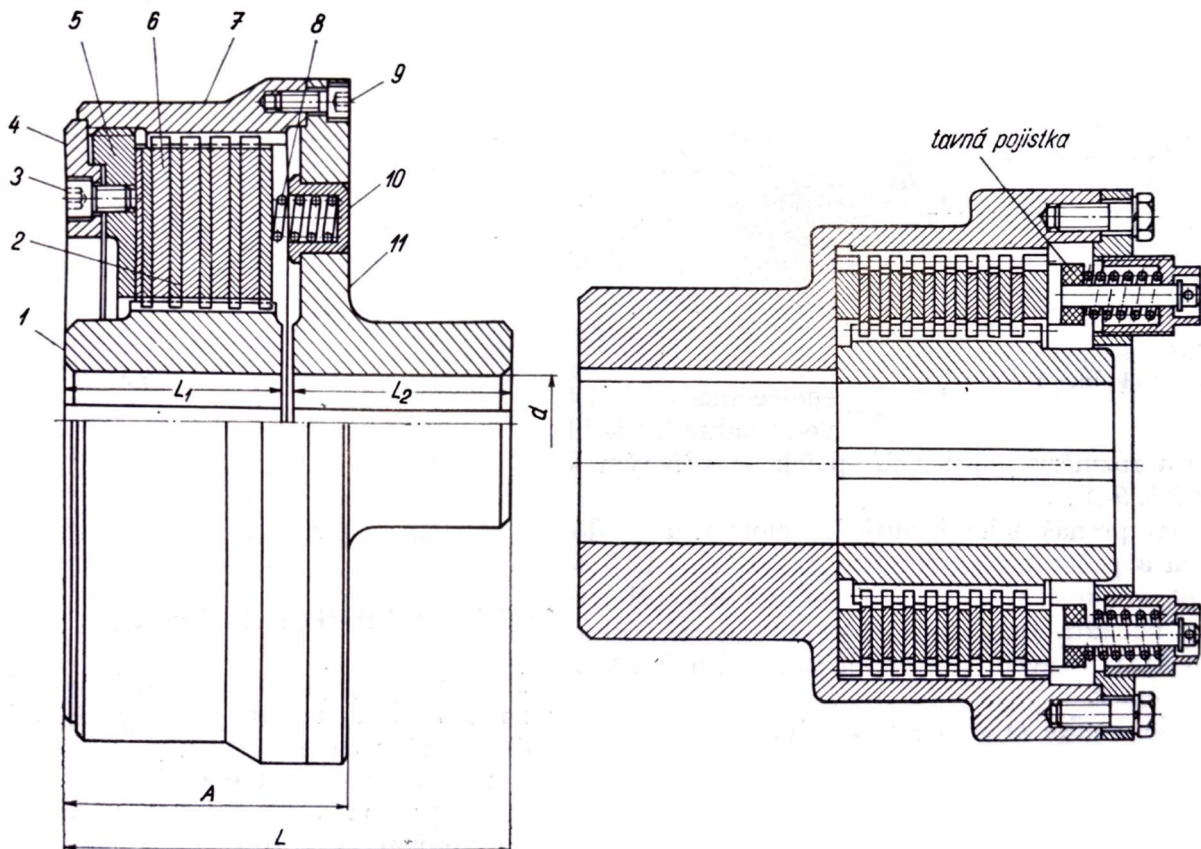


Obr. 5: Pojistná kuličková spojka v radiálním a axiálním provedení [3]

3.3.3 Pojistná třecí lamelová spojka

Tato varianta využívá tlačné pružiny, které přitlačují třecí lamely. Předpětí v pružině lze snadno regulovat, a tím měnit požadovanou hodnotu pojistného krouticího momentu. „Zkušebně bylo při odbrzdování třecích spojek zjištěno, že při zvětšování brzdící síly stoupá krouticí moment lineárně tak dlouho, až začnou třecí plochy proklouzávat. Potom krouticí moment prudce poklesne na nižší hodnotu. Takto získaná špička M_{kz} se nazývá zaručený moment, nižší hodnota M_{kk} kluzný moment. Zaručený krouticí moment je maximální moment, který je možno ještě pojistnou spojkou přenášet při relativním klidu třecích ploch, tedy při větším součiniteli tření za klidu. Krouticí kluzný moment je moment, který pojistná spojka přenáší při prokluzování třecích ploch, tedy při menším součiniteli tření za pohybu.“ [3] Z těchto poznatků vyplývá, že jelikož je součinitel tření za klidu větší než ten za pohybu, pak také platí, že zaručený krouticí moment je vždy větší než krouticí moment kluzný. Faktory, které součinitel tření ovlivňují, jsou materiál, jakost třecích ploch, ale také fakt, zda je spojka mazána, či nikoli.

Mezi nevýhody pojistných třecích spojek řadíme především vznik velkého množství tepla při prokluzu. Pokud k prokluzu dochází příliš dlouho, vzniklé teplo nestihne odejít do okolí a dochází k poškození spojky. Někdy takovéto spojky obsahují navíc tavnou pojistku, která se při příliš vysoké teplotě roztaví, a přeruší tak tlak přitlačné pružiny. Dalším nedostatkem je závislost pojistného momentu spojky na stavu třecích ploch. Tedy čím je spojka déle používána, tím více se hodnota pojistného momentu zmenší. Je tak třeba občas pružinu předeprnout znovu. Naštěstí je předeprnutí pružiny, a tedy i velikost pojišťovaného momentu snadno nastavitelné, což se považuje za velkou výhodu lamelových třecích spojek. [3]



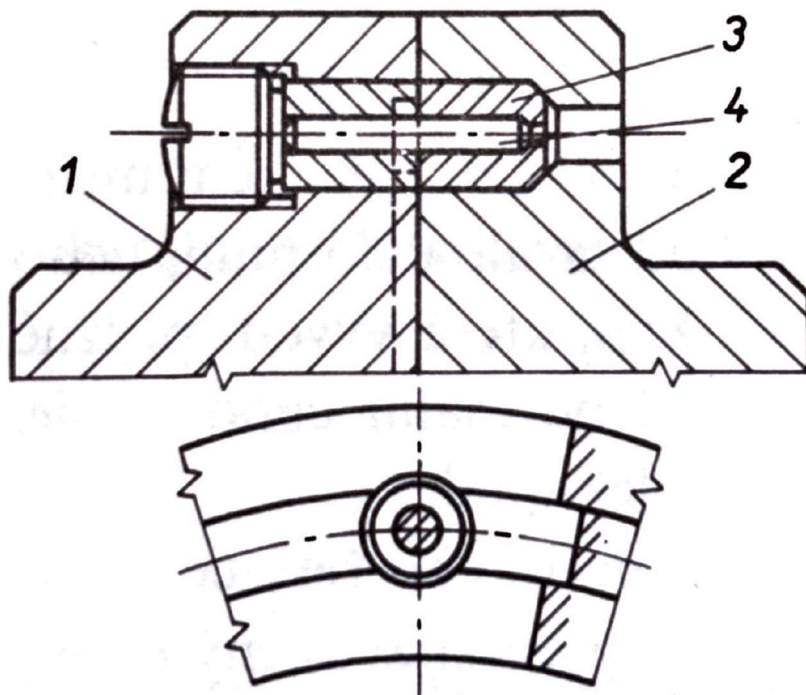
Obr. 6: Pojistná třecí lamelová spojka a její varianta s tavnou pojistkou [3]

3.3.4 Pojistná spojka se střížným kolíkem

Jedná se o nejjednodušší variantu pojistných spojek. Na rozdíl od předchozích druhů, v tomto případě se spojka po překročení dovoleného krouticího momentu nemůže vrátit zpět na provozní otáčky, jelikož přenos krouticího momentu zajišťoval pojistný kolík (kolíky), který byl přestřížen příliš velkou obvodovou silou. Po rozpojení spojky musí být kolík nahrazen novým. Tyto kolíky spojují hnací a hnaný kotouč a jsou uloženy v kalených ocelových pouzdrech. Většinou se kolíky orientují axiálně, ale v praxi je možno aplikovat i radiální uspořádání. Jejich materiál je převážně ocel, méně často pak litina, měď, mosaz nebo, dokonce plasty.

Změnu velikosti přenášeného krouticího momentu lze provést změnou průměru, na kterém je kolík umístěn, dále pak volbou počtu kolíků, nebo změnou průřezu kolíku. Pokud je spojka již hotova, a přesto chceme dovolený krouticí moment měnit, lze to provést změnou materiálu kolíku, nebo použitím kolíku s vrubem, který bude působit jako koncentrátor napětí. Aby se kolík neporušil při rozběhu stroje, musíme zajistit, že záběhový moment bude menší než moment pojistný.

Nevýhodou těchto spojek je samozřejmě nutnost výměny kolíku, avšak díky jejich jednoduchosti a nízké ceně výroby jsou hojně používány například v zemědělství nebo ve válcovacích zařízeních s výkyvnou a dilatační zubovou spojkou. [3]



Obr. 7: Pojistná spojka se střížným kolíkem [4]

1. Hnací kotouč
2. Hnaný kotouč
3. Kalené pouzdro
4. Střížný kolík

3.4 Pružné spojky

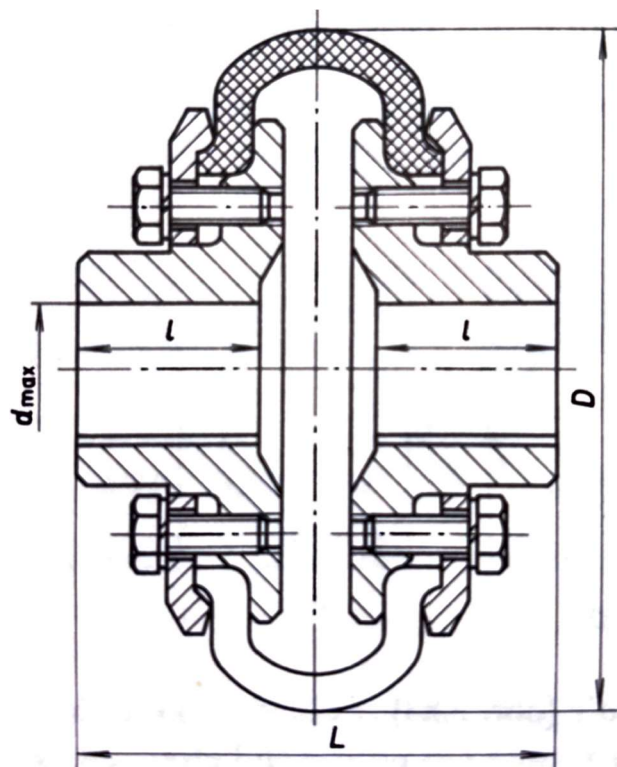
Základní charakteristikou pružných spojek je, jak už název napovídá, pružný článek, který spojuje hnací a hnaný kotouč spojky. Tyto články se nejčastěji vyrábějí z kůže, pryže, nebo pružinových ocelí.

Charakteristické vlastnosti:

- tlumí rázy kroutícího momentu,
- mění kritické otáčky mechanismu,
- chrání mechanismus, před rezonančními torzními kmity, vznikajícími nerovnoměrnostmi kroutícího momentu,
- vyrovnávají nesouosost spojovaných hřídelů, konkrétně jemné osové posuny, nebo úhlové vychylky.

Díky výše zmíněným vlastnostem jsou pružné spojky vhodné zejména pro přenos proměnlivého (náhodného, či pravidelného) kroutícího momentu. Samotné pružné články mohou nabývat nejrůznějších tvarů a vlastností v závislosti na jejich účelu.

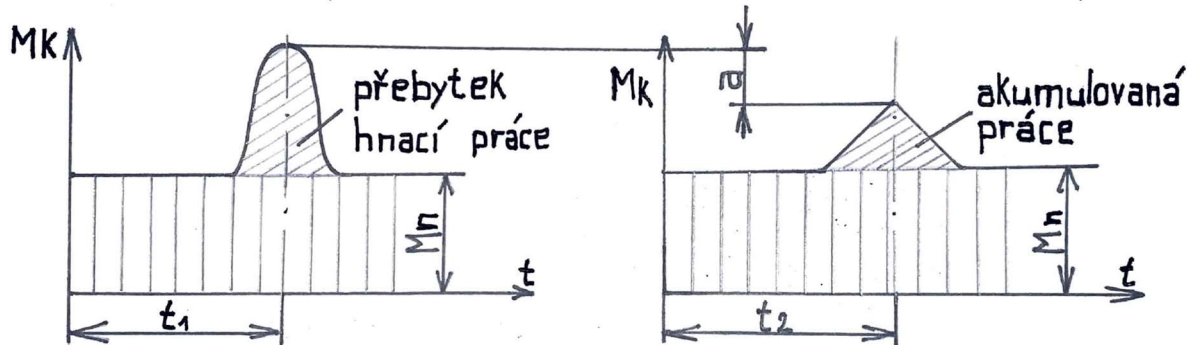
Chování pružných elementů lze popsat jako chování klasických pružin. „Jmenovitý kroutící moment M_n způsobí pružnou deformaci pružin a vzájemné natočení obou kotoučů spojky o úhel φ_n . Náhlá krátkodobá změna kroutícího momentu představuje přebytek hnací práce, který zvýší deformaci pružin a zvětší natočení obou spojkových kotoučů o úhel φ . Při této dočasné pružné deformaci pružin se akumuluje přebytek hnací práce a při zpětném pohybu pružin, který následuje po nárazu, se převede tento přebytek hnací práce na hnaný hřídel.“ [4]



Obr. 8: Pružná obručová spojka [4]

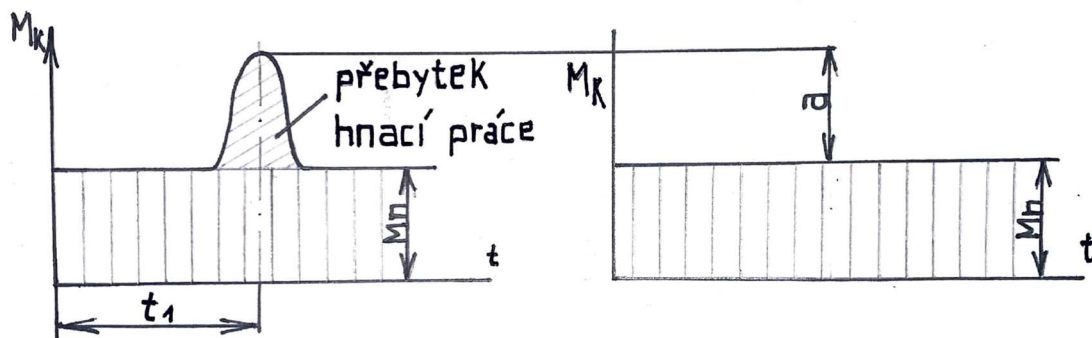
Na následujících obrázcích je vysvětlen rozdíl mezi pružinami s tlumením a bez něj.

Pružiny bez tlumení převádějí akumulovanou práci na hnaný hřídel beze ztrát. Během toho dojde ke zmírnění rázu o hodnotu a , zároveň dojde k časovému posunutí $t_2 > t_1$, jak je patrné z obrázku 9.



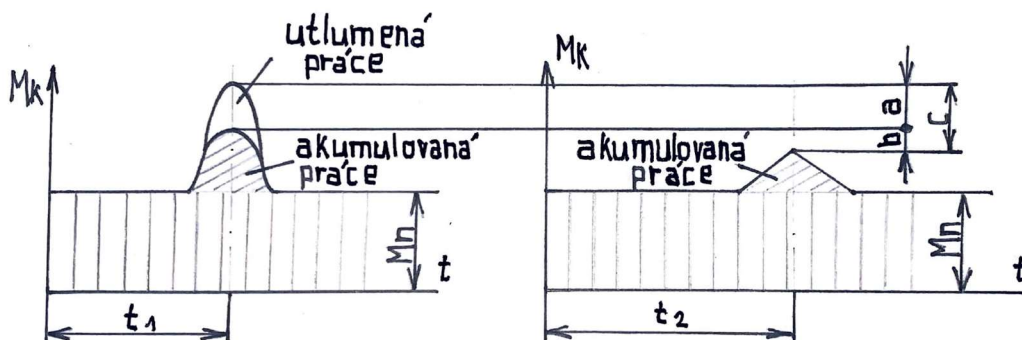
Obr. 9: Chování pružiny bez tlumení

Pružiny se schopností tlumení rázů krouticího momentu převádějí přebytečnou hnací práci na teplo. Tento jev vysvětluje obrázek 10.



Obr. 10: Chování pružiny s tlumením

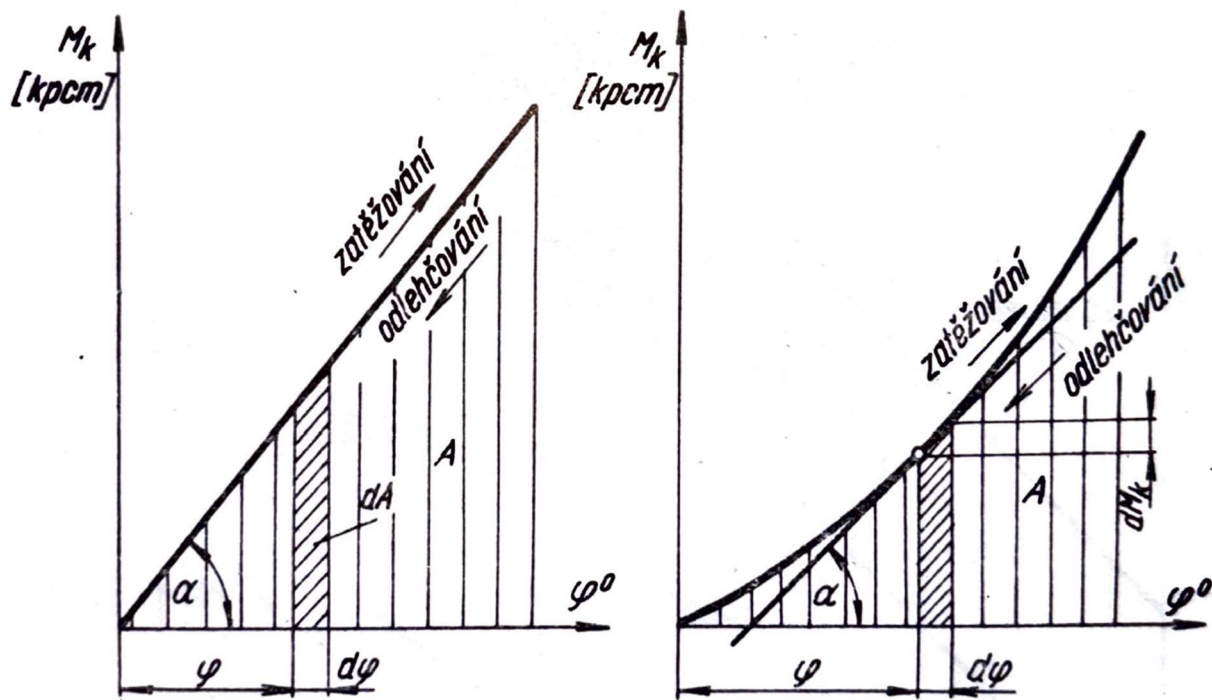
Koncept pružných spojek využívá obvykle obou schopností, tedy útlumu i akumulace energie rázu. „Celkové zmírnění rázu c bývá složeno z útlumu a a akumulace b . Schopnost snížení rázu tlumením je dána velikostí energie pohlcené pružnými články spojky při jejich deformaci. K pohlcení energie rázu a její přeměně na tepelnou energii dochází jednak účinkem vnitřního tření v pružných materiálech a jednak účinkem vnějšího tření mezi pružnými elementy.“ [4] Je kombinace tlumení a akumulace vysvětluje obrázek 11.



Obr. 11: Chování pružin s tlumením a akumulací energie

Torzní pružnost a tlumící schopnost pružné spojky popisuje tzv. charakteristika. Charakteristiku spojky určuje vzájemná úhlová výchylka φ spojovaných kotoučů, které jsou zatěžovány různými krouticími momenty.

Její charakteristika je pro zatěžování i odlehčování stejná, a to buď přímková, nebo křivková. Tuto skutečnost potvrzuje fakt, že mechanická energie pohlcená spojkou je beze ztát vrácena při odlehčení. [4]



Obr. 12: Lineární charakteristika pružné spojky [4]

Plocha pod křivkou obou grafů vyjadřuje množství akumulované energie. Lze ji vyjádřit vztahem:

$$A = \int_0^{\varphi} M_k d\varphi \quad (1)$$

M_k ... krouticí moment [Nm]

φ ... úhel vzájemného natočení obou kotoučů [rad]

Závislost úhlu natočení φ na krouticím momentu M_k pro spojkou s lineární charakteristikou vyjadřuje vztah:

$$M_k = C_n \varphi \quad (2)$$

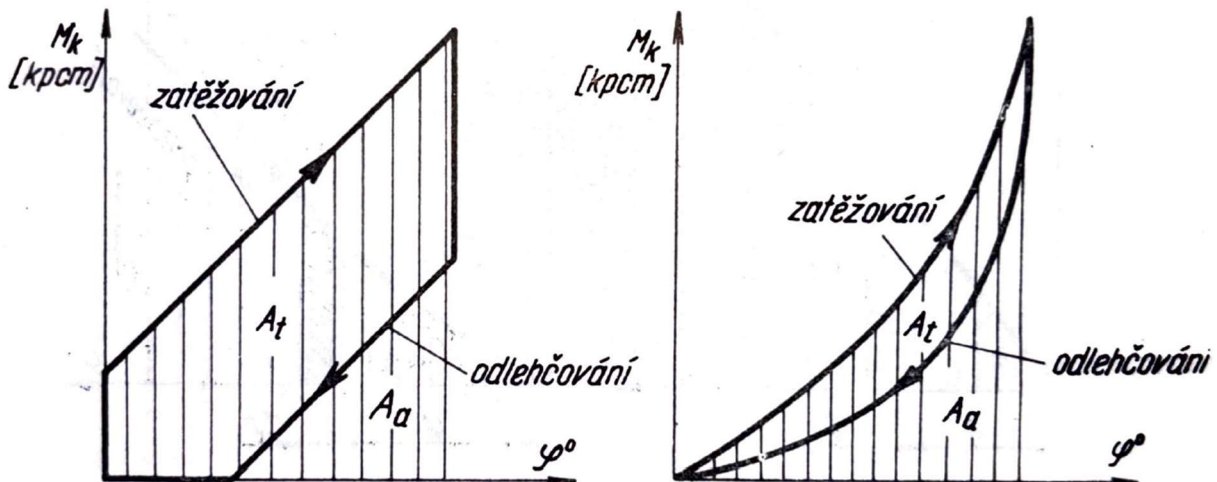
C_n ... tuhost spojky $\left[\frac{\text{Nm}}{\text{rad}}\right]$

$$C_n = \frac{M_k}{\varphi} = \tan \alpha = \text{konst} \quad (3)$$

Ze vztahu výše plyne, že tuhost spojky s lineární charakteristikou je konstantní.

Tuhost spojek s nelineární charakteristikou závisí na změně krouticího momentu dM_k a změně úhlu vzájemného natočení obou kotoučů $d\varphi$. Vyjádřit tuto charakteristiku lze tedy vztahem:

$$C_n = \frac{dM_k}{d\varphi} \quad (4)$$



Obr. 13: Nelineární charakteristika pružné spojky [4]

Z obrázku je patrné, že s rostoucím úhlem vzájemného natočení obou kotoučů roste i tuhost, se kterou spojka pracuje.

Pružné spojky, které využívají tlumení a akumulaci energie rázu, se liší svými charakteristikami při zatěžování a odlehčování. Energie pohlcená tlumením A_t je plocha mezi oběma charakteristikami. Akumulovaná energie A_a je vyjádřena plochou pod charakteristikou odlehčování spojky. Celková energie torzního rázu je poté dána součtem obou dílčích energií:

$$A = A_t + A_a \quad (5)$$

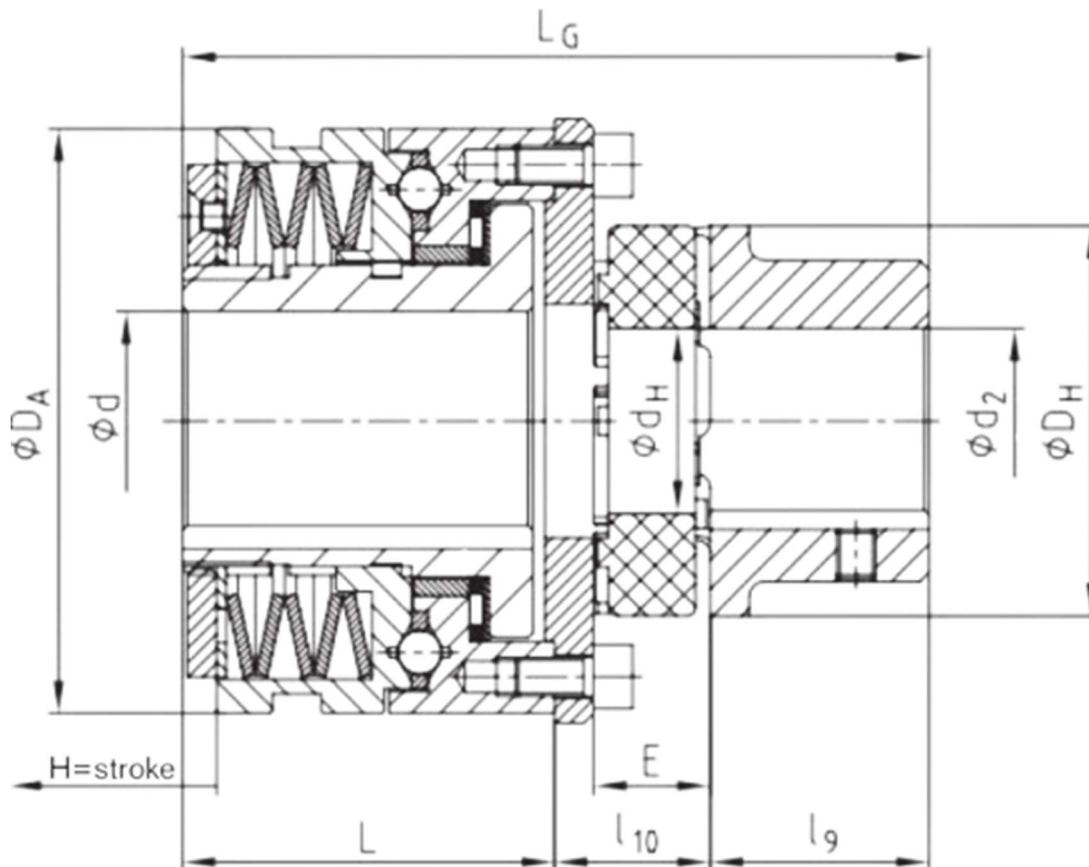
3.5 Průzkum trhu

Na trhu lze najít širokou škálu typů a konstrukčních řešení pojistných i pružných spojek. Ovšem jejich kombinaci se věnují jen některé firmy. Mezi tyto firmy patří např. KTR, TYMA nebo UZIMEX. Většina variant si u jednotlivých firem přibližně odpovídá. Níže uvedené příklady pochází od firmy KTR. Z jejich přehledu vlastností je čerpána inspirace pro použití ve vlastním návrhu.

3.5.1 Firma KTR

KTR-SI přetěžovací spojka s elastomerovou spojkou ROTEX

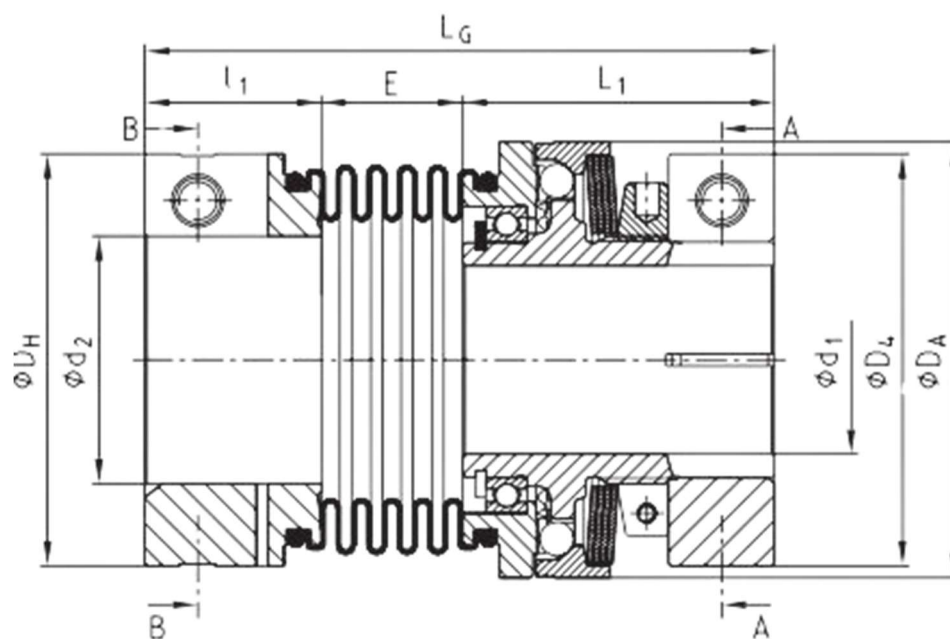
Přetěžovací spojka KTR-SI s ROTEX je omezovač točivého momentu v kombinaci s elastomerovou spojkou ROTEX. Jejich kombinace nabízí všechny vlastnosti a možnosti přetěžovacího systému v kombinaci s torzně pružnou hřídelovou spojkou. Po odstranění přetížení se kuličky automaticky znovu zasmeknou do nejbližšího dalšího zahloubení. [5]



Obr. 14: Pojistná spojka KTR-SI s pružnou spojkou ROTEX [6]

SYNTEX-NC bezpečnostní spojka s torzně tuhou TOOLFLEX

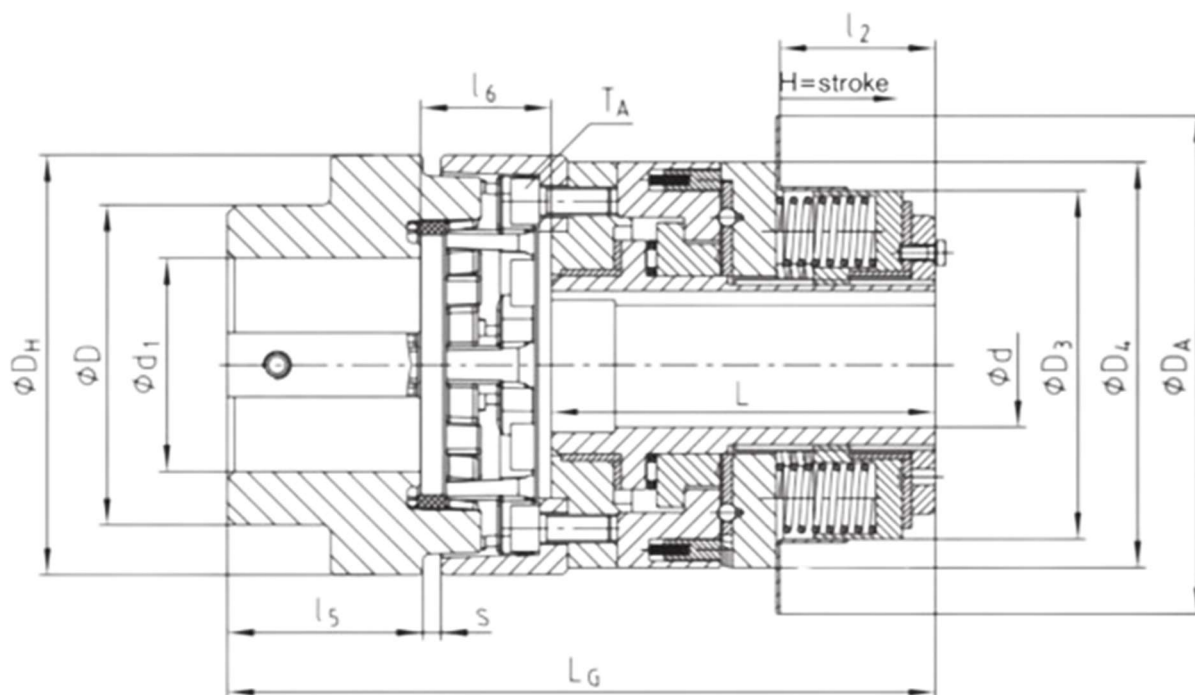
Bezvůlová bezpečnostní spojka SYNTEX-NC s TOOLFLEX je kombinací přetěžovací spojky a kovové vlnovcové spojky. Tato spojka nabízí všechny vlastnosti a možnosti bezpečnostních spojek v kombinaci torzně pružných bezvůlových kovových vlnovcových spojek. Přetěžovací spojky tohoto typu byly speciálně vyvinuty pro použití v moderních obráběcích strojích, řídicí a polohovací technice, dopravních zařízeních, textilních strojích, servopohonech, balicích strojích a při stavbě speciálních strojů. [7]



Obr. 15: Pojistná spojka SYNTEX-NC s pružnou spojkou TOOLFLEX [6]

KTR-SI FRA uvolňovací a automaticky opět zasmekávající přetěžovací spojka s hřídelovou spojkou POLY-NORM

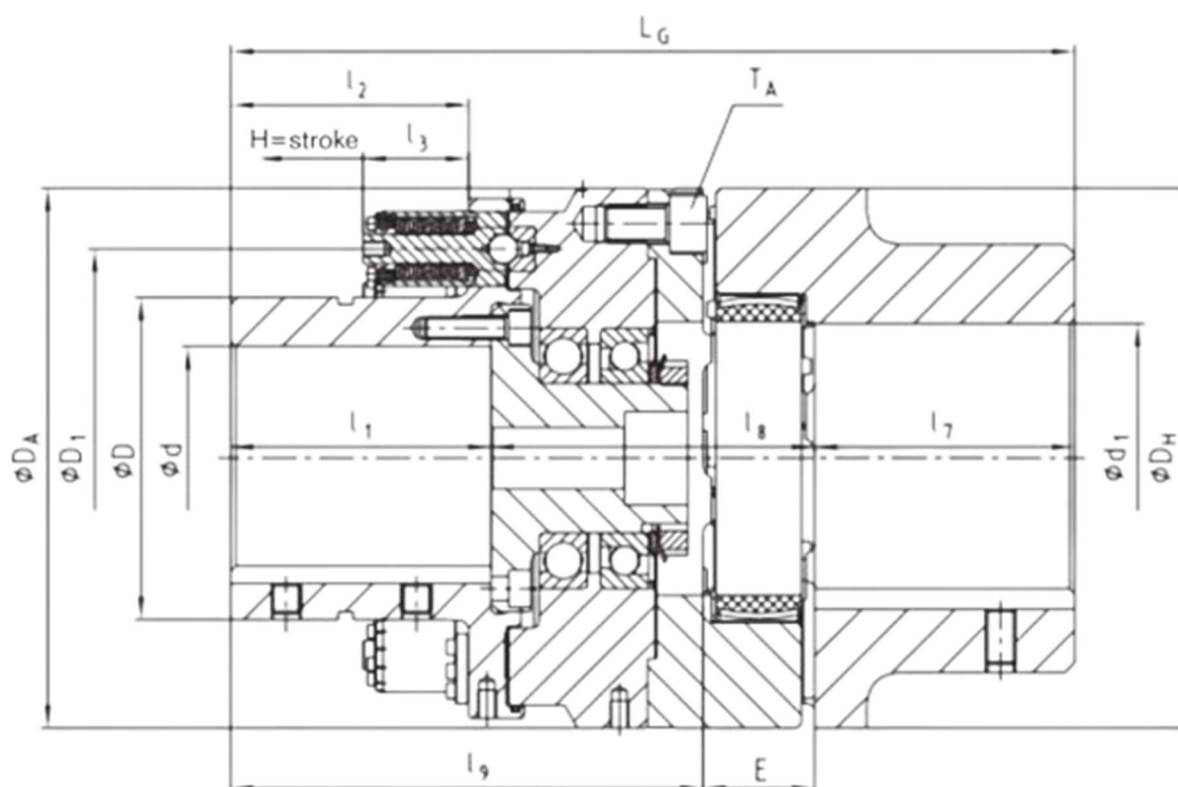
„Přetěžovací spojka KTR-SI FRA s POLY-NORM je uvolňovací bezpečnostní spojka kombinovaná s torzně pružnou hřídelovou spojkou POLY-NORM. Tato speciální přetěžovací spojka nabízí všechny vlastnosti a možnosti bezpečnostní spojky v kombinaci s torzně pružnou POLY-NORM s krátkou konstrukcí. Po odstranění přetížení lze KTR-SI FRA automaticky znovu zasmeknout tak, že se krátkodobě obrátí směr otáčení pohonu. Tak je tato varianta optimálně vhodná pro obtížně přístupná místa. Kuličkový vysmekávací systém s malou vůlí pracující s tvarovým stykem umožňuje optimální ochranu proti přetížení pro krouticí momenty do 3000 Nm.“ [8]



Obr. 16: Pojistná spojka KTR-SI FRA s pružnou spojkou POLY-NORM [6]

KTR-SI FRE uvolňovací přetěžovací spojka s elastomerovou spojkou ROTEX

„Přetěžovací spojka KTR-SI FRE s ROTEX je uvolňovací bezpečnostní spojka ve spojení s elastomerovou spojkou ROTEX pro rozsah krouticího momentu až 60000 Nm. Nabízí všechny vlastnosti a možnosti bezpečnostní spojky v kombinaci s torzně pružnou ozubcovou spojkou. Srdce přetěžovacích spojek (bezpečnostních spojek) tvoří uvolňovací prvky. Odpojují při přetížení stranu pohonu a výstupu a chrání tak hnací ústrojí před poškozením. Po odstranění přetížení se uvolňovací prvky ručně zasmeknou a pohon se znovu uvolní. Pro nastavení spojky na požadovaný povolovací moment se v každém uvolňovacím prvku vyvine definovaná napínací síla přes nastavovací matici na talířové pružiny. Počet uvolňovacích prvků v přetěžovací spojkce se přitom liší v závislosti na požadovaném povolovacím momentu.“ [9]



Obr. 17: Pojistná spojka KTR-SI FRE s pružnou spojkou ROTEX [6]

Pružiny použité v konstrukčním řešení pojistných spojek mohou být ve stylu jedné vinuté centrální pružiny, vinutých pružin po obvodu nebo lze použít talířové pružiny, které mají speciální význam při pojišťování velkých krouticích momentů. Vinuté pružiny umístěné po obvodu celé spojky zajišťují rovnoměrné rozložení tlaků, a tím i nejlepší nastavení maximálního krouticího momentu. Z tohoto důvodu je tato varianta použita ve vlastním návrhu.

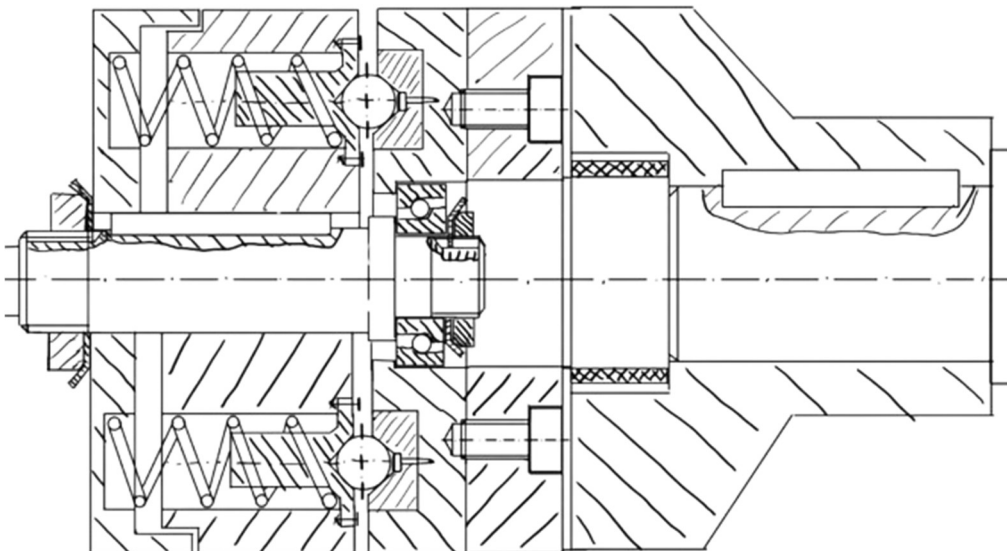
Z průzkumu trhu také vyplynulo, že kombinace pojistných a pružných spojek se používá pro značně větší zatížení. Proto byla snaha vytvořit zařízení i pro menší pojistný krouticí moment.

4 Praktická část

Pro porozumění všem krokům návrhu popsaným v následující části práce je potřeba vysvětlit základní myšlenku fungování spojky. Tedy rozhodnout, jak bude moment přenášen a jak bude vypadat pojistný element.

Na začátku návrhu je nutné vzít v úvahu, jaká bude funkce navrhovaného zařízení. Spojka má jako primární účel přenos krouticího momentu z hnací části na hnanou. Zároveň je potřeba brát v úvahu, že se jedná o spojku pojistnou, tedy při překročení dovoleného momentu se musí přenos mezi hnací a hnanou částí přerušit a po snížení zatížení se musí systém vrátit zpět do normálního chodu. V našem konstrukčním řešení bylo rozhodnuto pro přenos krouticího momentu využít kuličku přitlačovanou do záběru pružinou. Kulička má pro toto využití ideální tvar, jelikož ji lze snadno ustavit v konkrétní požadované pozici, a zároveň se při přetížení kulička snadno uvolní a přenos krouticího momentu je tak přerušen. Kuličku bude v příslušné pozici ustavena lineární vinutou pružinou, síla této pružiny musí přesně odpovídat požadovanému pojistnému momentu. Jelikož je spojka navrhována na konkrétní moment $M_k = 500 \text{ Nm}$, stěžejním krokem návrhu je návrh přitlačné pružiny. Návrh rovněž závisí na tom, jak konkrétně je pojistná síla aplikována. Logickou úvahou vyplývá, že k přenosu krouticího momentu je potřeba určitý počet kuliček rozmístěných na roztečném průměru, který ovlivní rozložení obvodové síly. Tedy čím více kuliček je použito, tím menší je obvodová síla na jednu kuličku a tím menší bude i potřebná síla k jejímu pojištění v záběru. Tohoto předpokladu bylo využito tak, že na každou kuličku připadá přitlačná pružina umístěná na stejném roztečném průměru. Tímto způsobem bylo zajištěno optimální rozložení obvodové i přitlačné síly po celém tělese spojky.

Pojistné spojky se v praxi často navrhují univerzálně. Tedy svojí konstrukcí dovolují nastavit na zařízení rozmezí pracovní pojistné síly. Z tohoto důvodu se zákazník při koupi spojky často spokojí s verzí, která je dimenzována i na větší zatížení, než je skutečně použito. V této bakalářské práci bylo rozhodnuto konstruovat spojku na jednu konkrétní hodnotu zatížení, a tím zajistit minimální rozměry celého zařízení.



Obr. 18: Skica předběžného návrhu zástavby spojky

Ze všech předešlých charakteristik, vlastností a předpokladů vyplývá, že se v našem návrhu jedná o pojistnou kuličkovou spojku s lineárními tlačnými pružinami umístěnými na roztečném průměru.

4.1 Návrh hnacího hřídele

Z důvodu optimalizace návrhu na přesný pojistný moment bylo rozhodnuto, že zařízení spojky bude obsahovat i hnací a hnaný hřídel, které se budou připojovat na náboj v hnacím a hnaném stroji.

Nejprve byl stanoven minimální průměr hřídele.

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_h^3}{16}} \rightarrow d_{h_{min}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_k}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 500 \cdot 10^3}{\pi \cdot 45}} = 38,392 \text{ mm} \quad (6)$$

Na základě vypočteného minimálního průměru byl později zvolen normalizovaný dolní průměr drážkované části hřídele. Reálné průměry hřídele byly zvoleny poměrně větší než minimální hodnota, a sice s ohledem na normalizované rozměry drážkování a dolní průměr závitu **M45x1,5** použitého pro KMK matice.

4.1.1 Návrh spojení hřídele s nábojem

Z podstaty fungování pojistné spojky je nutná možnost posunu náboje po hřídeli. Tato skutečnost tak eliminuje možnost použití těsného pera s dovoleným tlakem $p_D = 80 \text{ MPa}$, což je standardní hodnota používaná pro kontrolu pera na otláčení. Aby byla splněna odolnost vůči otláčení a zároveň byl umožněn pohyb náboje po hřídeli, bylo zvoleno využití drážkovaného hřídele. Dovolенý tlak na boky zubů u tvrzeného rovnobokého drážkování se pro proměnlivé zatížení pohybuje mezi $10 \div 25 \text{ MPa}$. Pro tuto aplikaci byla zvolena hodnota dovoleného tlaku $p_D = 20 \text{ MPa}$. Podle této hodnoty byl proveden výpočet potřebné délky drážkování. Pro hřídel byl vzhledem k aplikaci zvolen materiál EN 1.0503 (ČSN 12 050), který splňuje všechny požadavky pro použití na drážkovaném hřídeli.

Kontrola minimálního průměru hřídele pro drážkování [10]

$$d_{h_{min}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k \cdot K_a \cdot S_v}{\pi \cdot \tau_s \cdot K_f}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 500 \cdot 10^3 \cdot 1,5 \cdot 1,7}{\pi \cdot 380 \cdot 0,4}} = 34,957 \text{ mm} \quad (7)$$

Koeficient použití ... $K_a = 1,5$ [/].....[11]

Požadovaná bezpečnost ... $S_v = 1,7$ [/].....[11]

Dovolené napětí ve smyku ... $\tau_s = 380$ [MPa].....[12]

Koeficient životnosti ... $K_f = 0,4$ [/].....[11]

4.1.2 Volba drážkování podle strojnických tabulek

Drážkový hřídel se středěním na boky zubů b:

b-ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ 8x46a11x54a11x9f8

Drážkový náboj se středěním na boky zubů b:

b-ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ 8x46H11x54H12x9F10

Minimální délka drážkování [10]

$$L_{min} = \frac{M_k \cdot K_a \cdot S_v}{d_s \cdot p_{D_{min}} \cdot \frac{h_{st}}{2} \cdot z_p \cdot K_m \cdot K_W} \rightarrow L_{min} = \frac{500 \cdot 10^3 \cdot 1,5 \cdot 1,7}{50 \cdot 20 \cdot \frac{3}{2} \cdot 8 \cdot 0,75 \cdot 2,8} = 50,595 \text{ mm} \quad (8)$$

Střední průměr drážkování

$$d_s = \frac{D + d}{2} = \frac{54 + 46}{2} = 50 \text{ mm} \quad (9)$$

Výška spojení

$$h_{st} = h - 2s = \frac{D - d}{2} - 2 \cdot s = \frac{54 - 46}{2} - 2 \cdot 0,5 = 3 \text{ mm} \quad (10)$$

Z konstrukčních a zástavbových důvodů byla zvolena délka náboje 55 mm. Tedy skutečná délka, přes kterou se přenáší krouticí moment. Na hřídeli byla vzhledem k nutnosti nasazení přítlačného kotouče zvolena délka drážkování 74 mm.

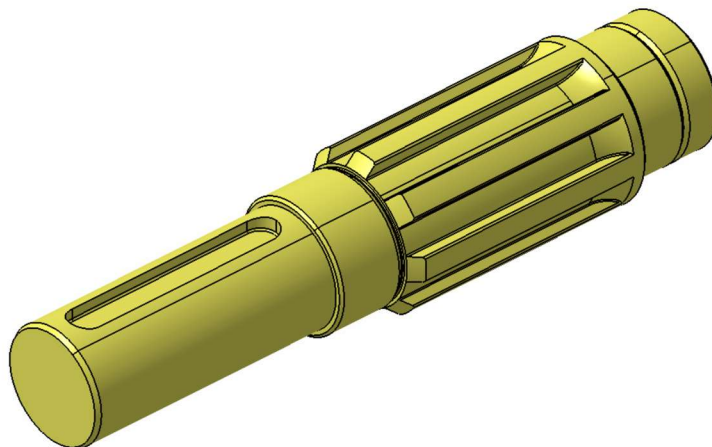
Kontrola skutečného tlaku na boky drážek [10]

$$P_{min} = \frac{M_k \cdot K_a}{d_s \cdot L_f \cdot \frac{h_{st}}{2} \cdot z \cdot K_m \cdot K_W} = \frac{500 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{50 \cdot 55 \cdot \frac{3}{2} \cdot 8 \cdot 0,75 \cdot 2,8} = 10,823 \text{ MPa} \quad (11)$$

$$P_{min} = 10,823 \text{ MPa} < 20 \text{ MPa} = p_D \quad (12)$$

Tab. 1: Průměry hnacího hřídele

Popis	Značka	Hodnota	Jednotky
Průměr válcového konce pro připojení k hnacímu zařízení	d_{h_1}	40	mm
Malý průměr drážkování	d_{h_2}	46	mm
Velký průměr drážkování	d_{h_3}	56	mm
Průměr hřídele pod ložiskem	d_{h_4}	45	mm



Obr. 19: 3D model hnacího hřídele

4.2 Návrh nosného kotouče

Nosný kotouč je základním funkčním tělesem celého systému, protože plní funkci unašeče pojistných kuliček, a zároveň na ně přenáší přítláčnou sílu od pružin, které jsou v něm uloženy. Jak bylo již zmíněno při návrhu hřídele, zvolená konstrukce pracuje tak, že nosný kotouč musí při přetížení pojíždět po hřídeli a současně zvládnout přenášet krouticí moment. Nosný kotouč tedy musí mít náboj také drážkovaný.

Nejprve byl stanoven roztečný průměr kuliček, který má vliv na veškeré další výpočty. Výpočet byl proveden pomocí empirického vztahu pro kuličky s pružinami umístěnými na roztečném průměru.[13]

4.2.1 Návrh funkčních rozměrů

Roztečný průměr kuliček

$$D_k = (2,75 \div 6) \cdot d_{h_{min}} \rightarrow 3,2 \cdot d_{h_{min}} = 3,2 \cdot 38,392 = 122,855 \rightarrow D_k = 124\text{mm} \quad (13)$$

Dle následujícího empirického vztahu byla stanovena minimální délka náboje posuvné části spojky. Tato hodnota je pouze kontrolním výpočtem pro ověření návrhu délky náboje z předešlé části, kde byla navržena délka drážkování.

Minimální délka posuvného náboje

$$L_n = (1 \div 1,5) \cdot d_{h_{min}} \rightarrow d_k = 1,25 \cdot d_{h_{min}} = 1,25 \cdot 38,392 = 47,99\text{mm} \quad (14)$$

Skutečná délka náboje byla zvolena 55 mm, je tedy zřejmé, že volba přesahuje minimální vypočtenou hodnotu.

4.2.2 Výpočet skutečného zatížení valivých elementů

Po stanovení základních pracovních rozměrů bylo třeba pomocí hodnoty zadaného pojistného momentu dopočítat celkovou velikost obvodové síly působící na kuličky. Výpočet tedy vychází ze silových poměrů vzniklých v okamžiku těsně před přetížením. Pro určení obvodové síly od vzniklého momentu je nutno znát rameno jejího působení, tedy polovinu roztečného průměru kuliček.

Celková obvodová síla od momentu

$$F_{o_{celk}} = \frac{M_k}{\frac{D_k}{2}} = \frac{500 \cdot 10^3}{\frac{124}{2}} = 8064,516 \text{ N} \quad (15)$$

Vzhledem k zatížení a zástavbovým rozměrům byl zvolen počet kuliček $z = 14$. Platí předpoklad, že zatížení se rozkládá rovnoměrně. Síla působící na jednu kuličku byla tedy vyjádřena následujícím vztahem.

Obvodová síla působící na jednu kuličku

$$F_o = \frac{F_{o_{celk}}}{z} = \frac{8064,516}{14} = 576,037 \text{ N} \quad (16)$$

Při návrhu bylo snahou docílit co nejmenšího roztečného průměru kuliček, a tím zajistit nejmenší zástavbové rozměry. Na druhou stranu bylo třeba zabezpečit, aby na zvoleném průměru bylo možné vyvinout požadovanou přitlačnou sílu. Bylo tedy zásadní najít rovnováhu mezi roztečným průměrem, počtem kuliček a velikostí přitlačných pružin tak, aby byl splněn základní požadavek na minimalizaci rozměrů.

Nosný kotouč byl rovněž vybaven dvěma těsnicími kroužky $\varnothing 156 \times 2,5 \text{ mm}$ z NBR materiálu a tvrdostí 70ShA od firmy PRUMEX. Kroužky brání vniknutí nečistot do pracovního prostoru spojky, a přitom nijak neomezují její funkci. Drážky pro uložení kroužků byly navrženy podle přesných rozměrů doporučených od výrobce pro tento konkrétní průměr a typ těsnění.

Po stanovení zatížení byl navržen pojistný element. K pojištění momentu byla zvolena vinutá šroubová pružina, konkrétně 14 pružin rozložených na roztečném průměru kuliček tak, aby bylo zajištěno nejlepší přenesení pojistné síly na valivý element. Pružiny budou předepnuty centrální maticí na hnací hřídeli, tím se dosáhne optimálního rozložení přitlačné síly.



Obr. 20: 3D model nosného kotouče

Jak je z obrázku patrné, kotouč je vybaven osazením, které plní dvě funkce. Zaprvé tak umožňuje dosažení potřebné minimální délky drážkování, která byla stanovena při návrhu hřídele, zadruhé osazení pomáhá při vystředění přitlačného a nosného kotouče vůči sobě a pomáhá tak při zamontování pružin.

4.3 Návrh kuličky

4.3.1 Výpočet minimálního průměru kuličky

$$d_k = (0,2 \div 0,4) \cdot d_{h_{min}} \rightarrow d_k = 0,3 \cdot d_{h_{min}} = 0,3 \cdot 38,392 = 11,518 \rightarrow d_k = 12mm \quad (17)$$

Návrh kuličky ovlivňuje řadu dalších faktorů. Primární úlohou kuličky je přenášet sílu mezi přítlačným a opěrným elementem. Kulička tedy musí přenést toto zatížení, aniž by došlo k porušení povrchu, nebo změně tvaru vlivem plastické deformace. Nejvíce vypovídající kontrola únosnosti kuličky je výpočet Hertzových tlaků, který je s konkrétním zatížením popsán v pozdější části práce. Rovněž na velikosti kuličky závisí roztečný průměr celého zařízení. Snahou bylo rozměry spojky minimalizovat, a tomu odpovídá i velikost kuličky. Na základě výše uvedeného výpočtu byl navržen průměr kuličky $d_k = 12mm$ a počet kuliček, které se s jistotou vejdou na roztečný průměr $D_k = 124mm$, byl již na předchozí straně stanoven na $z = 14$. Zatěžující obvodová síla od momentu se tedy rozloží mezi 14 valivých elementů opřených v kuželových drážkách. Pro kuličku byl zvolen ložiskový materiál EN 1.7228 (50CrMo4), který je kalen na 58–65 HRC. Ze stejného materiálu byl navržen také nosný kotouč spojky a opěrná vložka. Vysoká tvrdost zajišťuje, že během provozu nedojde k otláčení valivého elementu ani přítlačných článků. Kuličky jsou nakupovaným dílem a dosahují stupně výrobní přesnosti G10 dle ISO 3290. Dle tohoto standardu je rozměr kuličky $d_k = 12^{+0,00025}_{-0,00025}mm$. [14]

4.3.2 Volba materiálu EN 50CrMo4 1.7228

Tab. 2: Mechanické vlastnosti materiálu EN 1.7228 [15]

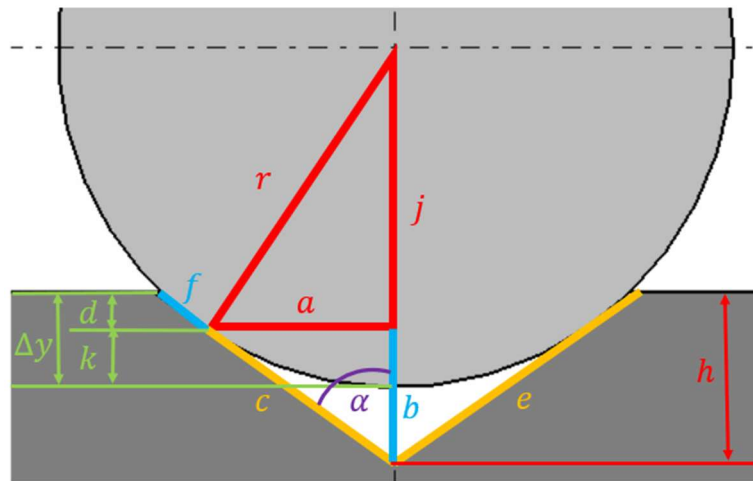
Popis	Hodnota	Jednotky
Tvrdost dle Brinella	270	HB
Tvrdost dle Rockvela	58–65	HRC
Youngův modul pružnosti	190	GPa
Prodloužení po přetížení	12	%
Mez kluzu	900	MPa
Rázová odolnost – Charpy – vrub V	22	J
Poissonovo číslo	0,29	[/]
Modul v tahu	73	GPa
Pevnost ve smyku	540	MPa
Pevnost v tahu	1100–1300	Mpa

Tab. 3: Chemické složení materiálu EN 1.7228 [16]

Fe [%]	Cr [%]	Mn [%]	C [%]	Mo [%]	Si [%]	P [%]	S [%]
96,7–98	0,9–1,2	0,5–0,8	0,46–0,54	0,15–0,3	0–0,4	0–0,035	0–0,035

4.4 Návrh drážky pro kuličku

Dosud byla v práci stanovena hodnota průměru kuličky $d_k = 12\text{mm}$. Podle této velikosti bylo třeba navrhnout celkový tvar a rozměry drážky, ve které bude opřena. Důležitými parametry, které bylo potřeba zvolit, byly vnitřní úhel $\alpha = 55^\circ$ zhloubení a hloubka zhloubení $h = 3\text{mm}$. Pomocí těchto parametrů je nutné dopočítat hloubku zasunutí kuličky. Toto zasunutí bude muset kulička překonat, aby se uvolnila při přetížení. Velikost zasunutí je rovněž základem pro návrh tlačné pružiny.



Obr. 21: Uložení kuličky v kuželové drážce

$$a = r \cdot \cos \alpha = 6 \cdot \cos 55 = 3,441\text{mm} \quad (18)$$

$$c = \frac{a}{\sin \alpha} = \frac{r \cdot \cos \alpha}{\sin \alpha} = \frac{3,441}{\sin 55} = 4,201\text{mm} \quad (19)$$

$$e = \frac{h}{\cos \alpha} = \frac{3}{\cos 55} = 5,230\text{mm} \quad (20)$$

$$f = e - c = \frac{h}{\cos \alpha} - \frac{r \cdot \cos \alpha}{\sin \alpha} = 5,230 - 4,201 = 1,029\text{mm} \quad (21)$$

$$d = f \cdot \cos \alpha = 1,029 \cdot \cos 55 = 0,590\text{mm} \quad (22)$$

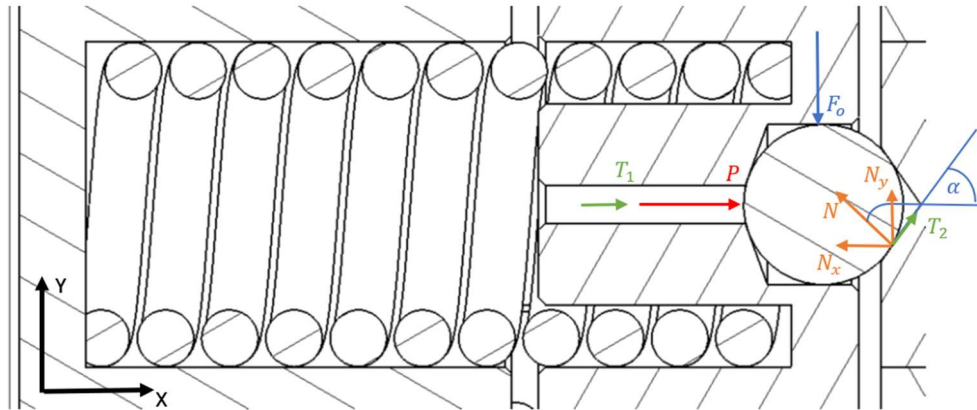
$$j = r \cdot \sin \alpha = 6 \cdot \sin 55 = 4,915\text{mm} \quad (23)$$

$$k = r - j = 6 - 4,915 = 1,085\text{mm} \quad (24)$$

$$\Delta y = d + k = 0,590 + 1,085 = 1,675\text{mm} \quad (25)$$

4.5 Návrh pružiny

Zásadní hodnotou pro návrh pružiny je síla, kterou je nutno působit k zajištění pojistného momentu. Proto byl při výpočtu silových poměrů výchozím bodem návrhu zvolen právě okamžik, kdy začíná docházet k vzájemnému protočení obou polovin spojky vůči sobě. V této fázi se kuličky, které zajišťují spojení mezi hnací a hnanou částí spojky, začnou posouvat proti tlaku P vyvozenému pružinou.



Obr. 22: Stanovení silových poměrů spojky

Pojistný moment je dle zadání $M_k = 500 \text{ Nm}$. K pojištění valivých elementů lze použít několik typů pružin. V tomto návrhu bylo zvoleno použití lineární vinuté pružiny a pro optimální rozložení přítláčné síly bylo rozhodnuto, že každá kulička bude mít svou vlastní pružinu umístěnou na roztečném průměru. Tyto popsané charakteristiky zobrazuje spolu se zatížením obrázek výše.

4.5.1 Výpočet pojistné síly

Hodnota součinitele tření byla stanovena $f = 0,07$. [13]

Přehled působících sil

$$F_o = 576,037 \text{ N} \quad (26)$$

$$N = \frac{N_y}{\cos\alpha} = \frac{F_o}{\cos\alpha} = \frac{576,037}{\cos 55^\circ} = 1004,289 \text{ N} \quad (27)$$

$$N_x = N \sin\alpha = 1004,289 \cdot \sin 55^\circ = 822,666 \text{ N} \quad (28)$$

$$N_y = F_o = 576,037 \text{ N} \quad (29)$$

$$T_1 = f \cdot F_o = 0,07 \cdot 576,037 = 40,323 \text{ N} \quad (30)$$

$$T_2 = f \cdot N = 0,07 \cdot 1004,289 = 70,3 \text{ N} \quad (31)$$

Podmínky rovnováhy

$$\sum F_x = 0 \rightarrow 0 = P + T_1 + T_2 \cos \alpha - N \sin \alpha \quad (32)$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow 0 = F_o - N \cos \alpha - T_2 \sin \alpha \quad (33)$$

Řešením těchto dvou rovnic je:

$$0 = P + fN \cdot (\cos \alpha - f \sin \alpha) + fN \cos \alpha - N \sin \alpha \quad (34)$$

Po úpravě dostaneme rovnici ve tvaru:

$$P = F_o [(1 - f^2) \operatorname{tg} \alpha - 2f] = 576,037 \cdot [(1 - 0,07^2) \operatorname{tg} 55^\circ - 2 \cdot 0,07] = 737,990 \text{ N} \quad (35)$$

$P = 737,990 \text{ N}$ je tedy síla potřebná k pojištění kroutícího momentu $M_k = 500 \text{ Nm}$.

4.5.2 Návrh rozměrů pružiny

Pro konstrukci pružiny je třeba zvolit poměr mezi roztečným průměrem a průměrem kuličky, který je později využit ve výpočtech. Tato hodnota byla vybrána z rozmezí $D/d \in \langle 4 \div 16 \rangle$. [13] Během optimalizace návrhu byl zvolen poměr roztečného průměru k průměru drátu $D/d = 5,5$.

Dovolené napětí v krutu pružiny bylo použito podle pružinového materiálu EN 1.8159 $\tau_D = 860 \text{ MPa}$.

Minimální průměr drátu pružiny

$$\tau_D = \frac{8 \cdot P \cdot D}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot P \cdot 5,5 \cdot d}{\pi \cdot d^3} \rightarrow d = \sqrt{\frac{44 \cdot P}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt{\frac{44 \cdot 737,990}{\pi \cdot 860}} = 3,467 \text{ mm} \quad (36)$$

Zvolený průměr drátu

$$d = 4,25 \text{ mm} \quad (37)$$

Zvolený roztečný průměr pružiny

$$D/d = 5 \rightarrow D = d \cdot 5 = 3,467 \cdot 5,5 = 19,067 \rightarrow D = 20 \text{ mm} \quad (38)$$

Vzhledem k optimalizaci přitlačné síly na roztečném průměru spojky bylo nutné získat požadovanou tuhost pružiny při dodržení co nejmenšího průměru vinutí. Proto byl průřez drátu zvolen poměrně větší, než je minimální požadovaná hodnota. Počet závitů pružiny byl zvolen $n = 9$, plus $n_z = 2$ závěrné závity, jeden z každé strany. Závěrné závity nejsou zahrnuty do pevnostního výpočtu.

Výpočet tuhosti pružiny

$$k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} = \frac{80000 \cdot 4,25^2}{8 \cdot 20^3 \cdot 9} = 45,313 \text{ N/mm} \quad (39)$$

Kontrola namáhání pružiny

$$\tau_k = \frac{8 \cdot P \cdot D}{\pi \cdot d^3} \cdot \frac{\frac{D}{d} + 0,2}{\frac{D}{d} - 1} \leq \tau_D \quad (40)$$

$$\tau_k = \frac{8 \cdot 737,99 \cdot 20}{\pi \cdot 4,25^3} \cdot \frac{\frac{20}{4,25} + 0,2}{\frac{20}{4,25} - 1} = 648,155 \text{ MPa} \leq 860 \text{ MPa}$$

Podle výsledku kontrolního výpočtu je zřejmé, že pružina navržené zatížení s rezervou zvládne.

4.5.3 Výpočet síly pro zamontování

Dosud byla stanovena hodnota pojistné síly, při které se musí spojka rozpojit. Tedy síly, která v pružině vznikne při dodatečném pracovním stlačení $\Delta y = 1,675 \text{ mm}$. Z tohoto důvodu je potřeba stanovit sílu předepruté pružiny. Z podstaty funkce je zřejmé, že zamontovaná síla pružiny je menší než skutečná pojistná síla. Tato hodnota byla určena ze vzorce pro výpočet pracovního zdvihu pružiny.

Síla v předeprnutí

$$\Delta y = \frac{8 \cdot (F_8 - F_1) \cdot D^3 \cdot n}{G \cdot d^4} = \frac{8 \cdot (P - F_1) \cdot D^3 \cdot n}{G \cdot d^4} \quad (41)$$

$$F_1 = \frac{-\Delta y \cdot G \cdot d^4 + 8 \cdot P \cdot D^3 \cdot n}{8 \cdot D^3 \cdot n} = \frac{-1,675 \cdot 80000 \cdot 4,25^4 + 8 \cdot 737,99 \cdot 20^3 \cdot 9}{8 \cdot 20^3 \cdot 9}$$

$$F_1 = 662,091 \text{ N}$$

Jelikož je spojka navržena na přesnou konkrétní hodnotu pojistného momentu není možné použít standardní délku pružiny, která se prodává. Použitá pružina tedy musela být na zakázku vyrobena přesně podle vypočítaných hodnot. Přesnost dodržení pojistné síly přímo závisí na přesnosti výroby a rozměrových tolerancích, které je výrobce schopen zaručit.

Stlačení pružiny při zamontování

$$y_1 = \frac{F_1}{k} = \frac{662,091}{45,313} = 14,611mm \quad (42)$$

Pracovní stlačení

$$y_8 = y_1 + \Delta y = 14,611 + 1,675 = 16,286mm \quad (43)$$

Dosedová délka pružiny

$$L_9 = d \cdot (n + n_z) = 4,25 \cdot (9 + 2) = 46,750mm \quad (44)$$

Maximální pracovní délka pružiny

$$L_8 = 1,1 \cdot L_9 = 1,1 \cdot 46,750 = 51,425mm \quad (45)$$

Volná délka pružiny

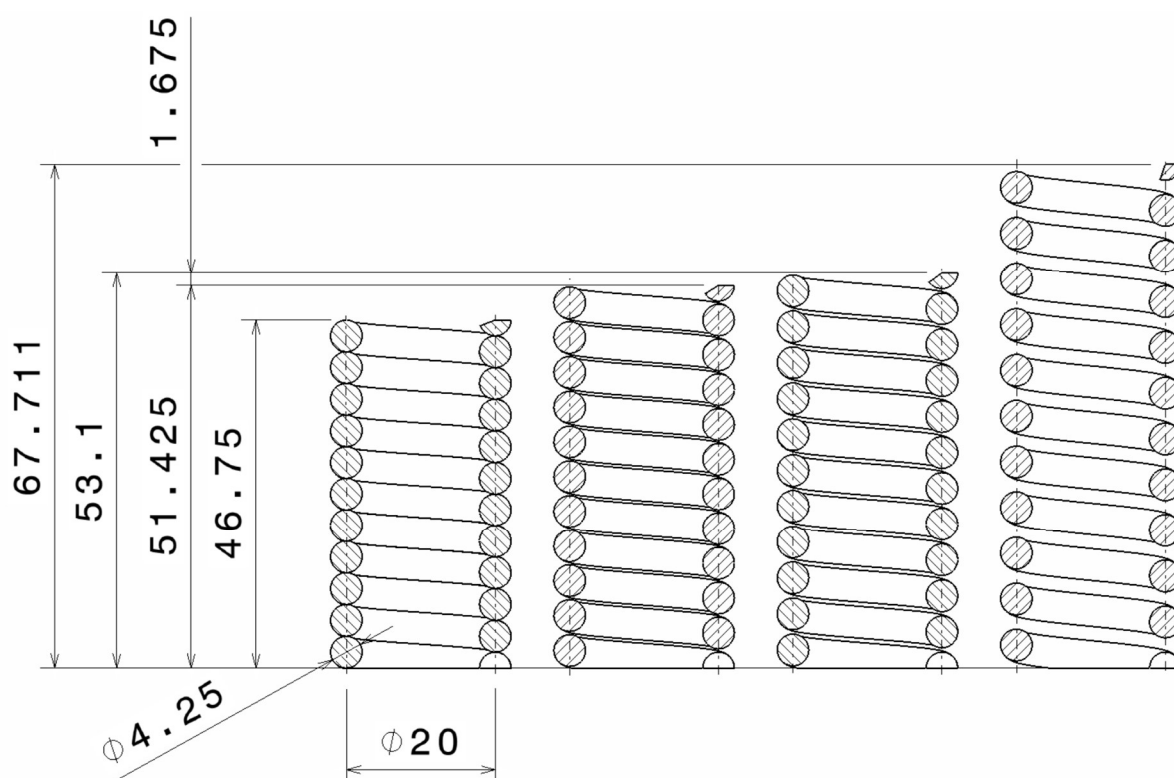
$$L_0 = L_8 + y_8 = 51,425 + 16,286 = 67,711mm \quad (46)$$

Zamontovaná délka pružiny

$$L_1 = L_0 - y_1 = 67,711 - 14,611 = 53,100mm \quad (47)$$

Rozteč závitů pružiny při volné délce

$$t_0 = \frac{L_0 - L_9}{n + n_z} + d = \frac{67,711 - 46,750}{9 + 2} + 4,25 = 6,156mm \quad (48)$$



Obr. 23: Přehled jednotlivých stlačených pružiny

Parametry použité pružiny

Pro pružinu byl zvolen materiál EN 1.8159 (ČSN 15 260), který při odpovídajícím průřezu drátu zajišťuje mez pevnosti až 1300 MPa a mez kluzu až 900 MPa. Vzhledem k bezpečnosti byla zvolena dovolená hodnota napětí na pružině $\tau_D = 860 \text{ MPa}$.

Tab. 4: Rozměry použité pružiny

Popis	Značka	Velikost	Jednotka
Volná délka	L_0	67,711	mm
Průměr drátu	d	4,25	mm
Průměr vinutí	D	20	mm
Rozteč při volné délce	t_0	6,156	mm

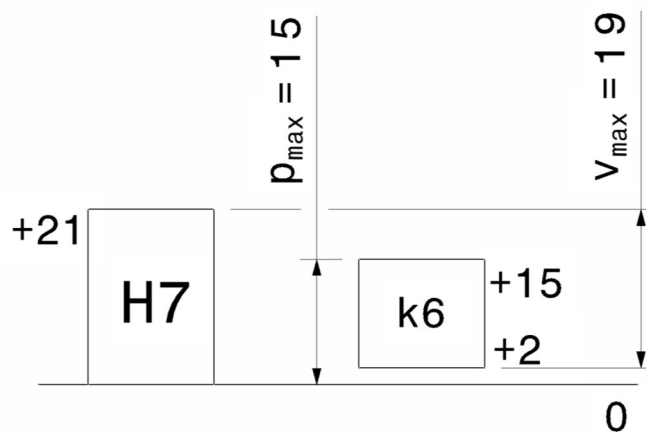
Tab. 5: Chemické složení materiálu EN 1.8159 [17]

Fe [%]	Cr [%]	Mn [%]	C [%]	V [%]	Si [%]	P [%]	S [%]
96,4-97,8	0,9-1,2	0,7-1,1	0,47-0,55	0,1-0,25	0-0,4	0-0,035	0-0,035

4.6 Návrh kalené opěrné vložky

Jelikož spojka bude přenášet vysoké zatížení a je třeba, aby pracovala s co nejvyšší přesností, bylo zvoleno použití opěrné vložky. Zároveň je použití vložky výhodné z hlediska vyměnitelnosti při opotřebení. Vložka přenáší hnací moment od kuličky na opěrný kotouč, který je spojen s pružnou částí zařízení. Pro vložku byl vybrán stejný materiál jako pro kuličky a přitlačný kotouč. Tato volba byla provedena primárně na základě přenášených kontaktních tlaků tak, aby během používání nedošlo ke vzniku plastických deformací v uložení, a to zejména při překročení pojistného momentu. Pro uchycení vložek do opěrného kotouče byla zvážena řada tvarových variant, ze kterých, vzhledem k složitosti výroby, vyšla nejlépe kruhová vložka, která bude v tělese nalisována a pojištěna z druhé strany šroubem. Z geometrie spojky vyplývá, že samotný nalisovaný spoj přenáší zatížení přímo do opěrného kotouče, a není tak namáhán na krut. Z tohoto důvodu bylo třeba navrhnout pouze montáž nalisovaného spoje. Pro tuto aplikaci byla zvolena montáž za studena.

Na opěrný element bylo vybráno uložení přechodné H7/k6.



Obr. 24: Grafické zobrazení zvoleného uložení

Tlak při maximálním přesahu

$$p_{max} = \frac{\Delta d_{1max}}{d_1} \cdot \frac{E}{C_1 + C_2} = \frac{0,015}{25} \cdot \frac{190 \cdot 10^9}{1 + 4,132} = 22,213 \text{ MPa} \quad (49)$$

Konstanta C_1

$$C_1 = \frac{d_1^2 + d_0^2}{d_1^2 - d_0^2} = \frac{25^2 + 0^2}{25^2 - 0^2} = 1 \quad (50)$$

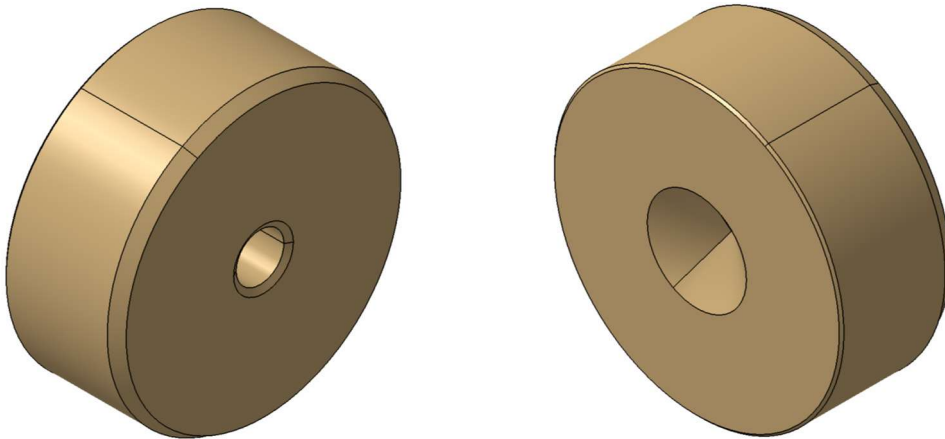
Konstanta C_2

$$C_2 = \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} = \frac{32^2 + 25^2}{32^2 - 25^2} = 4,132 \quad (51)$$

Výpočet lisovací síly

$$F_L = \pi \cdot d_1 \cdot L \cdot p_{max} \cdot f_L = \pi \cdot 25 \cdot 10 \cdot 22,213 \cdot 0,25 = 4361,512N \quad (52)$$

Součinitel tření při lisování $f_L = (0,2 \div 0,25)$

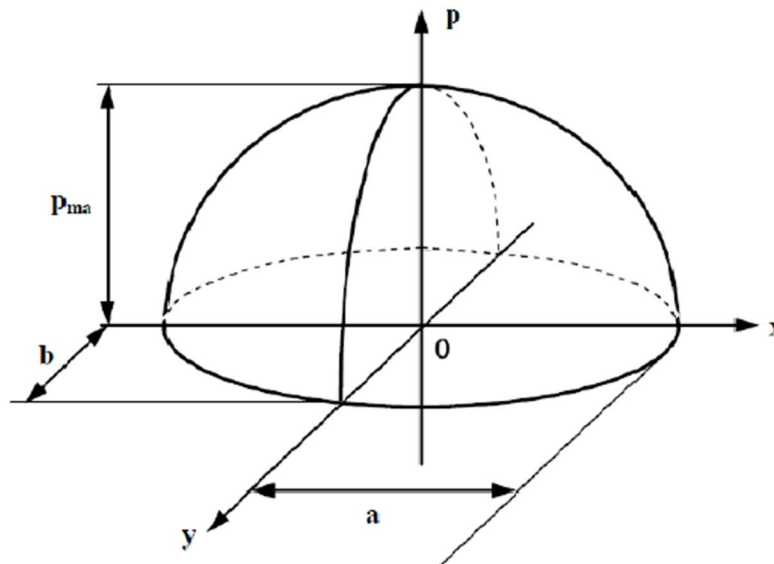


Obr. 25: 3D model opěrné vložky

4.7 Kontrola otláčení mezi kuličkou a přitlačnými elementy

Během provozu zařízení vzniká stykový tlak mezi kuličkou, pouzdrem nosného disku a opěrným pouzdem. Proto bylo nutno vypočítat tzv. Hertzův tlak, který je základem řešení všech kontaktních úloh ve strojírenství. Hertzova teorie popisuje rozložení napětí v ideálním suchém statickém kontaktu. Pro její použití bylo třeba zavést následující zjednodušení:

- materiál stykových ploch je izotropní a homogenní,
- materiál je elastický a jeho mez úměrnosti není překročena,
- styková plocha zkoumaných těles je rovinná,
- kontaktní plochy jsou zcela hladké, vznikají tedy pouze normálové síly,
- tělesa jsou v klidu a v rovnovážném stavu.



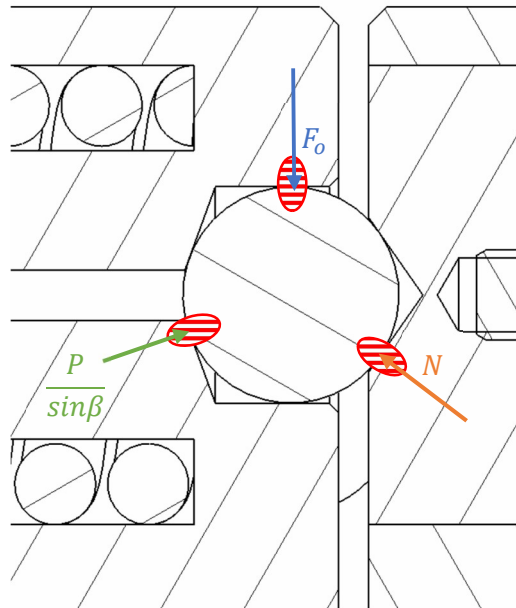
Obr. 26: Rozložení kontaktního tlaku na kontaktní ploše [18]

Princip Hertzovy zkoušky lze popsat následovně:

„Když zatížíme deformovatelné těleso osamělou silou, z teoretického hlediska v místě zatížení nastane nekonečně velký tlak. Ve skutečném případě však nenastane tlak jen v jednom bodě, ale vznikne malá eliptická plocha, kde se tlakové napětí rozloží. Největší stykové napětí se vyskytuje v místě prvotního kontaktu. Ve složitějších případech, není vzniklá kontaktní plocha kruhová, ale eliptická s osami a a b .“ [18]

V případě kontaktního tlaku mezi kuličkou a rovinou jsou osy a a b stejně velké. Výpočet se tedy zjednoduší.

Výpočet Hertzových tlaků mezi kuličkou a pouzdrem



Obr. 27: Zobrazení sil působících kontaktní tlak na kuličku

Nejprve bylo třeba správně definovat síly působící zatížení. Od momentu vzniká na hnacím kotouči obvodová síla F_o tlačící na kuličku. Při opření kuličky v drážce vzniká stejně velká opačně orientovaná složka reakce $N_y = N \cos \alpha = F_o$. Z ní snadno určíme hodnotu N . Výpočet ukázal, že právě tato hodnota byla největší, tím pádem lze předpokládat, že právě ona potenciálně způsobí největší kontaktní zatížení. Výpočet Hertzova tlaku níže tedy obsahuje tuto hodnotu N .

Celková reakční síla od obvodového zatížení

$$N = \frac{N_y}{\cos \alpha} = \frac{F_o}{\cos \alpha} = \frac{576,037}{\cos 55^\circ} = 1004,289 \text{ N} \quad (53)$$

Hodnota maximálního Hertzova tlaku v době teoretického dotyku

$$\sigma_H = \frac{3 \cdot N}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b} = \frac{3 \cdot 1004,289}{2 \cdot \pi \cdot 0,352^2} = 3872,604 \text{ MPa} \quad (54)$$

Velikosti os a a b

$$a = \sqrt[3]{\alpha \cdot \left(\frac{N \cdot \rho}{K_1}\right)} = \sqrt[3]{1 \cdot \left(\frac{1004,289 \cdot 12}{276594,970}\right)} = 0,352 \text{ mm} \quad (55)$$

$$b = \sqrt[3]{\beta \cdot \left(\frac{N \cdot \rho}{K_1}\right)} = \sqrt[3]{1 \cdot \left(\frac{1004,289 \cdot 12}{276594,970}\right)} = 0,352 \text{ mm} \quad (56)$$

Konstanty α a β jsou pro náš případ rovny 1. Hodnoty a a b jsou tedy stejné.

Geometrická konstanta ρ

$$\rho = \frac{4}{\frac{1}{r_{1x}} + \frac{1}{r_{1y}} + \frac{1}{r_{2x}} + \frac{1}{r_{2y}}} = \frac{4}{\frac{1}{6} + \frac{1}{6} + \frac{1}{\infty} + \frac{1}{\infty}} = 12\text{mm} \quad (57)$$

Poloměr křivosti kuličky ... $r_{1x} = r = 6\text{mm}$

Poloměr křivosti kuličky ... $r_{1y} = r = 6\text{mm}$

Poloměr křivosti roviny ... $r_{2x} = \infty\text{mm}$

Poloměr křivosti roviny ... $r_{2y} = \infty\text{mm}$

Materiálová konstanta K_1

$$K_1 = \frac{8 \cdot E_1 \cdot E_2}{3 \cdot [E_2 \cdot (1 - \mu_1^2) + E_1 \cdot (1 - \mu_2^2)]} \quad (58)$$

Jelikož jsou oba materiály stejné, lze provést následující úpravu

$$K_1 = \frac{4 \cdot E}{3 \cdot (1 - \mu^2)} = \frac{4 \cdot 190 \cdot 10^9}{3 \cdot (1 - 0,29^2)} = 276594,970 \text{ MPa}$$

Kontrola únosnosti

Po získání hodnoty skutečného kontaktního tlaku mezi kuličkou a jejím uložením bylo potřeba ověřit, zda zvolený materiál dokáže toto zatížení snést bez poškození. Na webových stránkách výrobce ložisek ZKL byl nalezen dovolený kontaktní tlak pro materiál EN 1.7228 $\sigma_{HD} = 4200 \text{ MPa}$. [19] Tato hodnota odpovídá napětí, které ve valivém elementu vyvolá trvalou deformaci přibližně 0,0001 jeho průměru.

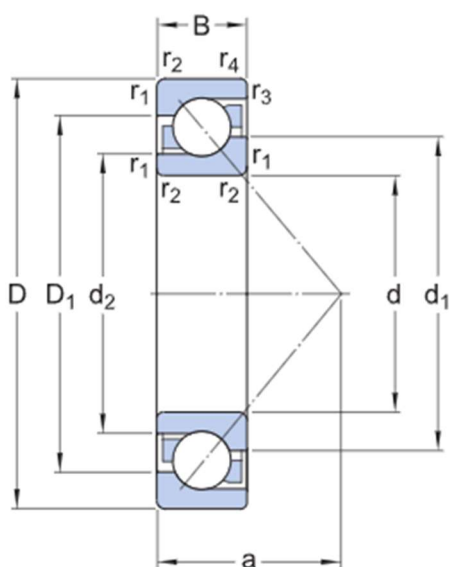
$$\sigma_H = 3872,604 \text{ MPa} < 4200 \text{ MPa} = \sigma_{HD} \quad (59)$$

Z kontroly vyplývá, že zvolený materiál vzniklé kritické zatížení zvládne přenést bez vzniku plastické deformace či otlacení stykových ploch. Je třeba však zmínit, že se jedná pouze o teoretický výpočet, který by bylo vhodné ověřit reálnou mechanickou zkouškou.

4.9 Výběr a kontrola ložiska

V této aplikaci slouží ložisko jako člen, který přenáší axiální sílu pojistného elementu (pružin), a zároveň umožňuje točivý pohyb. Z popisu přenosu zatížení na straně 53 je zřejmé, že vnější i vnitřní prstence ložiska se při normálním chodu zařízení otáčejí společně s celou spojkou. Nedochozí tedy k přenosu žádného zatížení a ložisko je volně unášeno. Při vzniku přetížení naopak dochází k přenosu axiální přitlačné síly na ložisko, přes něž putuje zatížení na hnací hřídel a poté dále do rámu. Primárním ukazatelem vhodnosti ložiska je tedy jeho schopnost přenést statické zatížení. Zásadní v tomto případě byla kontrola statické únosnosti. Samotný výpočet životnosti je pouze orientační.

Vzhledem k velikosti minimálního průměru hnacího hřídele a dalších zástavbových rozměrů bylo zvoleno ložisko s kosoúhlým stykem SKF 7209 BECBJ. [20]



Obr. 28: Ložisko SKF 7209 BECBJ [20]

Tab. 6: Parametry ložiska SKF 7209 BECBJ [20]

Popis	Značka	Velikost	Jednotka
Vnitřní průměr ložiska	d	45	mm
Vnější průměr ložiska	D	85	mm
Šířka ložiska	B	19	mm
Statická únosnost	C_0	28500	N
Dynamická únosnost	C	38000	N
Referenční otáčky ložiska	n	9500	ot/min
Výpočtová konstanta	Y_2	0,57	[/]

Zajištění na hřídeli bylo provedeno pomocí KMK matice $M45 \times 1,5$.

Skutečné statické axiální zatížení ložiska

$$F_s = z \cdot P = 14 \cdot 737,99 = 10331,86N \quad (60)$$

Požadovaná statická axiální únosnost ložiska

$$C_{0p} = F_s \cdot s = 10331,86 \cdot 2 = 20633,72N \quad (61)$$

Kontrola statické únosnosti

$$C_{0p} < C_0 \rightarrow 20633,72N < 28500N \rightarrow \text{Kontrola vyhovuje} \quad (62)$$

Ekvivalentní statické zatížení ložiska

$$F_e = Y_2 \cdot F_s = 0,57 \cdot 10331,86 = 5889,158N \quad (63)$$

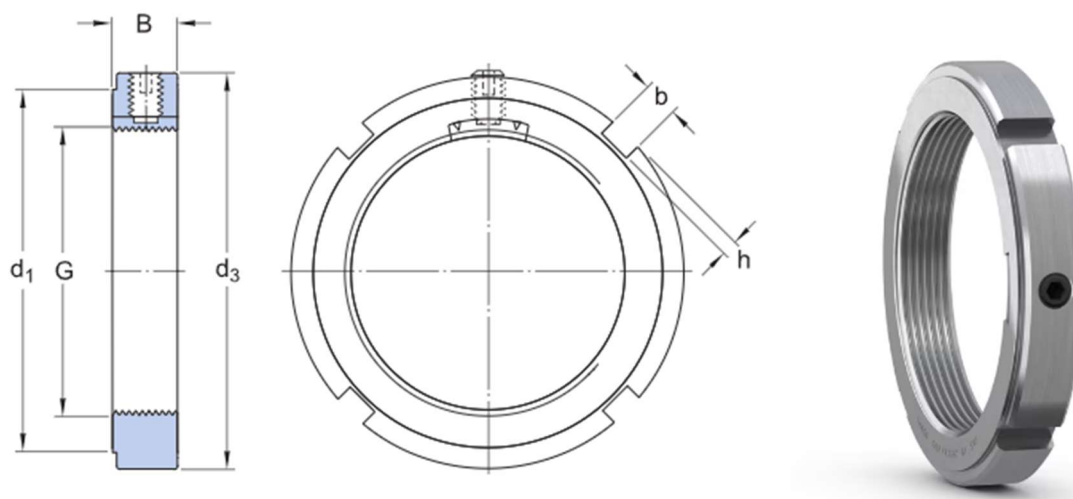
Životnost ložiska

$$L_h = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{F_e}{C}\right)^3 = \frac{16666}{9500} \cdot \left(\frac{5889,158}{38000}\right)^3 = 471,302 \text{ hod} \quad (64)$$

Pro výpočet životnosti bylo nutné znát počet provozních otáček n . Tato hodnota však není zadáním specifikována. Byla tedy zvolena referenční provozní hodnota otáček ložiska $n = 9500 \text{ ot/min}$. Jak bylo již dříve zmíněno, ložisko přenáší zatížení pouze při aktivaci pojistné funkce spojky. Doba, po kterou spojka proskakuje, trvá řádově v počtu vteřin, než systém sám hnací ústrojí vypne. Během těchto několika vteřin je ložisko namáháno. Je tedy zřejmé, že i při referenčních otáčkách ložisko zvládne spolehlivě přenést zatížení s uspokojivou životností. Výpočet výše uvedených veličin byl také ověřen on-line kalkulačkou ložisek na stránce výrobce SKF. [21]

4.10 Výběr pojistné matice

V navrhované zástavbě byla dvakrát využita pojistná matice KMK 9 od firmy SKF. Matice v první aplikaci zajišťuje pojištění ložiska na hnacím hřídeli. Její využití bylo dále vhodné k nastavení předepnutí pojistných pružin. V obou případech bylo nutno matici zajistit proti uvolnění, tuto funkci zastává pojistný stavěcí šroub, který je po zamontování dotažen. Axiální statická únosnost matice je stanovena až na **78 kN**, jak uvádí výrobce.



Obr. 29: Pojistná matice KMK 9 [22]

Tab. 7: Parametry pojistné matice KMK 9 [22]

Popis	Značka	Velikost	Jednotka
Závit	G	M45x1,5	[/]
Vnější průměr	d_3	65	mm
Průměr čela opěrné strany	d_1	60	mm
Šířka	B	11	mm
Šířka pojistné drážky	b	6	mm
Hloubka pojistné drážky	h	2,5	mm

4.11 Nastavení pojistného momentu

Matice je vedena na hnacím hřídeli a přitlačuje tak centrálně přitlačný kotouč po drážkování a tím vytváří předepnutí pružin umístěných na roztečném průměru spojky. Pro zamontování byla zvolena síla v jedné pružině $F_1 = 662,091N$. Utažení pojistné matice bylo vypočteno ze vztahu mezi stoupáním závitu, úhlovým pootočením matice a potřebným montážním stlačením pružin.

Závislost zmíněných parametrů lze vyjádřit trojčlenkou:

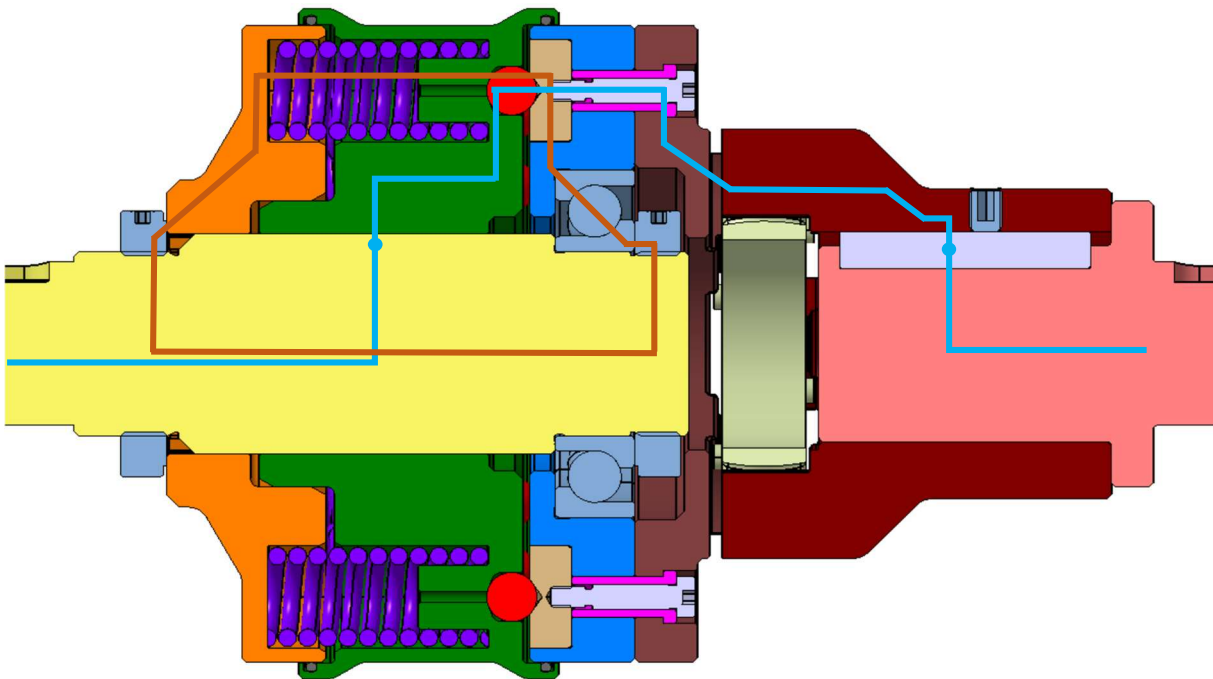
$$P_z [mm] \dots\dots\dots 360 [^\circ]$$

$$y_1 [mm] \dots\dots\dots \varphi [^\circ]$$

$$\varphi = \frac{360 \cdot y_1}{P_z} = \frac{360 \cdot 14,611}{1,5} = 3506,64^\circ \quad (65)$$

Na zamontování spojky na pojistný moment $M_k = 500 Nm$ je třeba provést 9,74 otáčky pojistné matice.

4.12 Popis přenosu zatížení



Obr. 30: Grafické zobrazení přenosu zatížení na spojce

- Krouticí moment je přenášěn z hnacího hřídele přes drážkování na nosný kotouč a z něj dále na kuličky spoluzabírající s opěrným kotoučem. Z pojistné spojky je moment veden přes šrouby uložené v kalených pouzdrech na pružnou spojkou, odtud pak na hnací hřídel a do hnacího zařízení.
- Přenos krouticího momentu je přerušen a dochází ke změně přenosu pojistné síly vyvinuté pružinami, a to přes kuličky do opěrného kotouče, odkud síla putuje přes ložisko na hnací hřídel, poté na přitlačný kotouč skrz předepínací matici a uzavírá se tak zpět na vinuté pružině.

4.13 Návrh pružné spojky

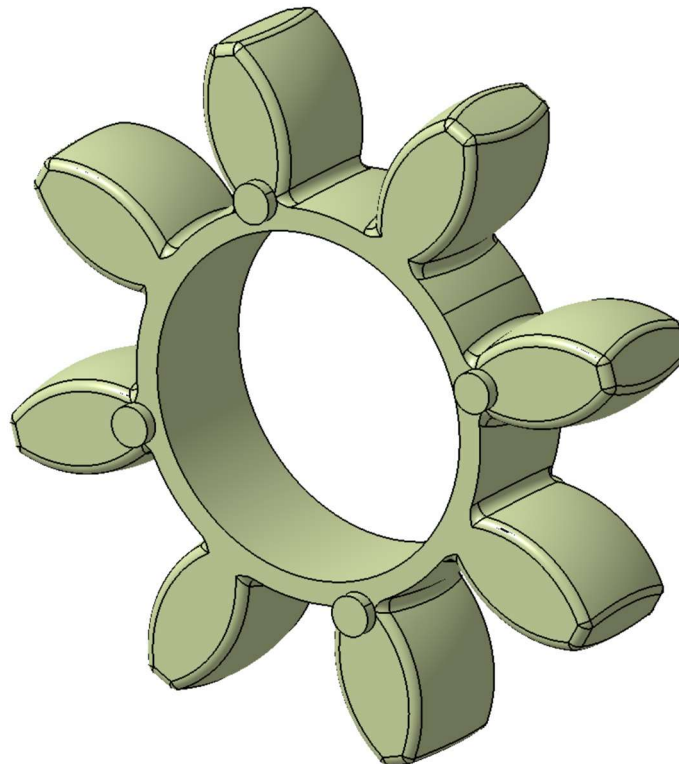
Návrh pružné spojky využívá pružný člen jako nakupovaný díl od firmy KTR. Pro jeho uložení byly navrženy dva ozubcové kotouče z materiálu EN 1.4112, jejichž rozměry jsou popsány ve výkresové dokumentaci.

Jako pružný element byl zvolen zubový kotouč ROTEX neboli tzv. pavouček, který, jak uvádí výrobce podléhá specifikaci dle DIN 740. Pro tuto aplikaci byla vybrána velikost 42 s tvrdostí 98 Shore A, která je vhodná pro použití do 525 Nm. Díl je vyroben z elastomerového materiálu T-PUR vyznačujícího se výrazně vyšší tepelnou odolností a životností než jiné polyuretany.

Tento typ ozubcové spojky poskytuje záruku přenosu sil s tlumenými torzními vibracemi a zachycením rázů v radiálním i axiálním směru, které vycházejí z nerovnoměrně pracujících silových strojů, nebo v případě použití pojistné spojky, i z okamžiku, kdy spojka proskočí. Oproti klasickým pružným spojkám, u nichž jsou tlumicí elementy namáhány na ohyb, jsou pružné zuby spojky ROTEX vystaveny pouze tlakovému namáhání. Díky této odlišnosti mají výrazně nižší opotřebení, a dokážou tak snášet i výrazně vyšší zatížení.

Elastomery se při zatížení a vysokých otáčkách elasticky deformují, z tohoto důvodu bylo třeba zajistit pro jejich deformaci prostor, aniž by se narušila tuhost celého zařízení. Ozubce byly tedy vyrobeny pouze s kruhový profilem, zatímco pružný člen má soudečkový tvar. Mezi díly tak vzniká mezera, která je při zatížení vyplňována expandujícím elastomerem.

U elastomerových spojek ROTEX vychází pro všechny velikosti maximální úhel zkroucení 5. Jejich velkou výhodou je také možnost je vestavět vodorovně i svisle. [23]



Obr. 31: Pružný element ROTEX

5 Závěr

Tato bakalářská práce zachycuje postup konstrukčního návrhu jednotlivých komponent pojistné kuličkové spojky v axiálním provedení s lineárními vinutými pružinami umístěnými na roztečném průměru kuliček a jejich kombinaci s pružným elementem ROTEX od firmy KTR. Zařízení bylo navrženo na pojistný moment 500 Nm, při kterém se přeruší přenos krouticího momentu mezi hnací a hnanou částí. Návrhy jednotlivých komponent jsou vzájemně provázány a podrobně komentovány v příslušných sekcích práce a jsou provedeny s důrazem na maximální efektivitu v závislosti na minimalizovaných radiálních rozměrech. Zatížení valivých elementů spojky bylo zkontrolováno pomocí Hertzovy metody a její výsledky byly porovnány s dovolenými hodnotami uváděnými výrobcí ložisek ze stejné oceli. Tato kontrola se ukázala jako vyhovující. K práci byl rovněž vypracován 3D model celého strojního systému spolu s výkresovou dokumentací jednotlivých funkčních komponent. Závěrem byl proveden také podrobný návod montáže popsáný na druhém listě výkresu sestavy.

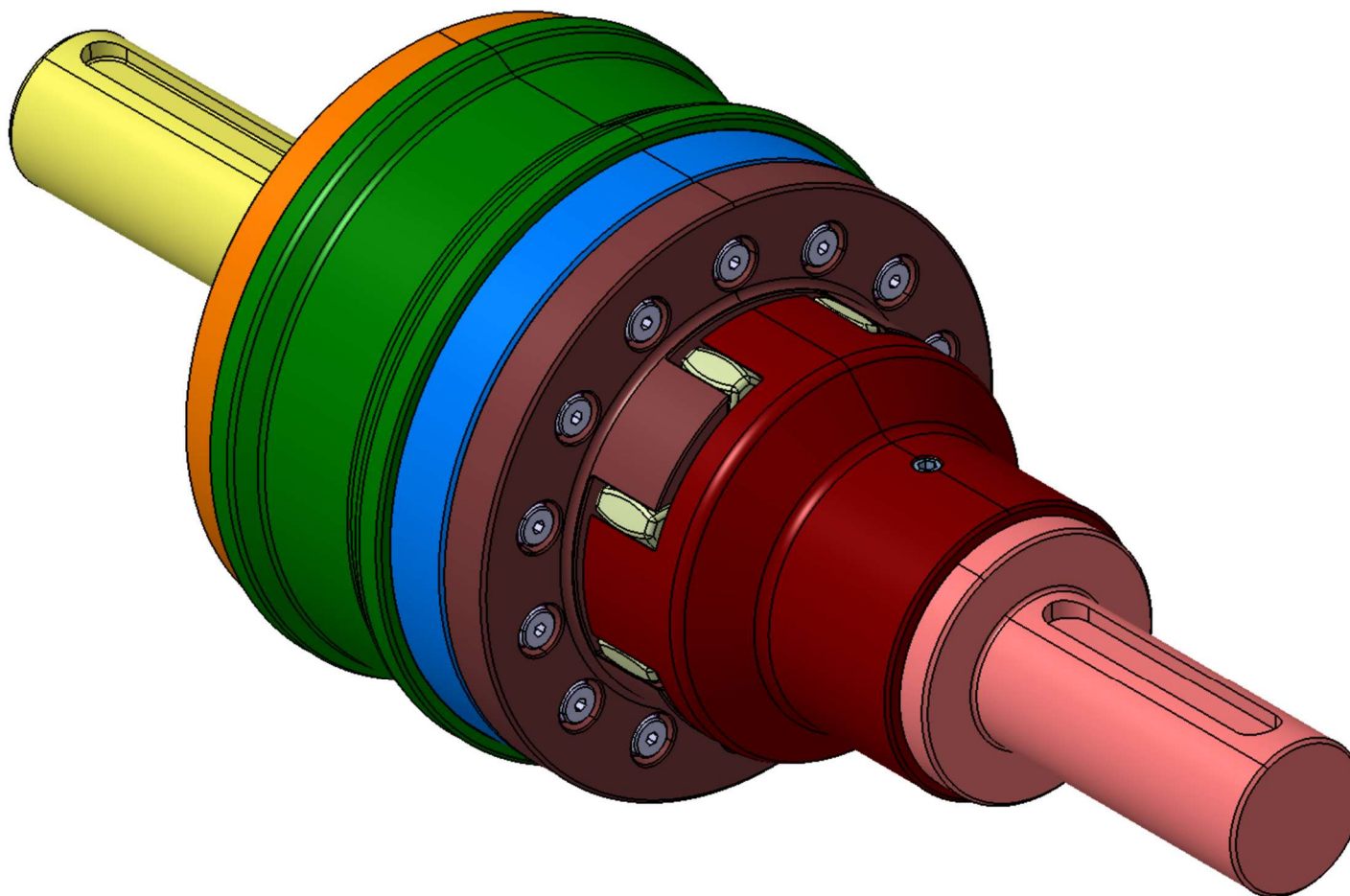
Reference

- [1] VELIČKOVÁ, Eva. VŠB-TU OSTRAVA, FAKULTA BEZPEČNOSTNÍHO INŽENÝRSTVÍ. *Stroje a zařízení: Části strojů*. Ostrava.
- [2] HOSNEDL, Stanislav a Jaroslav KRÁTKÝ. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části*. Verze 1.0. Praha: Computer Press, 1999. Edice strojaře. ISBN 80-722-6055-3.
- [3] BOLEK, Alfred, KREJČÍ, Václav, ed. *Hřídelové spojky: studentům strojní fakulty*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1967. Řada strojírenské literatury.
- [4] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. Vyd. 5., přeprac. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. Technický průvodce. ISBN 80-03-00046-7.
- [5] KTR SYSTEMS GMBH. Přetěžovací spojka KTR-SI s elastomerovou spojkou ROTEX od KTR. KTR SYSTEMS GMBH. *KTR* [online]. [cit. 2024-11-18]. Dostupné z: <https://www.ktr.com/cz/produkty/ktr-si/ktr-si-with-rotex/>
- [6] KTR SYSTEMS GMBH. KTR Catalog. KTR SYSTEMS GMBH. *KTR* [online]. [cit. 2024-11-18]. Dostupné z: <https://www.ktr.com/catalog/>
- [7] KTR SYSTEMS GMBH. Bezpečnostní spojka SYNTAX-NC s kovovou vlnovcovou spojkou TOOLFLEX. KTR SYSTEMS GMBH. *KTR* [online]. [cit. 2024-11-18]. Dostupné z: <https://www.ktr.com/cz/produkty/syntax-nc-bezvulove-bezpecnostni-spojky/syntax-nc-s-toolflex/>
- [8] KTR SYSTEMS GMBH. KTR-SI FRA FT uvolňovací přetěžovací spojka s POLY-NORM®. KTR SYSTEMS GMBH. *KTR* [online]. [cit. 2024-11-18]. Dostupné z: <https://www.ktr.com/cz/produkty/ktr-si-fra/ktr-si-fra-s-poly-norm/>
- [9] KTR SYSTEMS GMBH. KTR-SI FRE uvolňovací přetěžovací spojka s ROTEX®. KTR SYSTEMS GMBH. *KTR* [online]. [cit. 2024-11-18]. Dostupné z: <https://www.ktr.com/cz/produkty/ktr-si-fre/ktr-si-fre-s-rotex/>
- [10] AUTODESK. Help. AUTODESK. *Autodesk | Software pro 3D navrhování, projektování a zábavu* [online]. [cit. 2024-04-06]. Dostupné z: <https://help.autodesk.com/view/INVENTOR/2024/CSY/?guid=GUID-B502BB45-60F8-4523-A97C-F7BFD33B19E3>

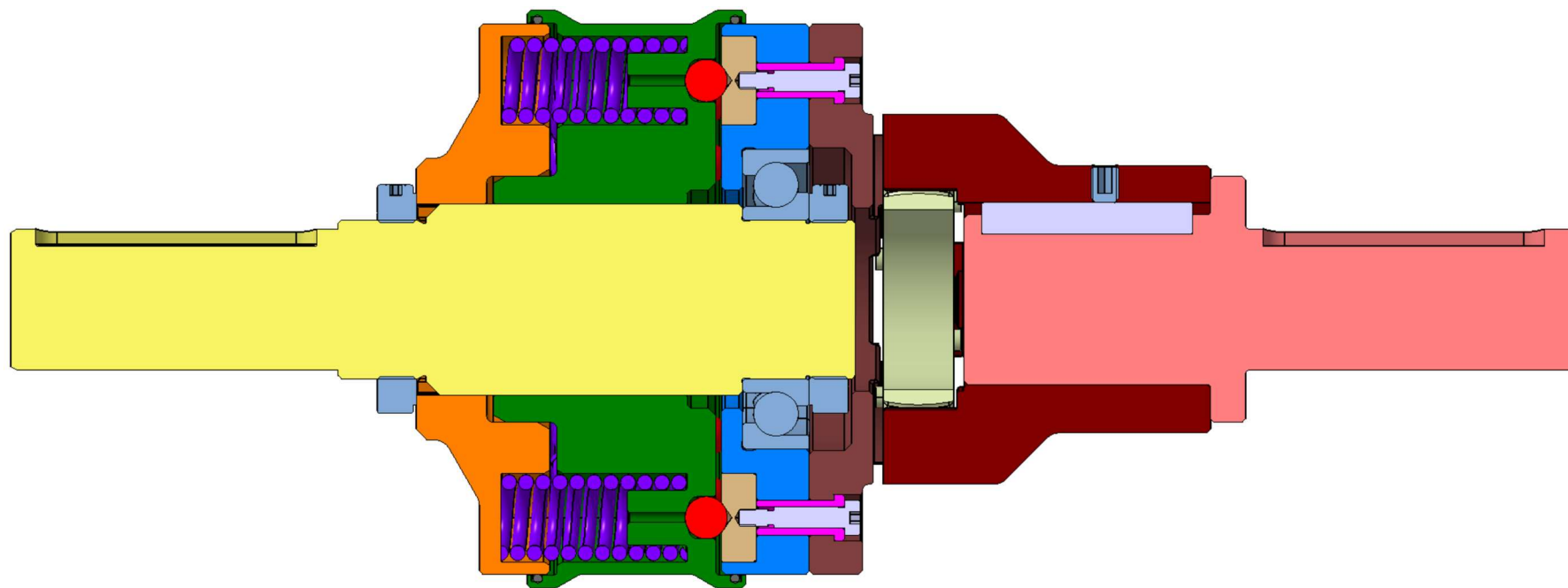
- [11] MITCALC. MITcalc - Spojení hřídelí perem, drážkováním. MITCALC. *MITcalc* [online]. [cit. 2024-06]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/doc/shaftcon/help/cz/shaftcon.htm>
- [12] MAKEITFROM. EN 1.0503 (C45) Non-Alloy Steel. MAKEITFROM. *MakeItFrom.com: Material Properties Database* [online]. [cit. 2024-04-06]. Dostupné z: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/EN-1.0503-C45-Non-Alloy-Steel>
- [13] HOSTINSKÝ, Josef. VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A ELEKTROTECHNICKÁ V PLZNI. *Pojistná spojka kuličková: konstrukční cvičení*. Výtisk č. 91. Plzeň, 1982, 37 s.
- [14] OCELOVE KOULE. Přesnosti a tolerance ocelových a nerezových kuliček dle ISO 3290. OCELOVE KOULE. *Ocelové-koule.cz | Více než jen součástka, investice do budoucnosti* [online]. [cit. 2024-04-14]. Dostupné z: https://www.ocelovekoule.cz/user/documents/upload/Tabulky/presnosti_ocelove_nerezove_kulicky-pdf_opraveno.png
- [15] MAKEITFROM. EN 1.7228 (50CrMo4) Chromium-Molybdenum Steel. MAKEITFROM. *MakeItFrom.com: Material Properties Database* [online]. [cit. 2024-03-16]. Dostupné z: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/EN-1.7228-50CrMo4-Chromium-Molybdenum-Steel>
- [16] SICHUAN LIAOFU SPECIAL STEEL COMPANY. Čína EN 50CrMo4 1.7228 Výrobci tyčí z legované oceli, dodavatelé, továrna - SCLF. SICHUAN LIAOFU SPECIAL STEEL COMPANY. *Čína Slitina Ocel, Plíseň Ocel, Zdarma Řezání Ocel Výrobci, Dodavatelé, Továrna - SCLF* [online]. [cit. 2024-03-16]. Dostupné z: <https://cz.lfmetalproduct.com/alloy-steel/alloy-steel-bar/en-50crmo4-1-7228-alloy-steel-bar.html>
- [17] MAKEITFROM. EN 1.8159 (51CrV4) Chromium-Vanadium Steel. MAKEITFROM. *MakeItFrom.com: Material Properties Database* [online]. [cit. 2024-05-17]. Dostupné z: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/EN-1.8159-51CrV4-Chromium-Vanadium-Steel>
- [18] NEDOMA, Ladislav. *ANALÝZA KONTAKTNÍCH TLAKŮ PŘI DOTYKU SOUČÁSTÍ Z VYSOCEMOLEKULÁRNÍHO POLYETHYLENU A OCELI*. Liberec, 2015. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci.
- [19] ZKL GROUP. 5. Určení velikosti ložiska. ZKL GROUP. *Domovská stránka* [online]. [cit. 2024-05-10]. Dostupné z: <https://www.zkl.cz/cs/produkty/obecne-informace-pro-konstruktery/5-urceni-velikosti-loziska>
- [20] SKF. 7209 BECBJ. SKF. *SKF* [online]. [cit. 2024-02-17]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-7209%20BECBJ>

- [21] SKF. SKF Product select. SKF. *SKF* [online]. [cit. 2024-02-17]. Dostupné z: <https://productselect.skf.com/#/size-lubrication/single-bearing>
- [22] SKF. KMK 9. SKF. *SKF* [online]. [cit. 2024-02-17]. Dostupné z: https://www.skf.com/cz/search-results?q=KMK%209&searcher=all&site=368&language=cs&tridion_target=live&tridion_version=3&language_preset=%C4%8Ce%C5%A1tina
- [23] KTR SYSTEMS GMBH. Torzně pružná ozubcová spojka ROTEX Standard od KTR Systems. KTR SYSTEMS GMBH. *KTR* [online]. [cit. 2024-04-20]. Dostupné z: <https://www.ktr.com/cz/produkty/rotext/rotext-standard/>

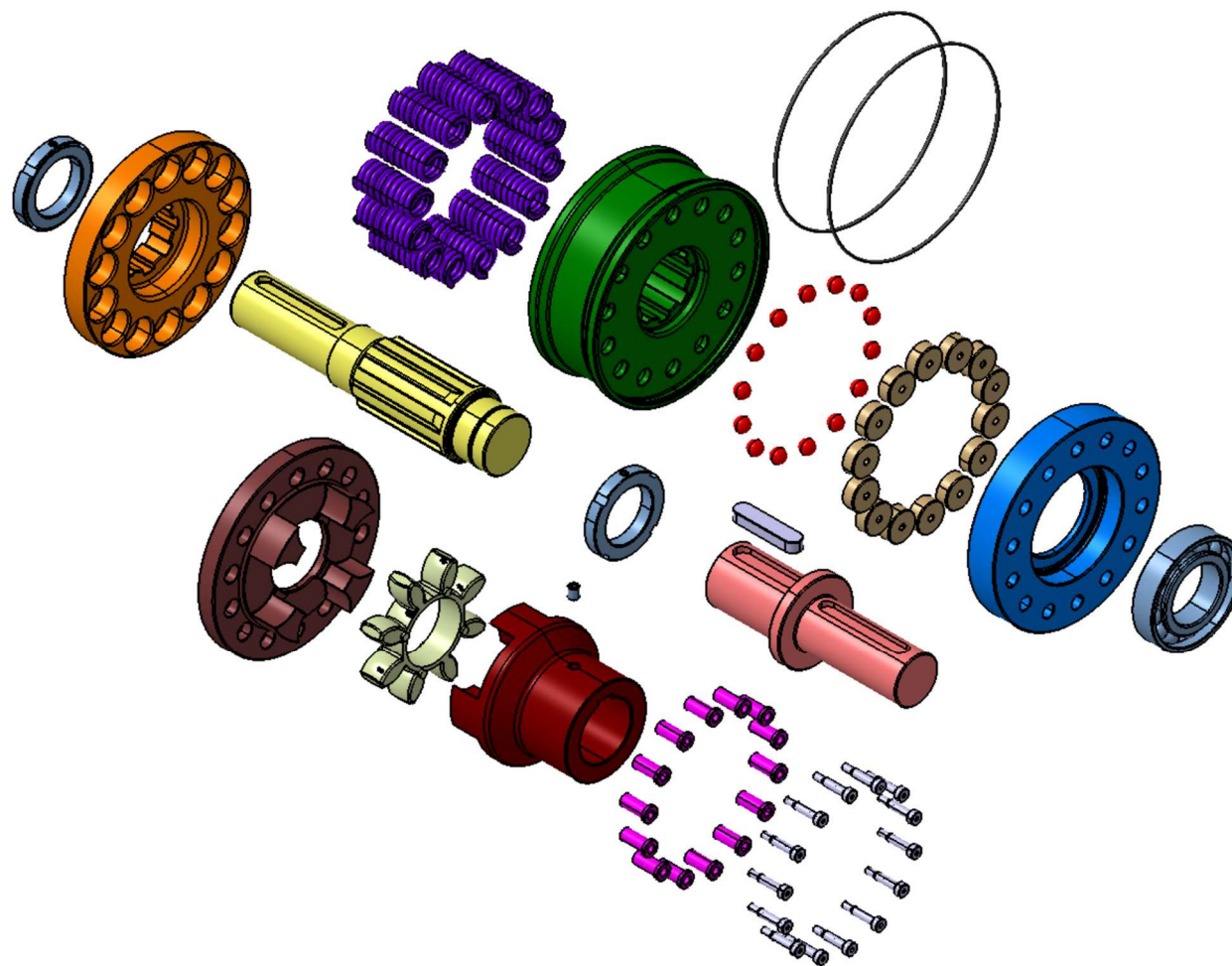
Příloha A



Příloha A; Obr. 1: 3D model pojistné spojky s pružnou spojkou



Příloha A; Obr. 2: Řez spojkou

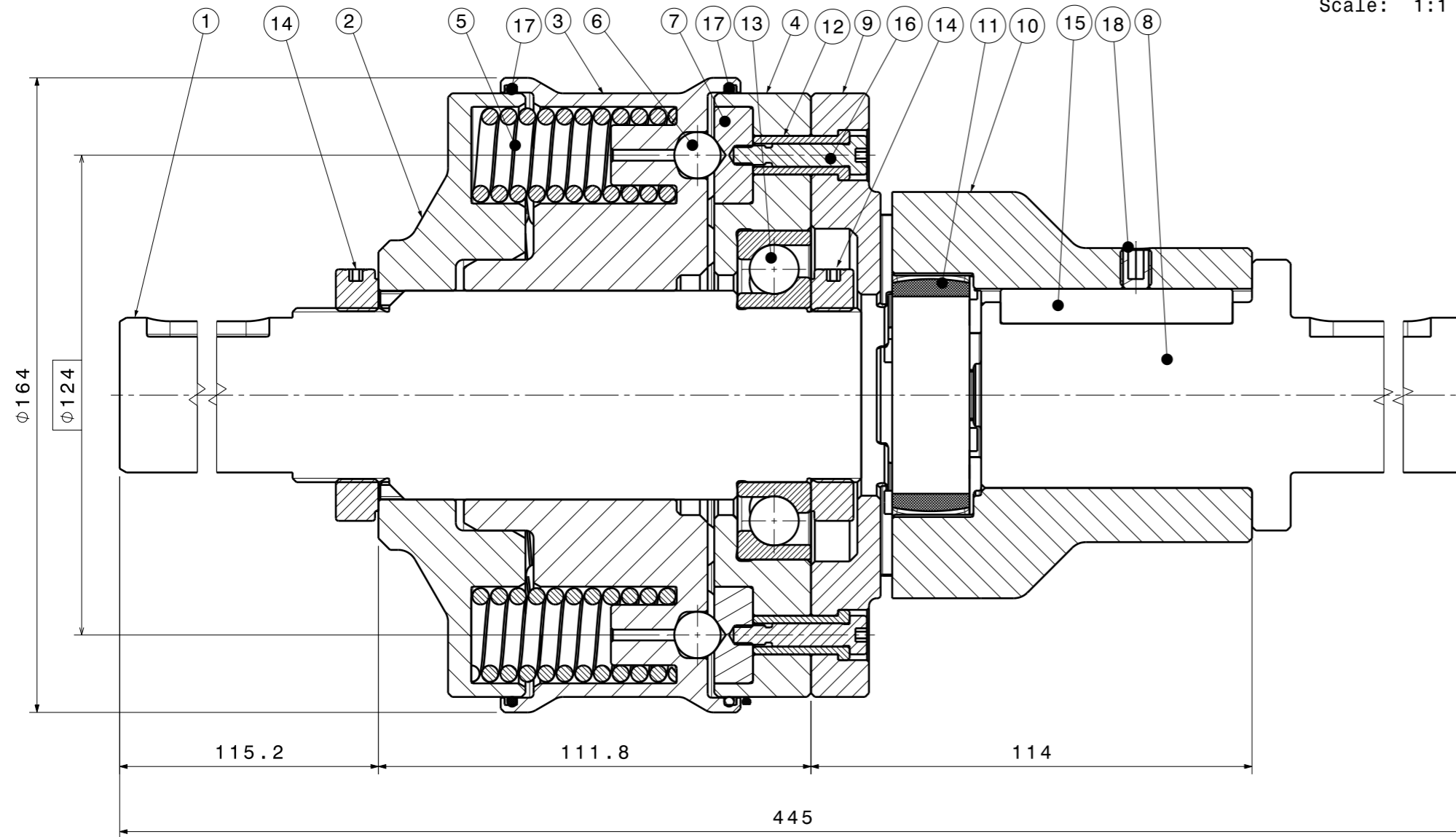


Příloha A; Obr. 3: Rozpad sestavy

Příloha B

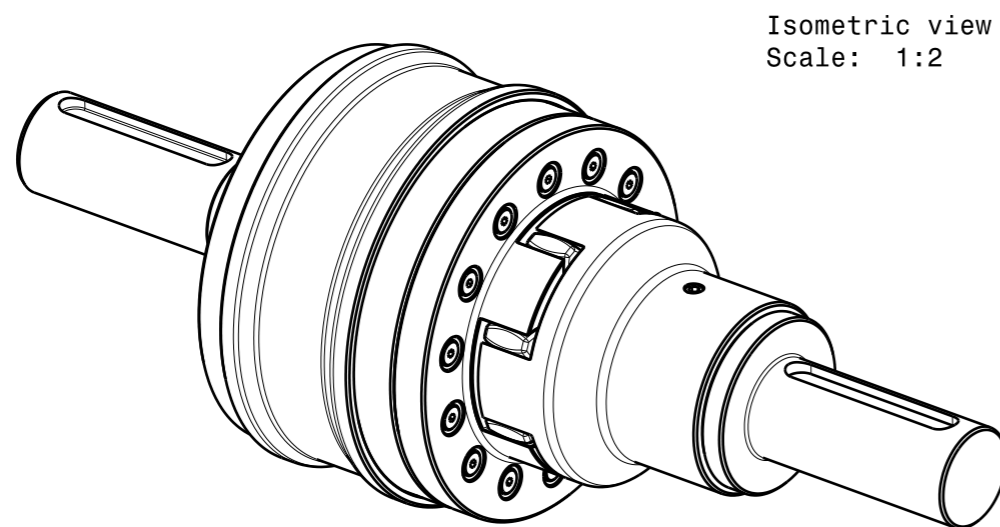
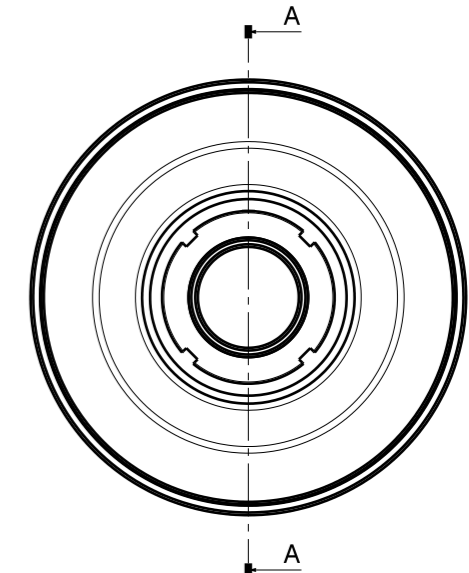
Výkresová dokumentace

- DRW-001-000- Pojistna spojka s pruznou spojkou
- DRW-001-001- Hridel hnaci
- DRW-002-001- Pritlacne teleso
- DRW-002-002- Nosne teleso
- DRW-002-003- Operne teleso
- DRW-002-006- Opera vložka
- DRW-004-001- Tvarvy kotouc 1
- DRW-004-002- Tvarvy kotouc 2




A-A
Scale: 1:1

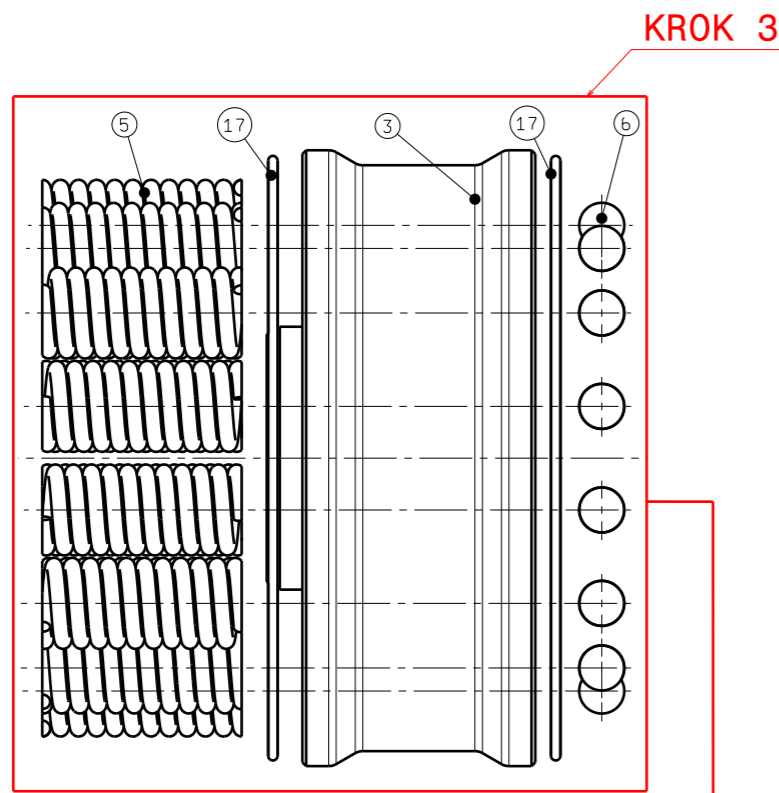
Front view
Scale: 1:2



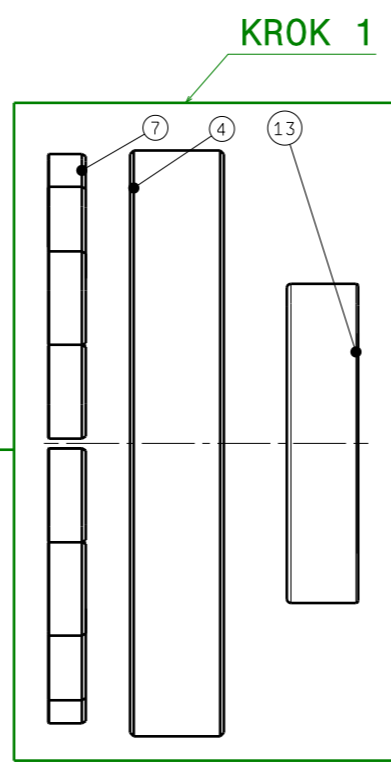
Isometric view
Scale: 1:2

Pozice	Nazev dilu	Material	Cislo dilu	Norma	KS
18	Sroub M8x10 staveci		PRT-004-004	ISO 4026	1
17	O- krouzek		PRT-002-007	DIN 3770	2
16	Sroub M5x30 licovany		PRT-001-009	ISO 7379	14
15	Pero 14x9x60		PRT-001-008	DIN 6885A	1
14	Matice KMK 9		PRT-001-007		2
13	Lozisko SKF 7209 BECBJ		PRT-001-006		1
12	Kalene pouzdro	EN 1.7035	PRT-001-005		14
11	Pruzny element ROTEX	T-PUR	PRT-004-003		1
10	Tvarovy kotouc 2	EN 1.7035	PRT-004-002		1
9	Tvarovy kotouc 1	EN 1.7035	PRT-004-001		1
8	Hnana hridel	EN 1.0503	PRT-001-003		1
7	Opera vložka	EN 1.7228	PRT-002-006		14
6	Kulicka	EN 1.7228	PRT-002-005		14
5	Pruzina	EN 1.8159	PRT-002-004		14
4	Operne teleso	EN 1.7035	PRT-002-003		1
3	Nosne teleso	EN 1.7228	PRT-002-002		1
2	Pritlacne teleso	EN 1.7035	PRT-002-001		1
1	Hnaci hridel	EN 1.0503	PRT-001-001		1

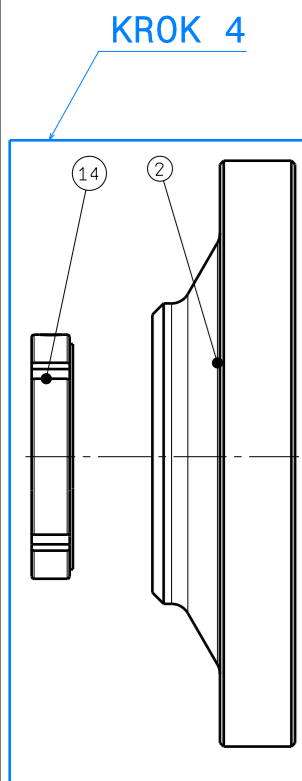
CAD 2	Datum / Date	Jmeno / Name	 ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI		
Kreslí / D	19. 04. 2024	Matej Bartipan			
Prežk. /	-	-			
Schvál. /	-	Ing. Eva Kubec Kronerova PhD			
APP	-	-	Poznámka / Note:		
Index	Popis změny / change	Schvál. / APP	Datum	Podpis	-
1	-	-	-	-	-
2	-	-	-	-	-
Tolerance / Tolerovani		Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project	Bakalarska prace
ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK		PRD-Pojistna spojka s Pruznou spojku		C. sestavy / Assembly No.	PRD_001_000
		Soubor-vykres / DRW-file		C. hmotnost sestavy / Assembly weight	20,427kg
		DRW-Pojistna spojka s Pruznou spojku		Rev	0
Pojistna spojka s Pruznou spojku			Cislo vykresu / Drawing NO.	DRW-001-000	
Nazev / Title			List / sheet	01	Pocet listu / no. sheet 02
			Meritko / Scale	1:1	
			Format	A2	



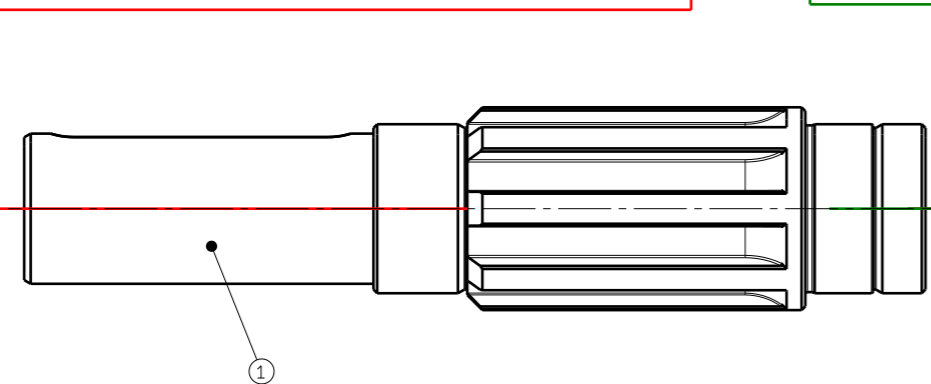
KROK 3



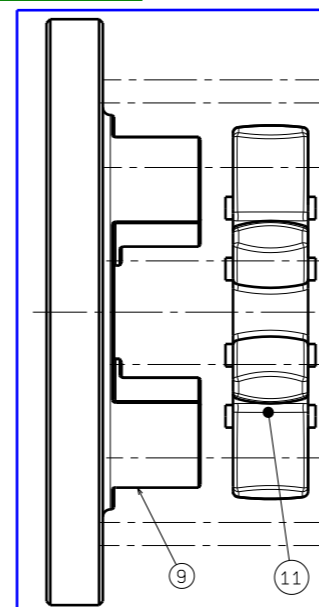
KROK 1



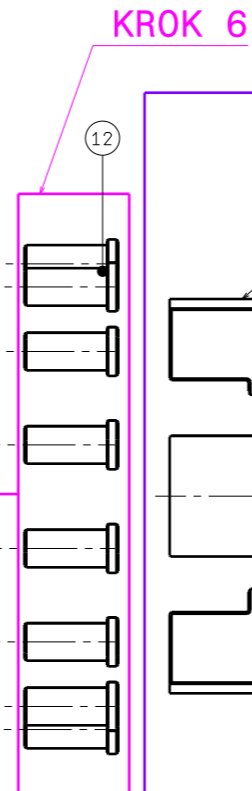
KROK 4



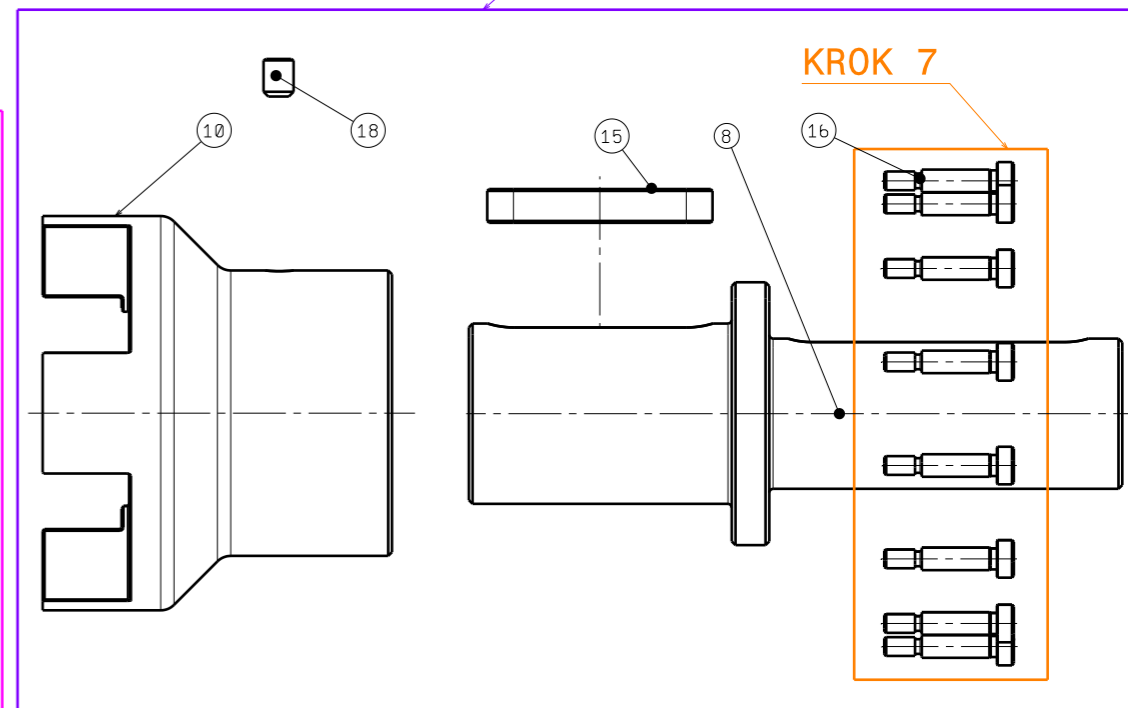
KROK 2



KROK 5



KROK 6



KROK 8

KROK 7

KROK 1

- nalisovat opera telesa pro kulicku (7) do kapes v dotlacovacim telese (4) - lisovací sila $F_L = 4361,512N$
- nasunout lozisko (13) do naboje v dotlacovacim telese (4)
- nasadit komplet na hridel

KROK 2

- nasroubovat KMK 9 matici

KROK 3

- vlozit o-krouzky (17) do drazek v nosnem telese (3)
- zasunout pruziny (5) do vedeni v nosnem telese (3)
- vlozit kulicky (6) do kapes v nosnem telese (3)
- nasadit drazkovany naboj na hridel (1)

KROK 4

- nasadit pritlacny kotouc (2) na drazkovany hridel (1)
- srovnat pruziny (5) do kapes v pritlacnem telese (2)
- zasroubovat matici (14) na hridel (1) a nastavit pojistny moment 500Nm

KROK 5

- zasunout pruzny clen (11) do protikusu v spojovacim telese (9)
- mezi jednotlivymi telesi se ponecha vule cca 3mm, ta se pote vymezi pri finalnim zamontovani

KROK 6

- nasadit pouzdra pro srouby (12) do der v spojovacim telese (9) a dotlacovacim telese (4)

KROK 7

- vlozit srouby (18) do pouzdra (12) a dotahnout srouby do operne vložky (7)

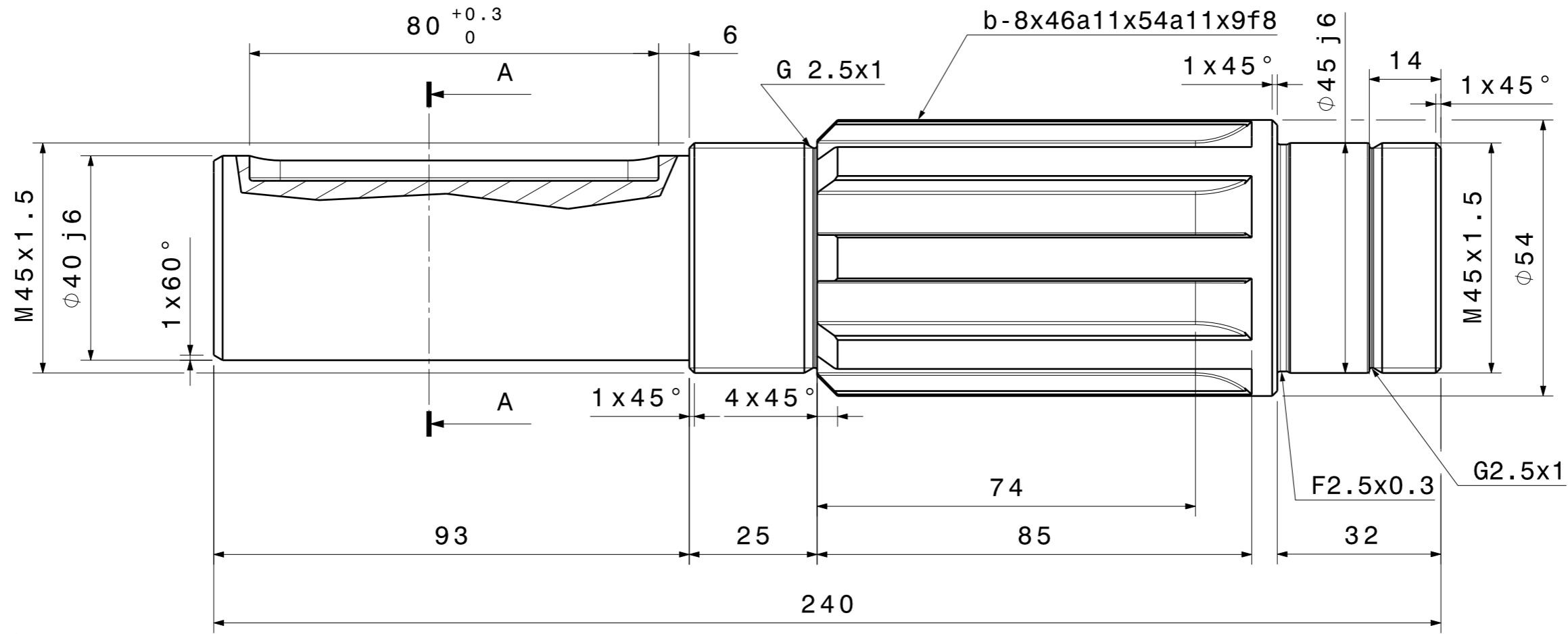
KROK 8

- nasadit pero (15) na hridel (8)
- nasadit hridel (8) do naboje ve vystupnem telese (10) a pojistit stavecim sroubem (18)
- nasadit komplet na protiskus

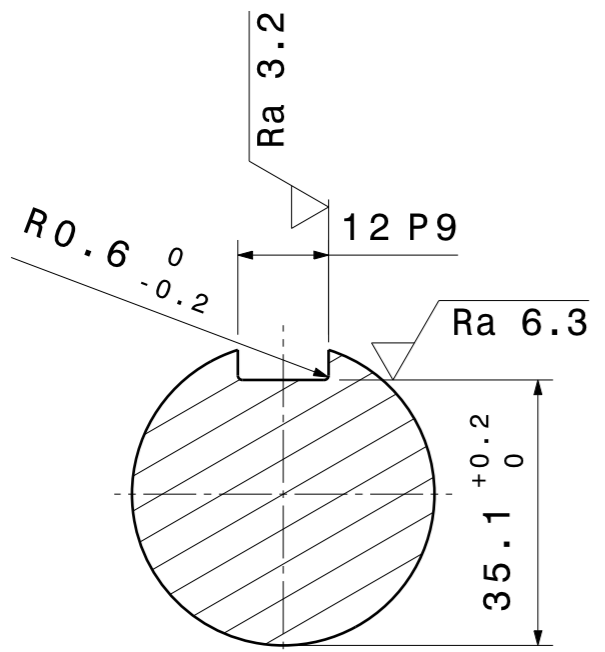
KROK 9

- vymezit vule a optimalizovat montaz pri pripojeni soustavy k hnacimu a hnanemu zarizeni

Posl.	Title - size	Blank	Material	C.W.	Weight	Range	Drawing No.	Count	
1	02.05.2024	Malej Bartipan							
2									
Projekt / Project: Bakalarska prace C. sestavy / Assembly No.: PRD-001-000 C. tolerancni sestavy / Assembly variant:								Maska / Scale: 1:1	
Pojistna spojka s Pruznou spojkou								Cisto vykres / Drawing NO.: DRW-001-000 List / sheet: 02 / 03	Format: A1

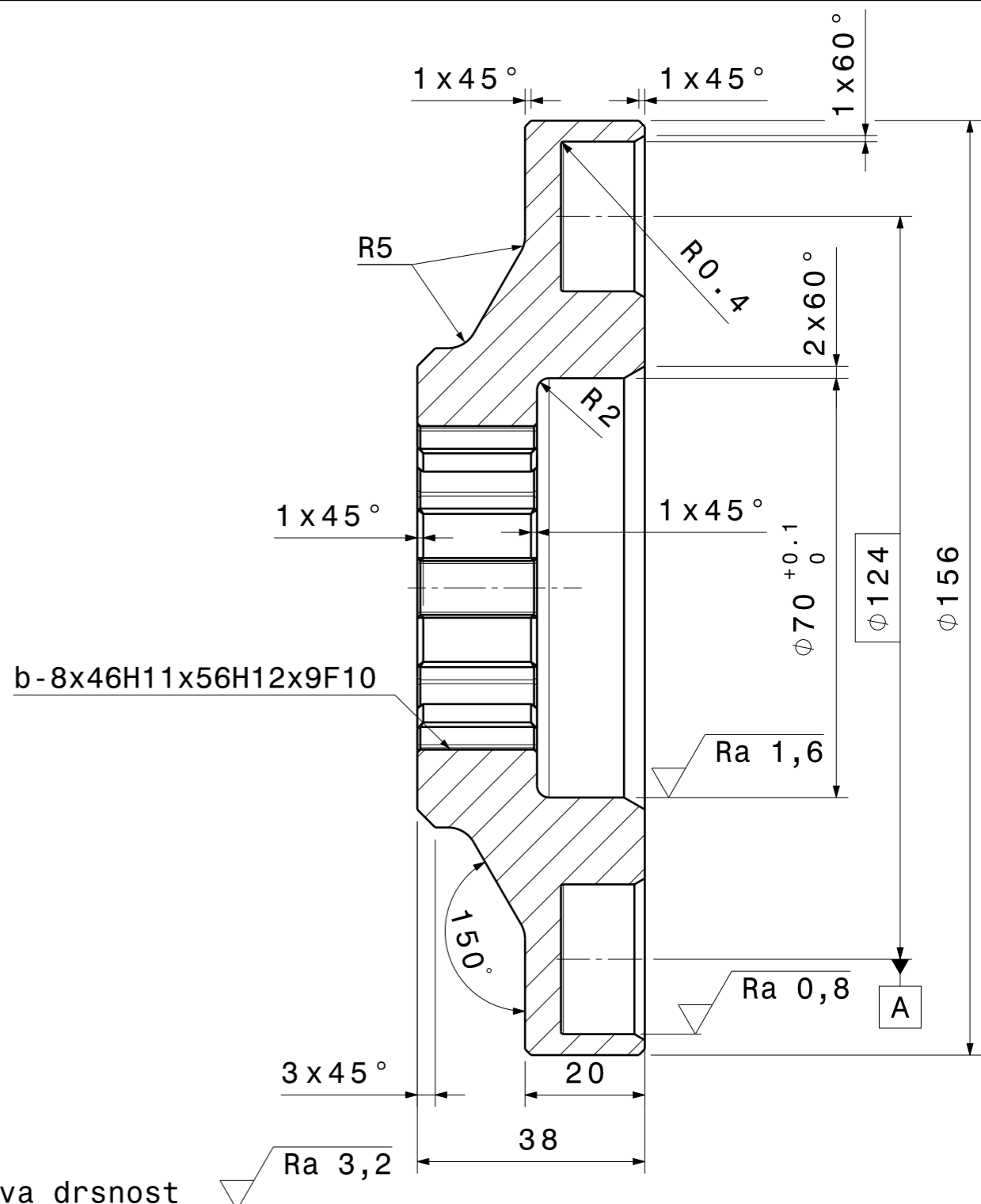
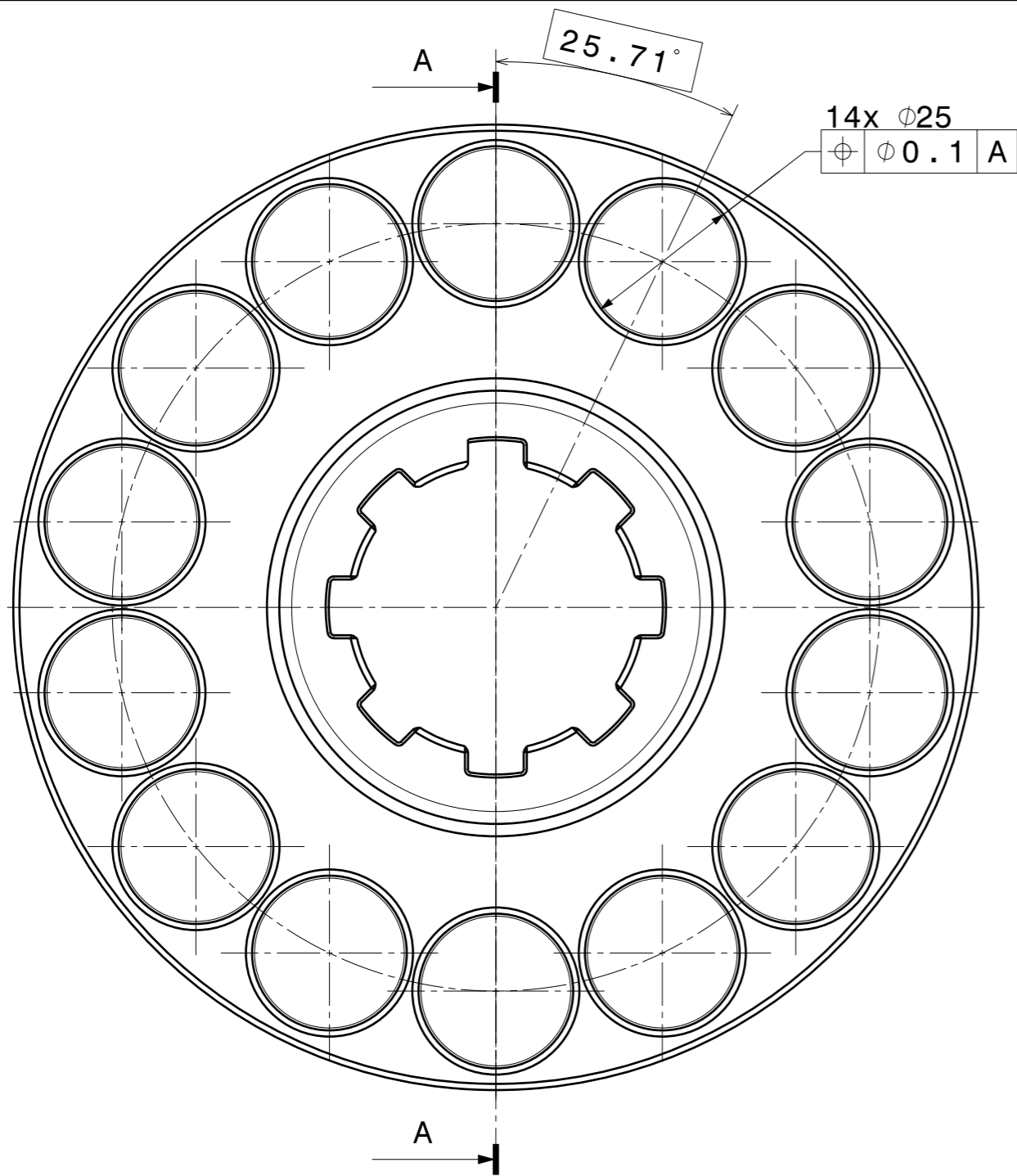


A-A
Scale: 1:1





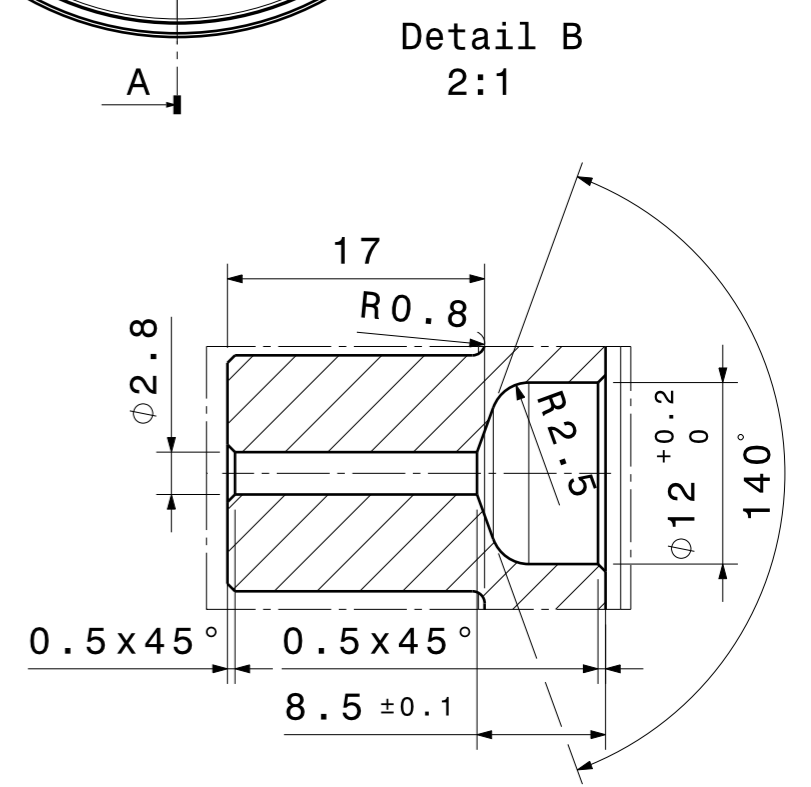
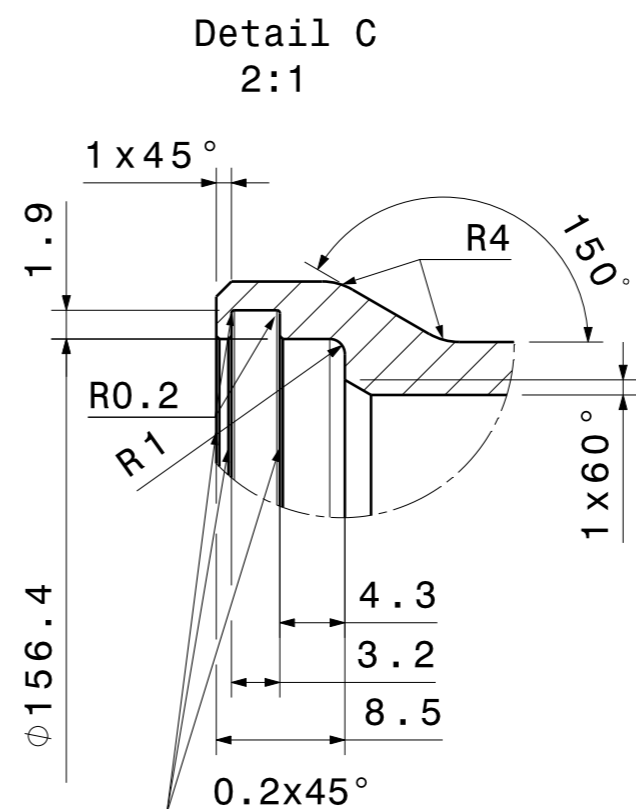
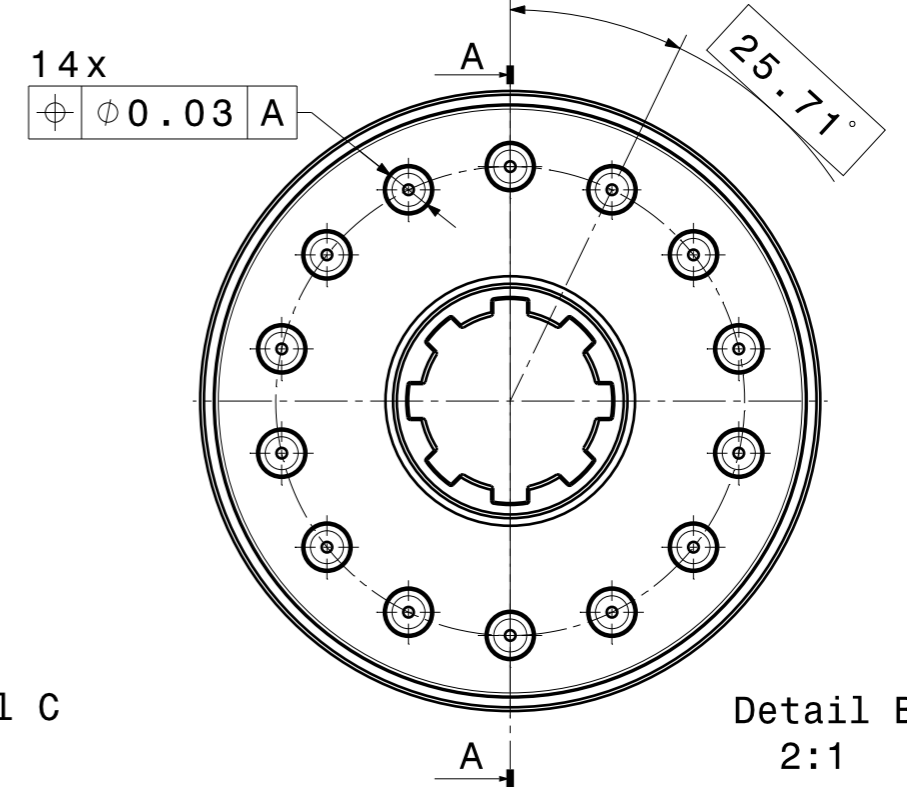
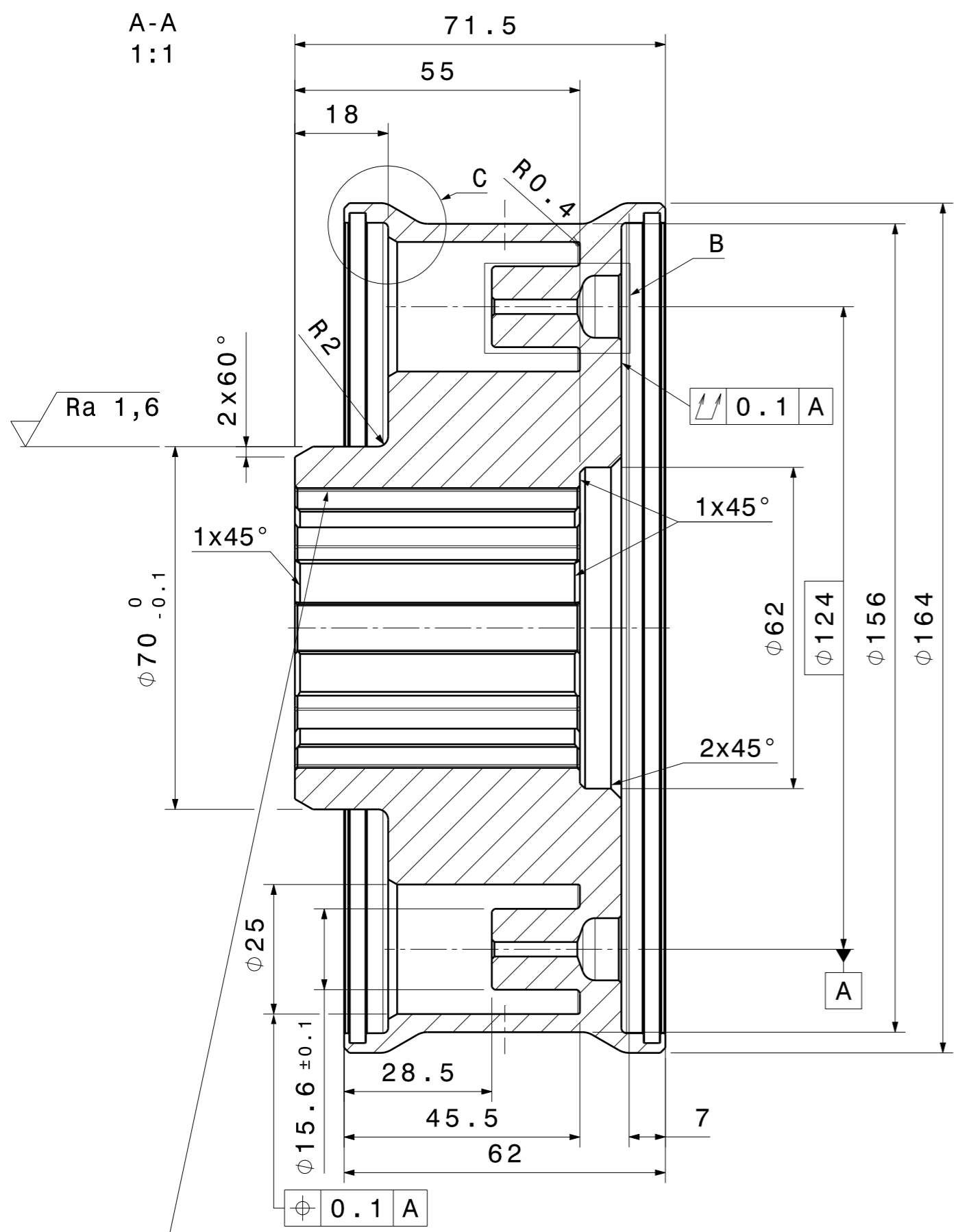
Celkova drsnost ∇ Ra 0.8

Ø60x250		EN 1.0503		2,733kg	
CAD 2	Datum / Date	Jmeno / Name			
Kreslil / D	20. 04. 2024	Matej Bartipan			
Prezk. /	-	-			
CHK	-	-			
Schval. /	-	Ing. Eva Kubec Kronerova Ph.D.			
APP	-	-			
Index	Popis zmeny / change	Schval. / APP	Datum	Podpis	Poznamka / Note:
1	-	-	-	-	-
2	-	-	-	-	-
 ISO 128 Tolerance / Tolerovani ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project		Meritko / Scale 1:1 Format A3
	PRT Hnaci hridel		Bakalarska prace		
	Soubor-vykres / DRW-file		PRD-001-000		
DRW Hnaci hridel		C. hmotnost sestavy / Assembly weight		-	
Hnaci hridel Nazev / Title			Rev. 0	Cislo vykresu / Drawing NO. DRW-001-001 List / sheet 01 Pocet listu / no.sheet 01	




Celkova drsnost ∇ Ra 3,2

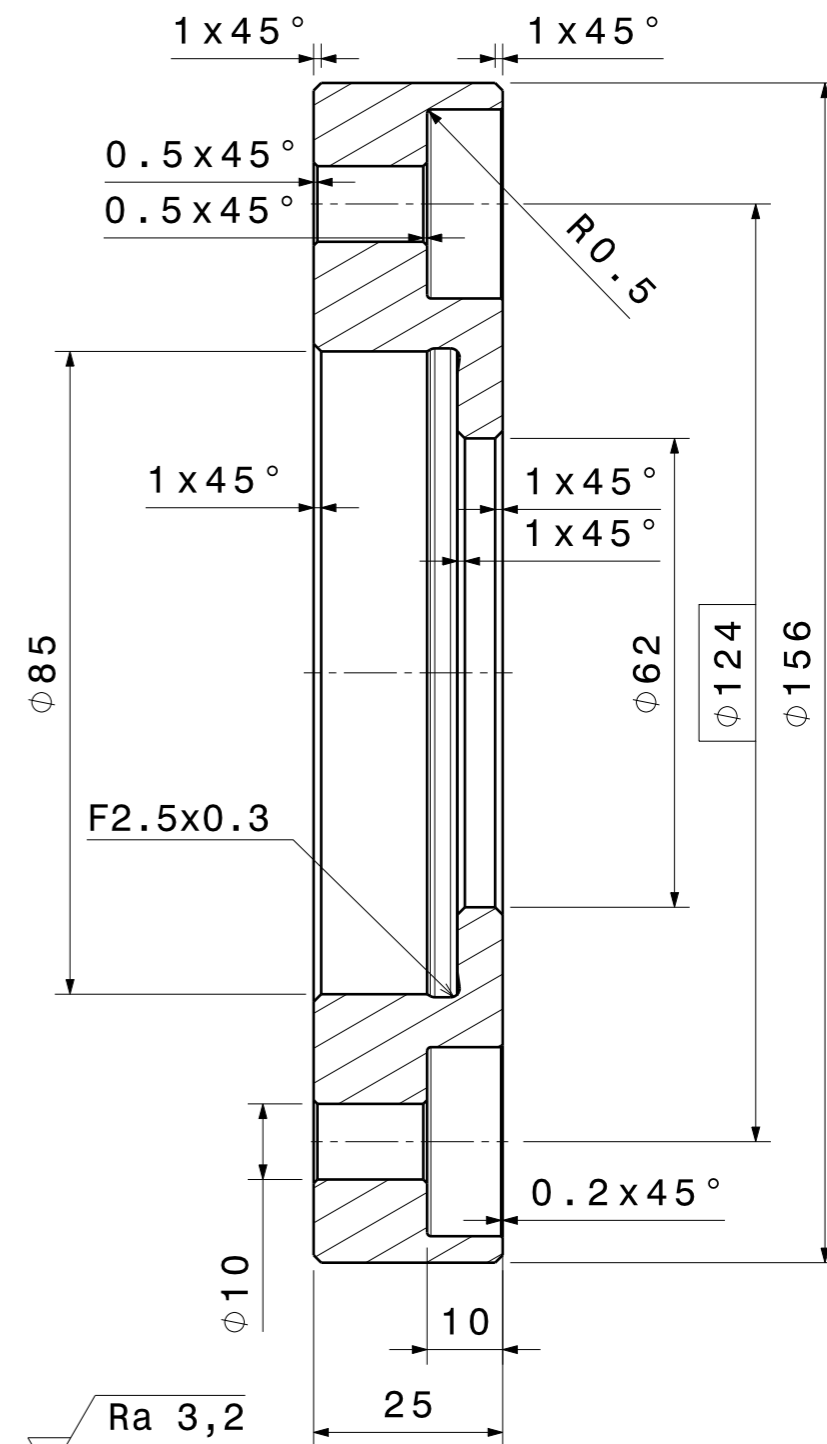
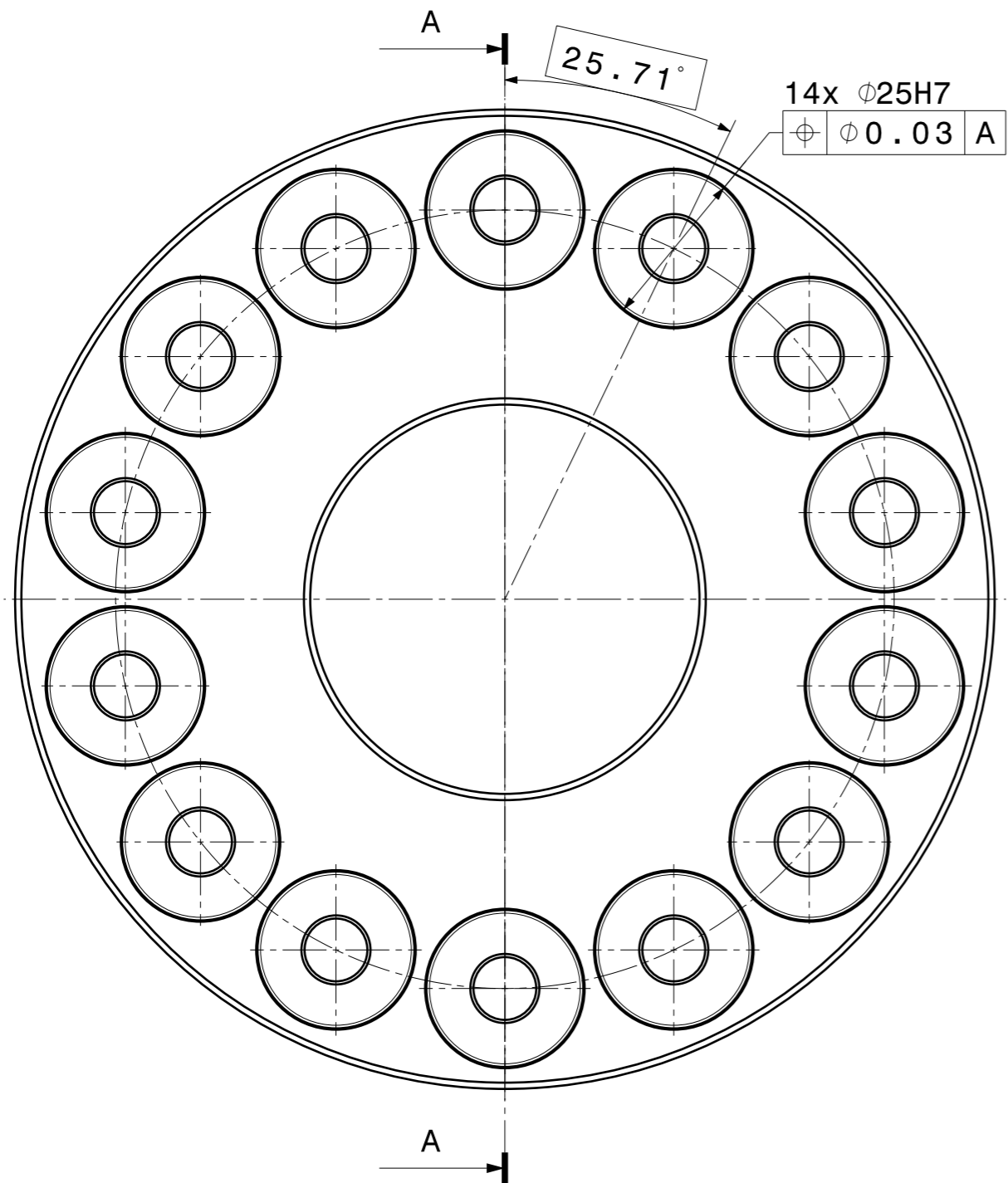
CAD 2		Datum / Date		Jmeno / Name		EN 1.7035		2,282kg			
Kreslil / D		02. 05. 2024		Matej Bartipan		 <p>ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI</p>					
WN											
Prezk. /											
CHK											
Schval. /				Ing. Eva Kubec Kronerova Ph.D.							
APP											
Index		Popis zmeny / change		Schval. / APP		Datum		Podpis		Poznámka / Note:	
1											
2											
 Tolerance / Tolerovani ISO 128		Soubor-model / ASM-file PRT- Pritlace teleso Soubor-vykres / DRW-file DRW- Pritlacne teleso		Projekt / Project Bakalarska prace C. sestavy / Assembly No. PRD-001-002 C. hmotnost sestavy/ Assembly weight -		Meritko / Scale 1:1					
ISO 8015 ISO 2768mK											
Nazev / Title Pritlacne teleso Pojistna spojka		Rev. 0		Cislo vykresu / Drawing NO. DRW-002-001		Format A3					
				List / sheet 01		Pocet listu / no.sheet 01					



b-8x46H11x56H12x9F10



Pouzdro pro kulicku povrchove kaleno na 58-65 HRC
 Celkova drsnost Ra 3,2

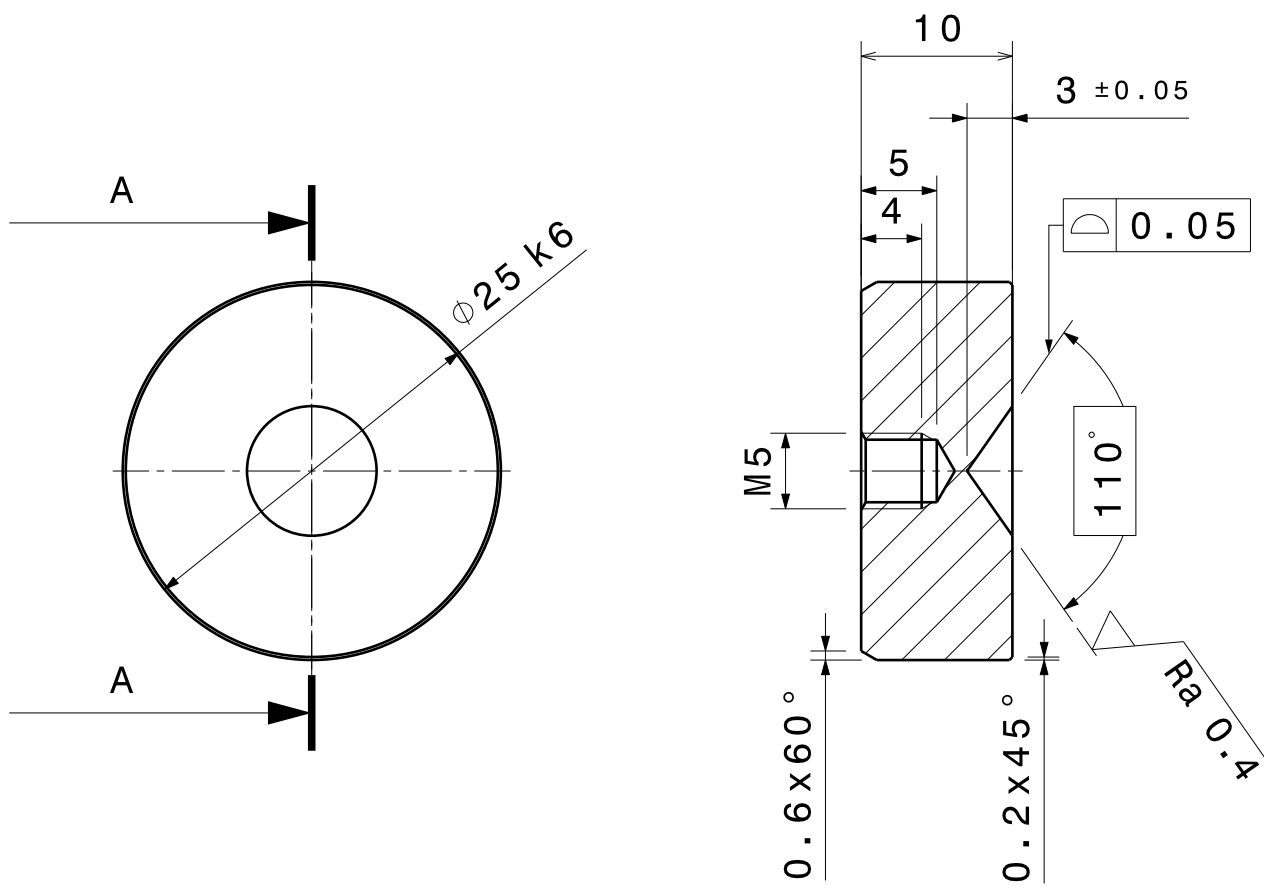
CAD 2		Datum / Date		Jmeno / Name		1.7228		4,812kg	
Kreslil / D		20. 04. 2024		Matej Bartipan				 ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI	
WN									
Prezk. /									
CHK									
Schval. /				Ing Eva Kubec Kronerova PhD					
APP									
Index		Popis zmeny / change		Schval. / APP		Datum		Podpis	
1									
2									
Tolerance / Tolerovani		Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project		Bakalarska prace		Meritko / Scale	
ISO 128		PRT Nosne teleso		C. sestavy / Assembly No.		PRD-001-002		-	
ISO 8015		Soubor-vykres / DRW-file		C. hmotnost sestavy / Assembly weight		-			
ISO 2768mK		DRW Nosne teleso		Cislo vykresu / Drawing NO.		0 DRW-002-002		Format	
		Nazev / Title		Nosne teleso		List / sheet		01	
		Pojistna spojka		01		Pocet listu / no.sheet		01	
								A3	



Celkova drsnost

Ra 3,2

		$\varnothing 165 \times 35$		EN 1.7035		2,085kg			
CAD 2	Datum / Date	Jmeno / Name			 <p>ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI</p>				
Kreslil / D	27. 04. 2024	Matej Bartipan							
Prezk. / CHK	-	-							
Schval. / APP	-	Ing Eva Kubec Kronerova PhD							
Index	Popis zmeny / change	Schval. / APP	Datum	Podpis	Poznamka / Note:				
1	-	-	-	-	-				
2	-	-	-	-	-				
 Tolerance / Tolerovani ISO 128	Soubor-model / ASM-file		PRT Operne teleso		Projekt / Project	Bakalarska prace		Meritko / Scale	
	ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-vykres / DRW-file		DRW Operne teleso		C. sestavy / Assembly No.	PRD-001-002		1:1
					C. hmotnost sestavy/ Assembly weight	-			
Operne teleso Pojisntna spojka					Rev.	Cislo vykresu / Drawing NO.		Format	
					0	DRW-002-003		A3	
Nazev / Title					List / sheet	01	Pocet listu / no.sheet	01	



Povrchove kaleno na 58-65 HRC

Celkova drsnost Ra 3,2

	Ø30x20	EN 1.7228	0,037kg	
--	--------	-----------	---------	--

CAD 2	Datum / Date	Jmeno / Name		
Kreslil / D WN	02. 05. 2024	Matej Bartipan		
Prezk. / CHK	-	-		
Schval. / APP	-	Ing. Eva Kubec Kronerova Ph.D.		

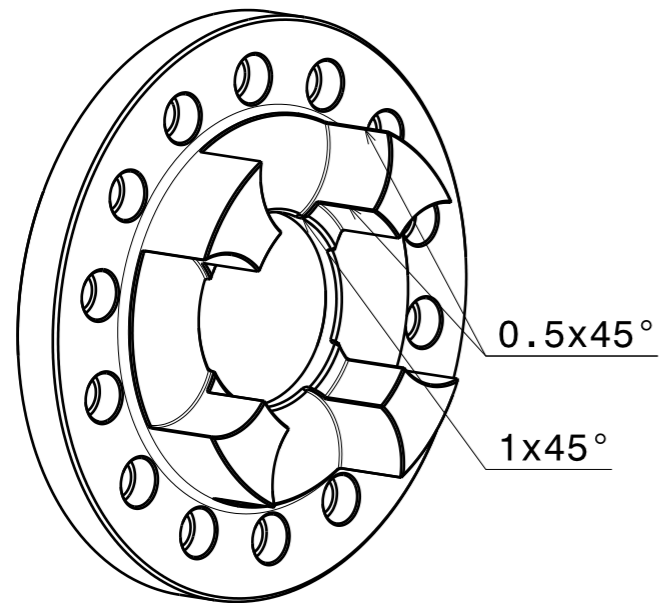
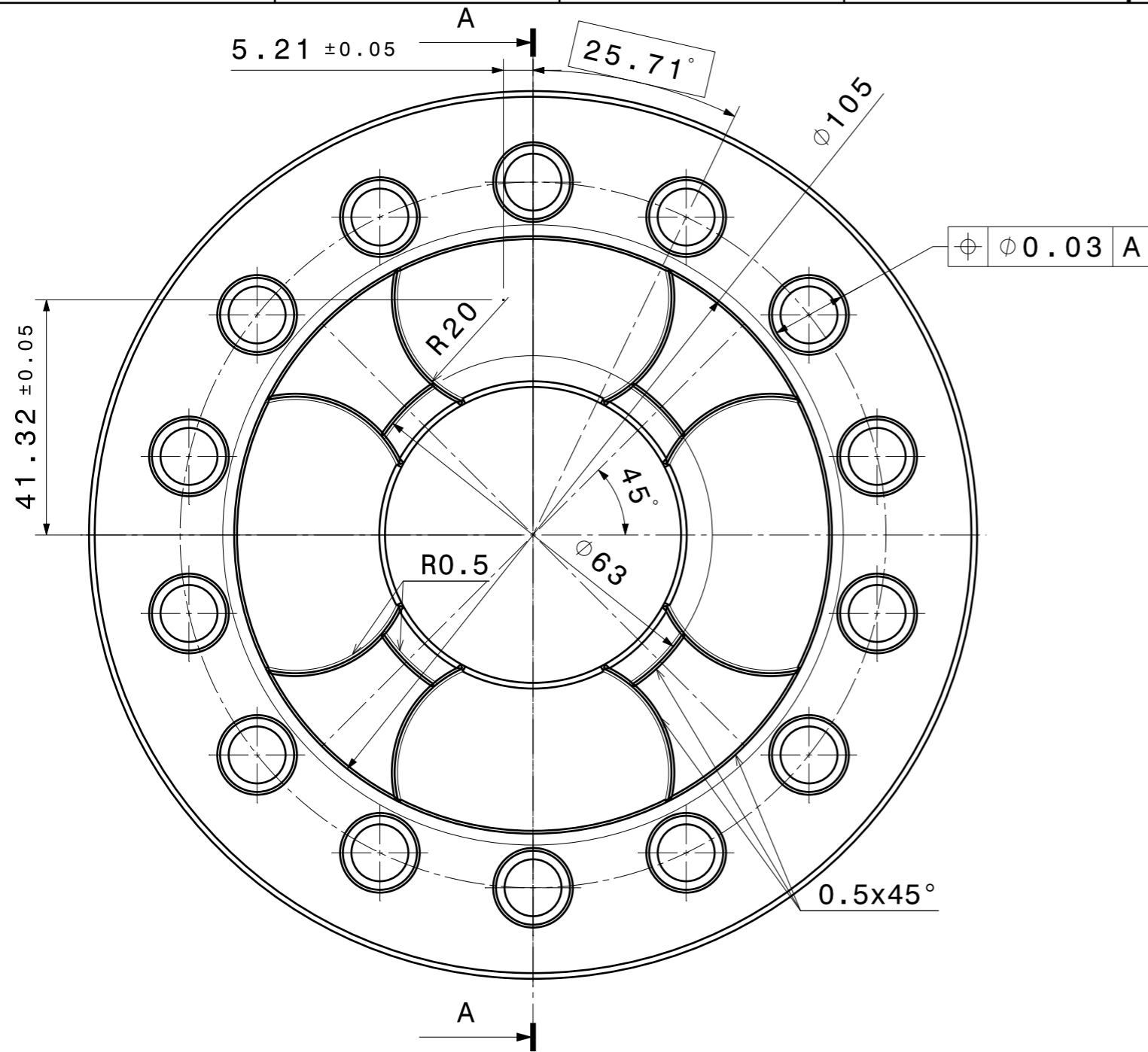


Index	Popis zmeny / change	Schval. / APP	Datum	Podpis
1	-	-	-	-
2	-	-	-	-

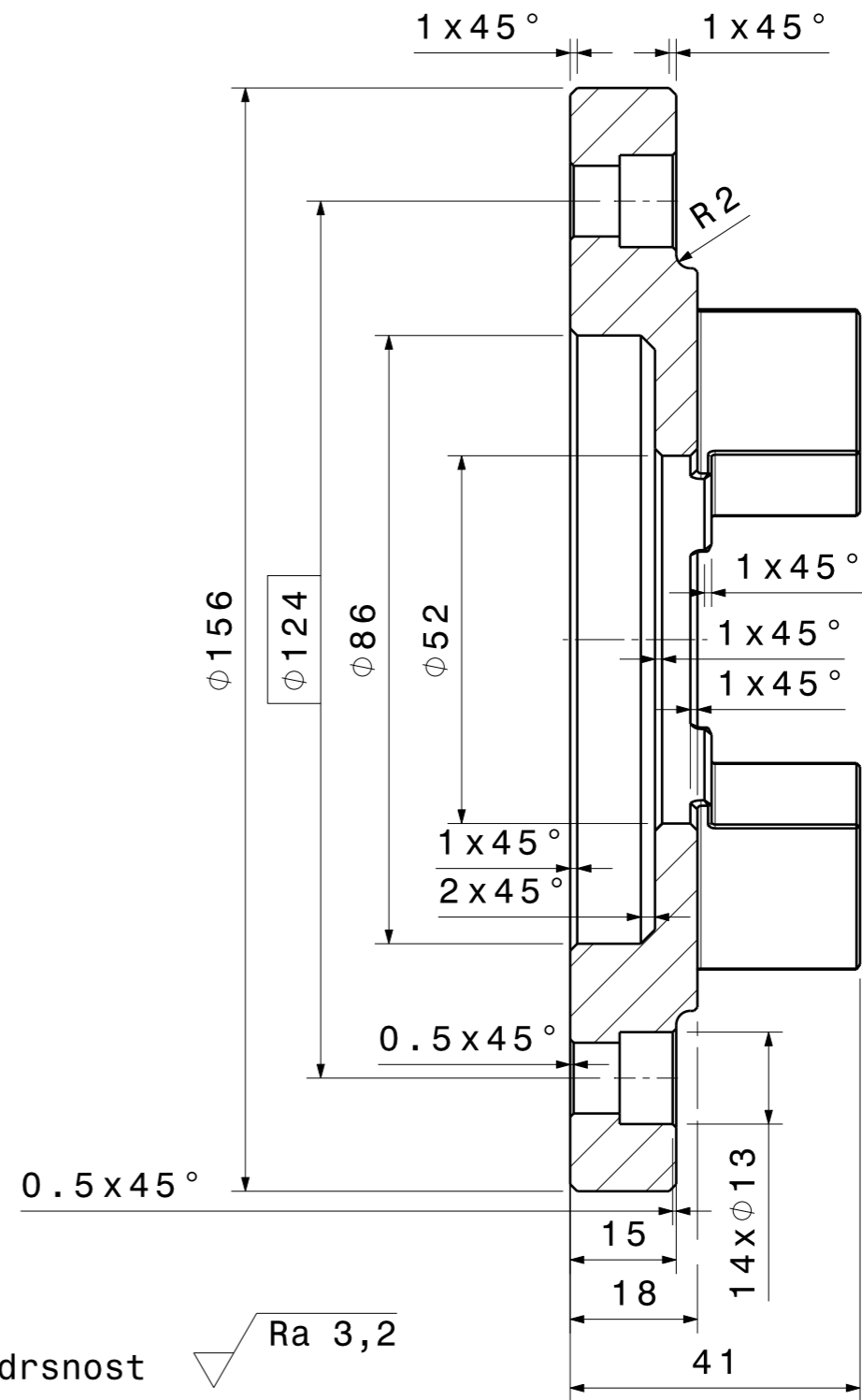
Poznámka / Note:
-

 ISO 128	Tolerance / Tolerovani	Soubor-model / ASM-file	Projekt / Project	Meritko / Scale
	ISO 8015	PRT- Operna vložka	Bakalarska prace	2:1
	ISO 2768mK	DRW- Operna vložka	PRD-001-002	
			C. sestavy / Assembly No.	
			C. hmotnost sestavy/ Assembly weight	

<h1 style="margin: 0;">Operna vložka</h1> <p style="margin: 0;">Pojistna spojka</p>	Rev. 0	Cislo vykresu / Drawing NO. DRW-002-006	Format A4
Nazev / Title		List / sheet 01 Pocet listu / no.sheet 01	

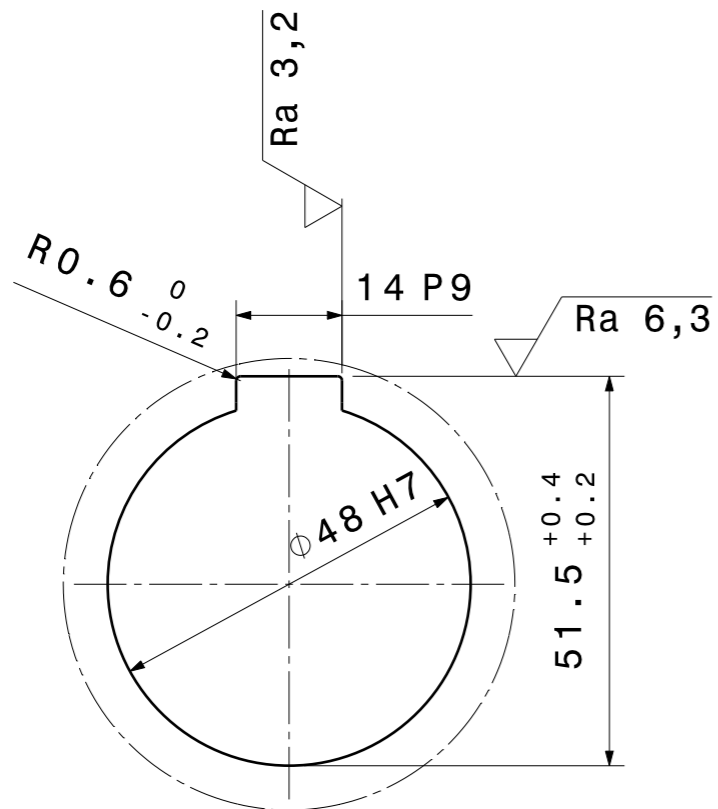
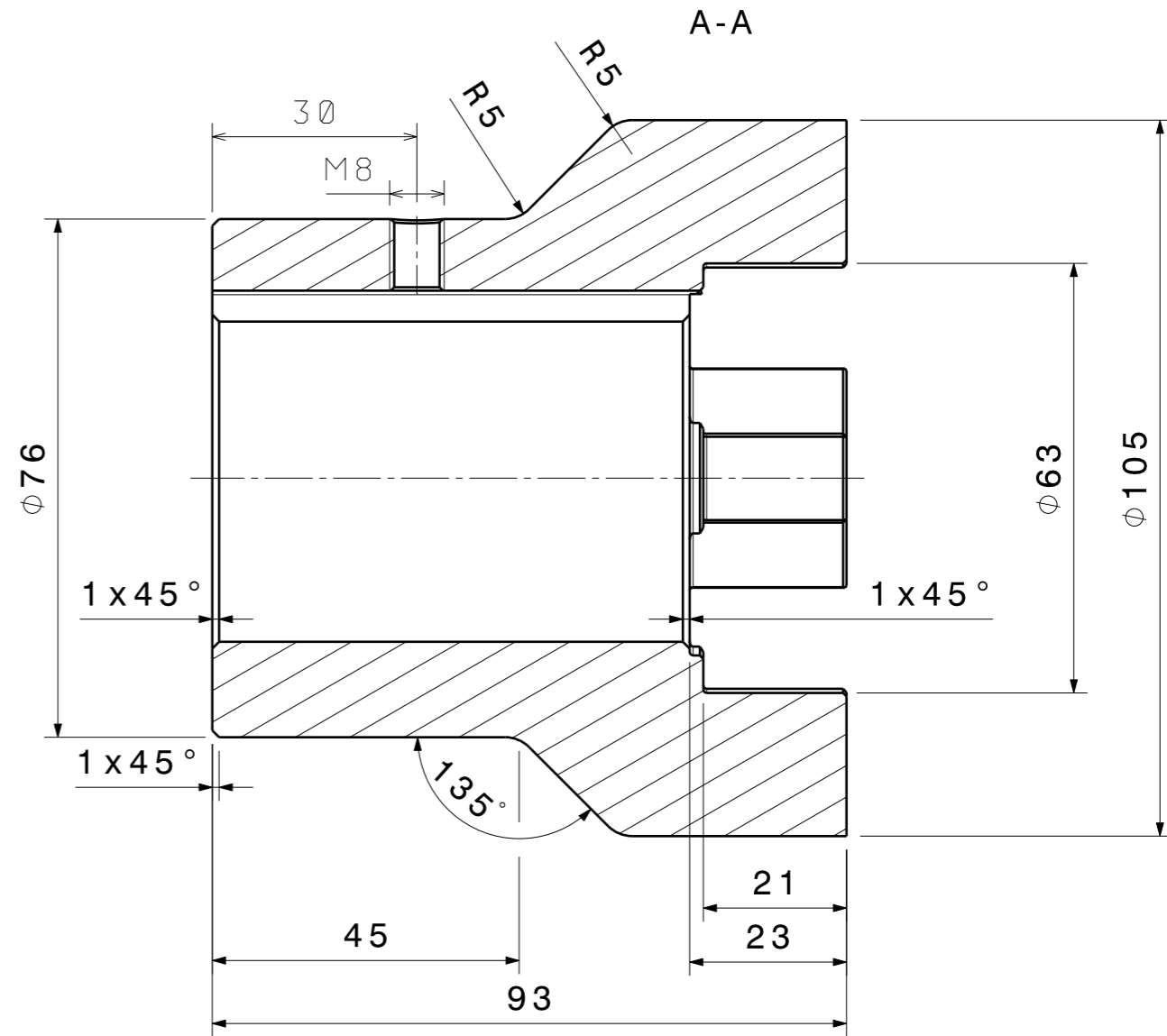
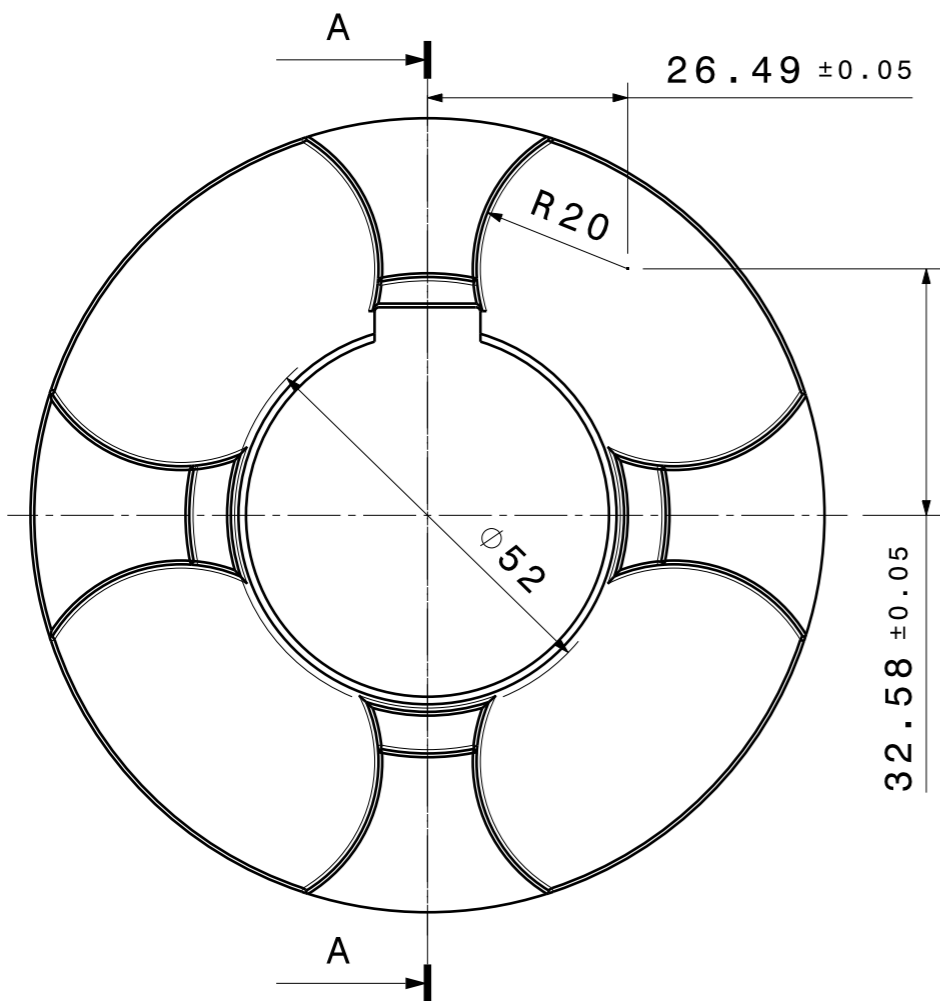


Tvarove plochy s R20 brouseny na Ra 0,4



Celkova drsnost ∇ Ra 3,2

CAD 2 Datum / Date 02. 05. 2024 Kreslil / DWN Matej Bartipan Prezk. / CHK - Schval. / APP - Ing. Eva Kubec Kronerova Ph.D.		Jmeno / Name Ing. Eva Kubec Kronerova Ph.D.		EN 1.7035 1,924kg		
Index Popis zmeny / change 1 - 2 -		Schval. / APP Datum Podpis - - -		Poznamka / Note:		
Tolerance / Tolerovani ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK		Soubor-model / ASM-file PRT- Tvarovy kotouc 1 Soubor-vykres / DRW-file DRW- Tvarovy kotouc 1		Projekt / Project C. sestavy / Assembly No. C. hmotnost sestavy / Assembly weight		Meritko / Scale 1:1
Tvarovy kotouc 1 Pruzna spojka				Rev. 0 Císlo vykresu / Drawing NO. DRW-004-001		Format A3
List / sheet 01		Pocat listu / no.sheet 01		01		



Tvarove plochy s R20 brouseny na Ra 0,4
 Nedefinovane ostre hrany srazit 0,5x45°
 Nedefinovane vnitřni rohy R 0,5

Celková drsnost ∇ Ra 3,2

Ø115x100		EN 1.7035		2,321kg		
CAD 2	Datum / Date	Jmeno / Name				
Kreslil / D	05. 05. 2024	Matej Bartipan				
WN	-	-				
Prezk. / CHK	-	-				
Schval. / APP	-	Ing. Eva Kubec Kronerova Ph.D.				
Index	Popis zmeny / change	Schval. / APP	Datum	Podpis	Poznamka / Note:	
1	-	-	-	-	-	
2	-	-	-	-	-	
 ISO 128 Tolerance / Tolerovani ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project		Meritko / Scale 1:1	
	PRT- Tvarovy kotouc 2		Bakalarska prace			
	Soubor-vykres / DRW-file		PRD-001-004			
DRW- Tvarovy kotouc 2			C. hmotnost sestavy / Assembly weight		-	
Tvarovy kotouc 2 Pruzna spojka					Rev. 0 Cislo vykresu / Drawing NO. DRW-004-002	Format A3
List / sheet		01		Pocet listu / no.sheet		