

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení
Studijní zaměření: N0715A270017S02 Konstruování výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh pohonu kovacího lisu 25 MN bez předlohové hřídele a s planetovou převodovkou uvnitř setrvačnicku na hlavním hřídeli

Autor: **Bc. Karel GLATZ**
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.**

Akademický rok 2020/2021

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2020/2021

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení:	Bc. Karel GLATZ
Osobní číslo:	S19N0112P
Studijní program:	N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení
Studijní obor:	Konstruování výrobních strojů a zařízení
Téma práce:	Návrh pohonu kovacího lisu 25 MN bez předlokové hřídele a s planetovou převodovkou uvnitř setrvačnicku na hlavním hřídeli
Zadávací katedra:	Katedra konstruování strojů

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Provedení rešerše na téma planetový převod v pohonu tvářecích lisů a planetových převodů a diferenciálu samostatně. Vytvoření variantních řešení pohonu lisu s planetovou převodovkou popřípadě s diferenciálem. Vypracování konstrukčního řešení pro vybranou variantu pohonu. Provedení pevnostní kontroly navrženého řešení. Vypracování zadané výkresové dokumentace.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Provést rešerši na téma planetový převod v pohonu tvářecích lisů a planetový převod a diferenciál samostatně.
2. Vytvořit variantních řešení pohonu lisu s planetovou převodovkou nebo diferenciálem.
3. Vypracovat konstrukční řešení pro vybranou variantu pohonu.
4. Provést pevnostní kontrolu navrženého řešení.
5. Vypracovat zadanou výkresovou dokumentaci.

Vypsání tématu této diplomové práce je podpořeno projektem „Strojírenská výrobní technika a přesné strojírenství“; CZ. 02.1.01/0.0/0.0/16_026/0008404 prostřednictvím Operačního programu výzkum, vývoj, vzdělávání a spolufinancováno Evropskou unií. Téma je vázáno na spolupráci s firmou ŠMERAL Brno a.s.

Rozsah diplomové práce: **40-60 stran**
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

- [1] RUDOLF, B., KOPECKÝ, M. *Toářecí stroje – Základy stavby a využití*. Praha: SNTL, 1985
[2] KAMELANDER, I. *Toářecí stroje I*. Brno: VUT, 1989, ISBN 80-214-1037-10
[3] BOLEK, A. a kol. *Části strojů*. Praha: SNTL, 1990, ISBN 80-03-00426-8
Podkladové materiály, výkresy, prospekty, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Konzultant diplomové práce: **Ing. Martin Volejníček**
ŠMERAL Brno a.s.

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2020**
Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2021**

L.S.

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, jež je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Tímto bych chtěl velice poděkovat vedoucímu této diplomové práce panu doc. Ing. Janu Hlaváčovi, Ph.D., ale také Ing. Martinu Volejníčkovi a Ing. Jiřímu Dekastellovi za poskytnutí velmi cenných informací, rad a materiálů. Velmi si také vážím vaší vstřícnosti a trpělivosti při řešení jakéhokoliv problému.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Glatz Bc.	Jméno Karel	
STUDIJNÍ OBOR	N0715A270017 „Konstruování strojů a technických zařízení“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	Jméno Jan	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh pohonu kovacího lisu 25 MN bez předlokové hřídele a s planetovou převodovkou uvnitř setrvačnicku na hlavním hřídeli		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2021
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	102	TEXTOVÁ ČÁST	68	GRAFICKÁ ČÁST	2
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	---

<p>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Obsahem diplomové práce je rešerše na téma pohon mechanických lisů, planetové převodové mechanismy a diferenciály. Praktická část obsahuje návrh variant řešení s využitím planetového převodového mechanismu nebo diferenciálu. Pro každou z nich je uveden postup konstrukčního řešení na lisu SKL 2500.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>rešerše, tvářecí stroje, mechanický výstředníkový lis, planetová převodovka, diferenciál, MKP analýza, pevnostní výpočty, SKL 2500, CAD, technické výkresy</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Glatz Bc.	Name Karel	
FIELD OF STUDY	N0715A270017 “ Design Engineering of Machines and Technical Devices“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	Name Jan	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of a 25 MN forging press drive without countershaft and with a planetary gearbox inside the flywheel on the main shaft		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2021
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	102	TEXT PART	68	GRAPHICAL PART	2
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The content of this diploma thesis is a search on the topic of mechanical press drive, planetary gear mechanisms and differentials. The practical part contains the design of variants of the solution using a planetary gear mechanism or differential. For each of them, the design procedure on the SKL 2500 press is given.
KEY WORDS	research, forming machines, mechanical eccentric press, planetary gearbox, differential, FEM analysis, strength calculations, SKL 2500, CAD, technical drawings

Obsah

1	ÚVOD.....	10
1.1	Cíl této práce.....	10
	Teoretická část.....	11
2	Tvářecí stroje.....	12
2.1	Pohony mechanických lisů.....	12
2.2	Klasický převodový systém mechanických lisů.....	13
3	Planetové převodové mechanismy.....	14
3.1	Základní poznatky.....	14
3.2	Popis a princip.....	14
3.3	Výhody a nevýhody.....	15
3.4	Dělení.....	15
3.4.1	Podle druhů hlavních členů.....	15
3.5	Konstrukce.....	18
3.5.1	Podmínka smontovatelnosti.....	18
3.5.2	Podmínka vůle mezi sousedními satelity.....	18
3.5.3	Podmínka stejných osových vzdáleností.....	19
3.6	Nekonvenční planetové převodovky.....	19
3.6.1	Cykloidální převodovka.....	19
3.6.2	Harmonická převodovka.....	20
4	Diferenciál.....	21
4.1	Charakteristika.....	21
4.2	Dělení.....	22
4.2.1	Čelní diferenciál.....	22
4.2.2	Kuželový diferenciál.....	22
	Praktická část.....	24
5	Výstředníkový lis SKL 2500.....	25
5.1	Výrobce.....	25
5.2	Charakteristika stroje.....	25
5.3	Popis lisu SKL 2500.....	26
5.3.1	Konstrukce.....	26
5.3.2	Pohon.....	26
6	Planetová převodovka pro lis SKL 2500.....	28
6.1	Zadání.....	28
6.1.1	Osnova práce.....	28

6.1.2	Vstupní data.....	28
6.2	Návrh variant řešení.....	28
6.2.1	Varianta A.....	29
6.2.2	Varianta B.....	30
6.2.3	Varianta C.....	32
6.3	Zhodnocení jednotlivých variant	33
6.4	Konstrukce varianty A	34
6.4.1	Návrh soukolí planetového diferenciálu.....	34
6.5	Konstrukce varianty B	35
6.5.1	Návrh soukolí planetového diferenciálu.....	35
6.5.2	Návrh ložisek satelitů	38
6.5.3	Návrh kolíků mezi výstředníkovou hřídelí a unašečem	40
6.5.4	Prvotní návrh unašeče a čepů satelitů.....	41
6.5.5	MKP analýza prvotního unašeče	42
6.5.6	Optimalizovaná konstrukce unašeče	47
6.5.7	MKP analýza optimalizovaného unašeče	48
6.5.8	Návrh uložení satelitů.....	50
6.5.9	Návrh spojovacích prvků přední a zadní částí unašeče	50
6.5.10	Návrh konstrukce rotačního korunového kola.....	52
6.5.11	Stanovení výkonu torque motoru	54
6.5.12	Návrh odlehčené konstrukce rotačního korunového kola	55
6.5.13	Stanovení výkonu torque motoru u odlehčené konstrukce korunového kola	55
6.6	Konstrukce varianty C	56
6.6.1	Nosič korunového kola.....	56
6.6.2	Návrh spojení korunového kola a jeho nosiče.....	57
6.6.3	Návrh setrvačnicku.....	58
6.6.4	Návrh elektromotoru pro pohon setrvačnicku.....	60
6.6.5	Návrh řemenového převodu	60
6.6.6	Výběr spojky	61
6.6.7	Návrh ložisek setrvačnicku	61
6.6.8	Návrh ložisek duté centrální hřídele a kontrola duté centrální hřídele.....	63
6.6.9	Návrh kolíků mezi centrální dutou hřídelí a centrálním kolem.....	65
6.6.10	Výběr vhodného torque motoru.....	66
6.7	Technickoekonomické zhodnocení nové konstrukce	67
7	Závěr.....	69
	Knižní publikace.....	70

Seznam obrázků.....	70
Seznam tabulek.....	72
Seznam příloh.....	73

1 ÚVOD

Současné mechanické výstředníkové lisy z výrobní řady SKL od firmy Šmeral a.s. jsou osazeny klasickým již dlouho známým pohonem, který je charakteristický setrvačником uloženým na předlohové hřídeli na zadní straně stojanu. Podmětem této diplomové práce jsou výhodné vlastnosti planetových převodovek při běžném použití, mezi které patří velké převodové poměry při poměrně malých zástavbových rozměrech. Vznikla tedy myšlenka o výhodnosti použití těchto mechanismů i u výstředníkových lisů. Umístěním planetové převodovky a i setrvačniku přímo na výstředníkovou hřídel by bylo možné odstranit předlohovou hřídel, což by mohlo vést ke snížení energetické náročnosti tvářecí operace a úspoře materiálu potřebného na konstrukci stroje. Použití planetové převodovky s sebou přináší možnost využití diferenciálu, který umožňuje odstranit ze systému spojku. Tato myšlenka zní velmi zajímavě hlavně z pohledu energetických úspor, protože u současné koncepce stroje se maří velké množství energie prokluzem lamel spojky při rozběhu současného mechanismu.

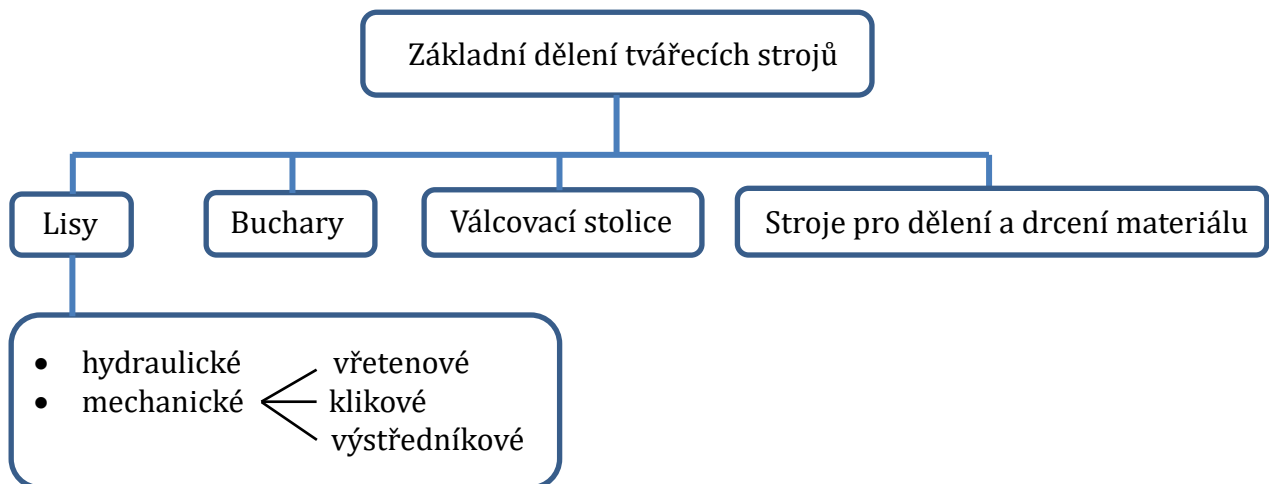
1.1 Cíl této práce

Cílem této diplomové práce je odstranit předlohovou hřídel na výstředníkovém lisu SKL 2500 a nahradit jí planetovým převodovým mechanismem nebo diferenciálem umístěným přímo na výstředníkové hřídeli, a to hlavně za účelem snížení energetické náročnosti tvářecí operace.

Teoretická část

2 Tvářecí stroje

Hlavním úkolem tvářecích strojů je provádět trvalé změny tvaru zpracovávaného materiálu působením síly výstupního členu na polotovar. Tváření lze tedy charakterizovat jako způsob zpracování materiálu, při kterém měníme tvar polotovaru, a to bez odběru třísky. Během tohoto procesu se mění relativní poloha částí v krystalové mřížce, což umožňuje dosažení lepších materiálových vlastností výrobků. Na Obrázku 1 je znázorněno základní dělení tvářecích strojů.

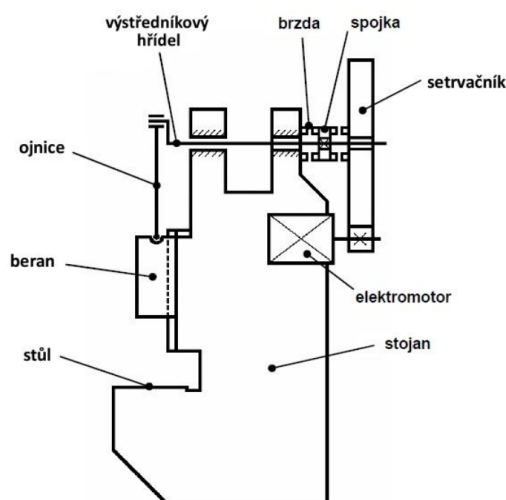


Obrázek 1 Základní rozdělení tvářecích strojů (Zdroj: autor)

Předmětem diplomové práce bude navrhnout nový pohon pro stroj s označením SKL 2500, který lze zařadit do kategorie mechanických výstředníkových lisů.

2.1 Pohony mechanických lisů

Pohon výstředníkového lisu tvoří sériově řazený zdroj energie, převodový systém v podobě ozubených kol či řemenů a mechanismu pro přeměnu rotačního pohybu na vratný posuvný pohyb beranu. Převod mezi zdrojem energie a mechanismem zajišťujícího přeměnu rotačního pohybu na přímočarý je zpravidla konstantní, zatímco převodová funkce mechanismu pro změnu typu pohybu je proměnlivá, což má za následek nekonstantní převodový poměr mezi vstupem a výstupem tohoto mechanismu. [1]



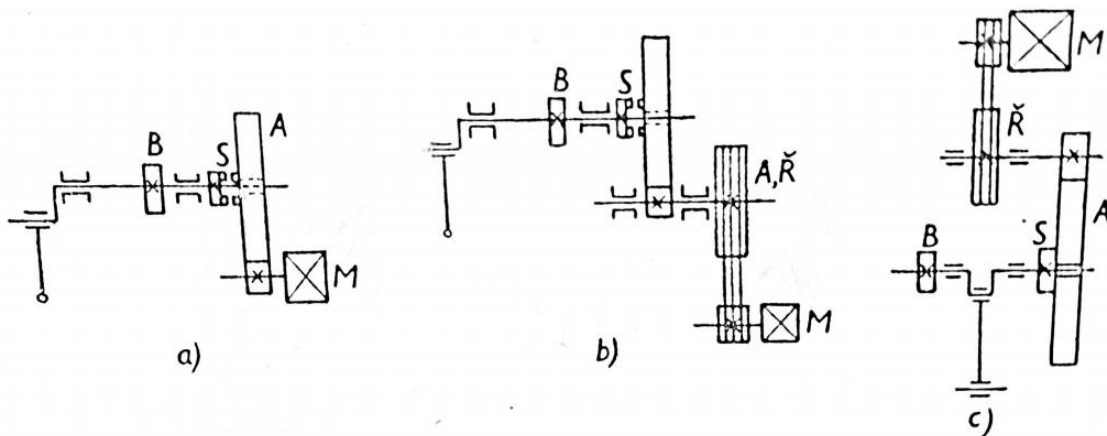
Obrázek 2 Schéma mechanického lisu s popisem jeho částí (Zdroj: www.sjf.tuke.sk/kvtar/1/files/09_Lisy.pdf)

2.2 Klasický převodový systém mechanických lisů

Standartní převodové systémy mechanických lisů lze rozdělit podle počtu redukčních členů na jednostupňové, dvoustupňové, třístupňové a čtyřstupňové. Soustava se může skládat z různého počtu řemenových a ozubených převodů. Dle prostorového uspořádání lze dále pohony rozdělit na jednostranné, oboustranné či kombinované. Použití oboustranných převodů je výhodné v tom, že rovnoměrněji zatěžují rám stroje při tváření uprostřed pracovního prostoru, čímž lze omezit deformaci rámu v natočení. [1]

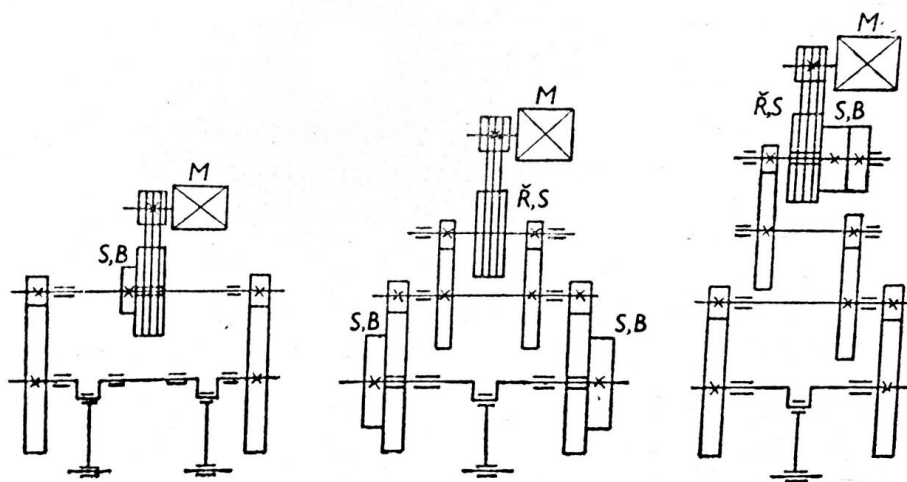
Na obrázku 3 a 4 jsou schematicky zachyceny jednotlivé varianty již zmíněných typů pohonů, přičemž jednotlivá písmenka znamenají následující prvky soustavy:

- M = motor
- A = akumulátor (setrvačnick)
- Ř = řemenice
- S = spojka
- B = brzda



Obrázek 3 Schématické znázornění typů jednostranného pohonu (Zdroj: [1])

Konkrétně na obrázku 3 jsou zleva doprava znázorněny jednostranné jednostupňové až třístupňové uspořádání pohonu.



Obrázek 4 Schématické znázornění typů oboustranného pohonu (Zdroj: [1])

Obrázek 4 schematicky naznačuje zleva dvoustupňové až čtyřstupňové pohony s oboustrannými a kombinovanými ozubenými převody.

3 Planetové převodové mechanismy

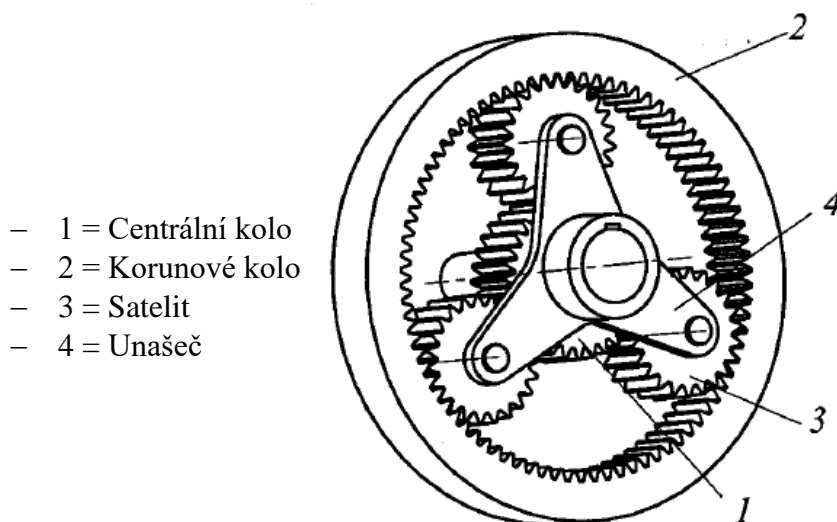
3.1 Základní poznatky

Jak již bylo zmíněno, pro vyvození požadované tvářecí síly strojem je velmi často zapotřebí hned několik sériově řazených převodových stupňů pro vyvození požadované tvářecí síly, což s sebou nese mnoho dalších součástí například v podobě mohutných hřídelí a ložisek. V různých průmyslových odvětvích se velmi často nahrazují klasické převodové mechanismy s čelním ozubením planetovými převodovými mechanismy, a to hlavně kvůli svým relativně malým rozměrům a úspoře hmotnosti při stejném převodovém poměru v porovnání s klasickými převodovými mechanismy.

3.2 Popis a princip

Planetové převodové mechanismy slouží, stejně jako všechny další základní převodové mechanismy, k vytvoření silové a kinematické vazby mezi výstupní a vstupní hřídelí. Všeobecně se od nich požaduje změna otáček a tomu úměrná změna točivého momentu. V tomto případě je potřeba, aby převodový mechanismus měl pouze jeden stupeň volnosti, což lze zařídit zabrzděním jednoho členu. V případě, že žádný z členů nebude zabrzděn, tak soustava získává dva stupně volnosti a stává se diferenciálem. [3]

Nejjednodušší planetový převod je znázorněn na Obrázku 5. Skládá se z libovolného počtu satelitů v rozmezí 2 až 6, přičemž nejčastěji se používá trojice, centrálního kola, korunového kola a unašeče. Nejčastěji se používají kola valivá, ale ve zvláštních případech se lze setkat také s kuželovými či šroubovými. Centrální kolo bývá většinou s vnějším ozubením a korunové kolo s vnitřním ozubením, výjimečně je ale možné setkat se i s jinými variantami. Satelity jsou ale vždy jen s vnějším ozubením. [5]



Obrázek 5 Popis planetového převodu (Zdroj: [4])

Planetové soukolí lze charakterizovat tím, že planety vykonávají současně dvě rotace. Díky tomu, že jsou otočně uloženy na čepech pevně spojených s otočným unašečem, mohou rotovat okolo vlastní osy rotace a zároveň okolo centrální osy planetového převodu. Centrální osu planetového převodu lze chápat jako přímkou proloženou osami vstupního a výstupního hřídele, které jsou vždy koaxiální. Pohyb satelitů vůči rámu se pak jeví jako planetový. [5]

Planetové převodové mechanismy mají stejně jako jiné běžné převodovky vstupní a výstupní hřídel. Podle toho, jaká hřídel je vstupní lze planetové převodovky dělit na reduktory nebo multiplikátory. Princip reduktoru jednoduché planetové převodovky znázorněné na Obrázku 5 spočívá v přívodu vstupních otáček na vstupní hřídeli, která je pevně spojena s centrálním kolem, to následně silově působí na satelity a roztáčí je kolem své osy, ale zároveň i kolem centrální osy společně s unáščem, a ten pomocí pevného spojení předává zredukované otáčky výstupní hřídeli. Korunové kolo je v tomto případě musí být fixované. Multiplikátor funguje přesně obráceně, přičemž výsledkem jsou zrychlené otáčky na výstupní hřídeli o daný převod.

3.3 Výhody a nevýhody

Mezi hlavní přednosti planetových převodů patří jejich schopnost přenosu poměrně velkých výkonů a možnost navržení vysokých převodových poměrů a to při poměrně malých rozměrech, s čímž souvisí i úspora hmotnosti až po 50 % při shodných parametrech s obyčejnými převodovými mechanismy. [5] Možnost realizace vysokých převodových poměrů spočívají ve větším počtu satelitů, přes které je výkon ze vstupní hřídele na výstupní rozdělen. To následně snižuje namáhání ozubení, díky kterému lze zmenšovat rozměry soukolí. K tomu všemu ještě přispívá fakt, že konstrukce planetového převodu umožňuje využít téměř veškerý prostor převodové skříně. V neposlední řadě rovnoměrně rozložené satelity vedou k menšímu zatěžování ložisek hlavních hřídelí. [4]

Mezi nevýhody lze zařadit vyšší nároky na výrobu a montáž, která se následně negativně odrazí na výrobních nákladech.

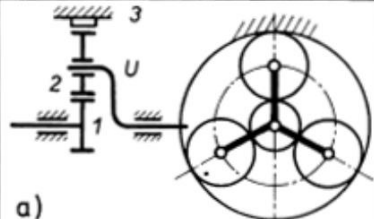
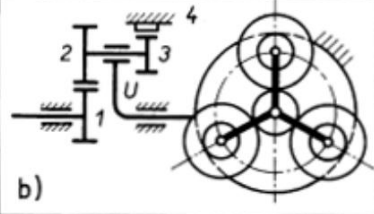
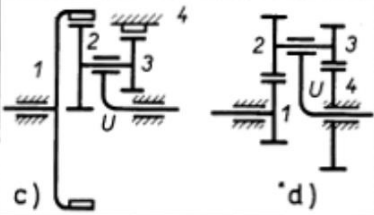
3.4 Dělení

3.4.1 Podle druhů hlavních členů

Dle Bolka (1992, s. 318-320) lze planetové převodovky dělit na čtyři typy podle druhu hlavních členů, které lze definovat jako členy, jejichž rotační pohyb je vyveden na vnější hřídele.

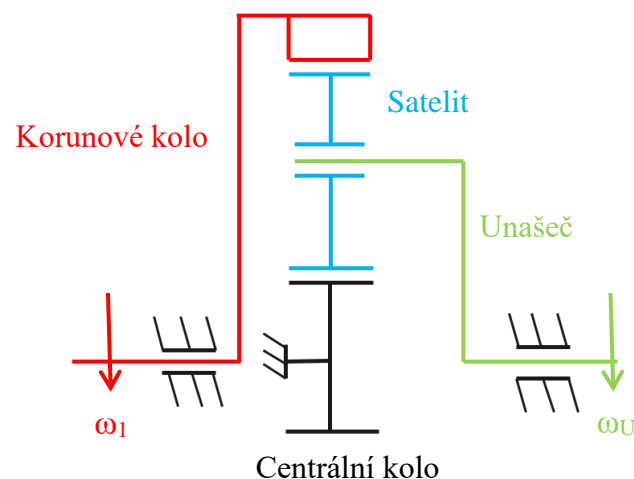
Typ: K – U

Tento typ planetového převodu se vyznačuje tím, že na hnané či hnací hřídeli je pevně uložen unášec U a druhá vnější hřídel je pevně spojena s centrálním (korunovým) kolem značeným K. Výsledkem je tedy to, že jedna z vnějších hřídelí kopíruje otočný pohyb unášče. Lze se setkat s provedením, které má jednoduché nebo dvojité satelity. Obě provedení *a* i *b* naznačené na Obrázku 6 jsou vhodné pro silové převody, mají vysokou mechanickou účinnost jako reduktor i jako multiplikátor. V tomtéž obrázku jsou naznačeny další dvě provedení s označením *c* a *d*, které jsou schopné zajistit velmi vysoké převodové poměry dosahujících hodnot až 1500 v případě, že hnacím členem je unášec. Jejich účinnost však se zvyšujícím se převodovým poměrem značně klesá a uplatňují se tedy především jen jako nesilové převody. V případě potřeby použití jedné z těchto dvou variant je výhodnější vybrat variantu s označením *c*, a to hlavně z důvodu vyšší únosnosti a účinnosti díky použití vnitřního ozubení. [5]

K - U	 <p>a)</p>	$i_{1U}^3 = 1 + \frac{z_3}{z_1}$ <p>(28 ÷ 8)</p>	$\eta_{1U}^3 = 1 - \left \frac{i_{1U}^3 - 1}{i_{1U}^3} \right \cdot \tilde{\psi}_z$ <p>(0,96 ÷ 0,99)</p>
	 <p>b)</p>	$i_{1U}^4 = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$ <p>(1 ÷ 16)</p>	$\eta_{1U}^4 = 1 - \left \frac{i_{1U}^4 - 1}{i_{1U}^4} \right \cdot \tilde{\psi}_z$ <p>(0,96 ÷ 0,99)</p>
	 <p>c) d)</p>	$i_{U1}^4 = \frac{1}{1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}}$ <p>c) (30 ÷ 100) ÷ 1500 d) ÷ 1500</p>	$\eta_{U1}^4 = \frac{1}{1 + \left 1 - i_{U1}^4 \right \cdot \tilde{\psi}_z}$

Obrázek 6 Planetový převod K – U (Zdroj: [5])

Do této skupiny je vhodné zařadit ještě jednu variantu, která na předchozím obrázku není zachycena, ale je velmi podobná variantě *a*. Jedná se o případ, kdy je centrálnímu kolu odebrána možnost rotace, ale naopak je umožněna velkému korunovému kolu, které je spojeno s hnanou nebo hnací hřídelí v závislosti na tom, zdali jde o reduktor či multiplikátor a přenáší na ní otáčky a točivý moment. Na druhé vnější hřídeli je připojen unašeč. Tento způsob je bohužel schopen dosahovat jen malých převodových poměrů, a proto je jeho použití spíše neobvyklé.

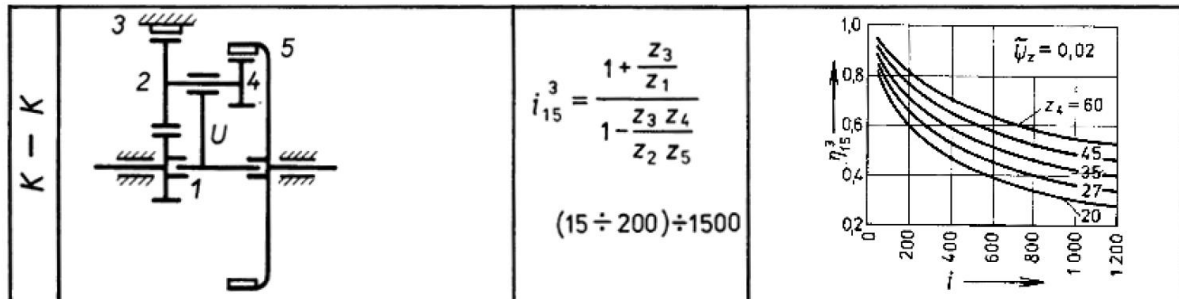


Obrázek 7 Další varianta planetového převodu K – U (Zdroj: autor)

Typ: K – K

Planetový převod typu K – K je charakteristický tím, že obě vnější hřídele jsou pevně spojeny s centrálními či korunovými koly a přenášejí tak přímo na ně vstupní či výstupní otáčky a točivé momenty. Tím se odlišují od předchozího typu, protože u varianty s označení K – U je

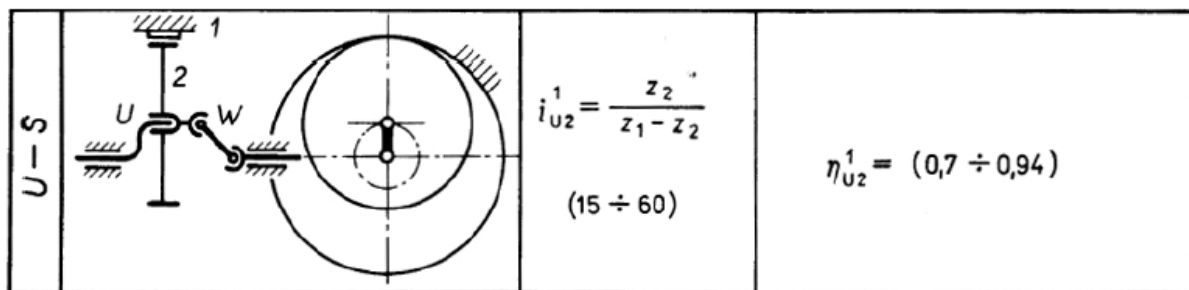
vždy jedna z hřídelí spojena s unašečem. V tomto případě unašeč může rovněž rotovat okolo centrální osy, má také v sobě uložené čepy a na nich satelity, které mohou rotovat okolo vlastní osy, ale neúčastní se přenosu točivého momentu a slouží pouze jako opora satelitů. Tímto typem převodu lze realizovat velké převodové poměry, ale na úkor účinnosti, jak je patrné z grafu v Obrázku 8. [5]



Obrázek 8 Planetový převod K - K (Zdroj: [5])

Typ: U - S

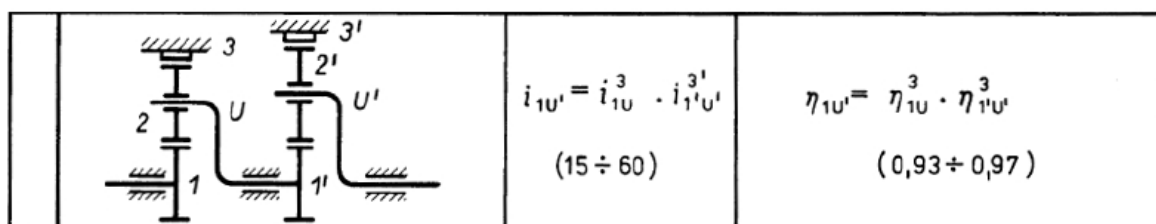
Typ planetového převodu s označením U - S je svojí konstrukcí trochu rozdílný oproti těm dvěma předchozím. Na jedné straně je sice na hnací hřídel vyveden unašeč, ale na straně druhé propojuje hnanou hřídel a satelit přídavný mechanismus. Na Obrázku 9 je tento mechanismus označen písmenem W a naznačen jako hřídel, která má na svých koncích klouby v homokinematickém uspořádání. Převodem tohoto typu lze dosáhnout velkých převodových poměrů a to při docela vysokých účinnostech. Na závadu ale mohou být možné komplikace spojené s přídáním mechanismem W. [5]



Obrázek 9 Planetový převod U - S (Zdroj: [5])

Složený typ

Poslední možnou variantou, kterou Bolek (1992, s. 318-321) zmiňuje jsou složené planetové převody. Vznikají řazením již zmíněných typů planetových převodů za sebe. Jejich celkový převodový poměr je pak dán součinem všech dílčích planetových převodů, které se v daném řetězci nacházejí a to samé platí i pro celkovou účinnost. [5]



Obrázek 10 Složený planetový převod (Zdroj: [5])

3.5 Konstrukce

Jak již bylo zmíněno dříve, mezi jednu z nevýhod planetových převodů patří složitější montáž. V případě, že je soukolí navrhováno pouze za pomoci známých výpočtových vztahů, je nutné dodržet tři základní podmínky, které zaručí úspěšnou montáž a následně bezproblémové provozování planetového převodu.

3.5.1 Podmínka smontovatelnosti

V praxi je možné, že i přes navržení jednotlivých ozubených kol podle všech zásad a podmínek není následně možné při montáži uvést ozubená kola do vzájemného záběru a to tedy znamená, že převodovku nelze smontovat. Této situaci lze předejít tím, že při samotném návrhu jednotlivých ozubených kol je nutné respektovat podmínku smontovatelnosti. Tato podmínka je odlišná pro jednoduché a dvojité satelity. [5]

Jednoduché satelity

Podmínka smontovatelnosti planetových převodů s jednoduchými satelity spočívá v rovnosti součtu počtu zubů centrálního kola z_1 s korunového kola z_3 a součinu počtu satelitů a_k s libovolným celým číslem q . [5]

$$z_1 + z_3 = a_k * k$$

Dvojité satelity

Pro zaručení smontovatelnosti planetové převodovky s dvojitými satelity je nutné, aby počet zubů dle Obrázku 6 (b, c, d) z_1 a z_4 byl roven součinu počtu satelitů a_k a libovolnému celému číslu k, q . [5]

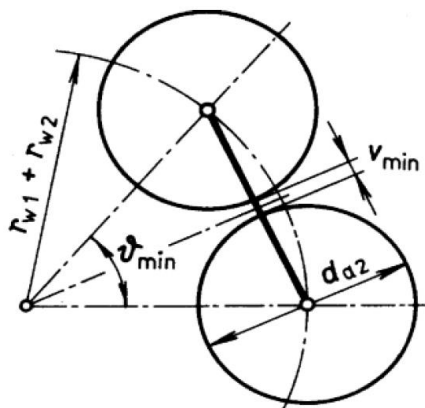
$$z_1 = a_k * k$$

$$z_4 = a_k * q$$

Dodržením těchto podmínek je zaručeno, že po umístění prvního satelitu do převodovky a následném jeho určitém pootočení je možné dále vložit i druhý satelit a stejně tak další. [5]

3.5.2 Podmínka vůle mezi sousedními satelity

Rozmístění satelitů v planetových převodech je rovnoměrné, což významně ovlivňuje namáhání ozubení a lze říci, že čím více je použito satelitů, tím méně jsou zatížena ozubení. Z geometrického hlediska existuje maximální počet satelitů, protože není totiž přípustné, aby se jednotlivé satelity vzájemně dotýkaly. [4] U převodovek s větším počtem satelitů je nutné prověřit, zda je mezi jejich hlavovými kružnicemi alespoň minimální vůle. Dle Bolka (1992, s. 327) je nutné, aby tato vůle v_{min} byla alespoň 1 mm.



Obrázek 11 Minimální vůle mezi satelity (Zdroj: [5])

Minimální vůli mezi satelity lze počítat podle následujících vzorců: [5]

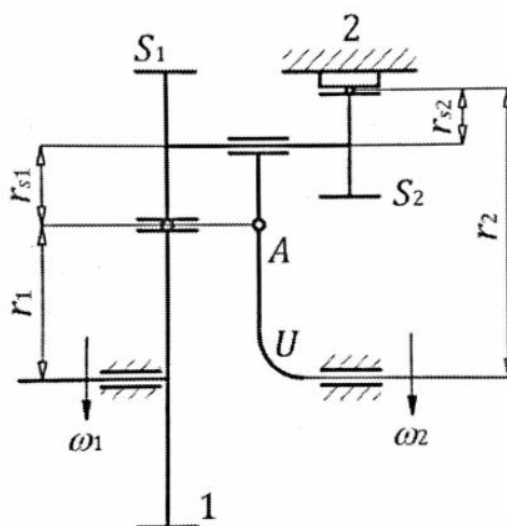
$$\vartheta = \frac{360^\circ}{a_k} \geq \vartheta_{min}$$

$$\sin \frac{\vartheta_{min}}{2} = \frac{d_{a2} + v_{min}}{d_{w1} + d_{w2}}$$

3.5.3 Podmínka stejných osových vzdáleností

Pro splnění podmínky stejných osových vzdáleností musí platit, že osová vzdálenost mezi planetou a centrálním kolem je stejná jako mezi korunovým kolem a planetou. Pro případ dvojitých satelitů znázorněných na Obrázku 12 lze dle Krátkého (2011, s. 257) podmínku osových vzdáleností napsat takto:

$$r_1 + r_{s1} = r_2 - r_{s2}$$



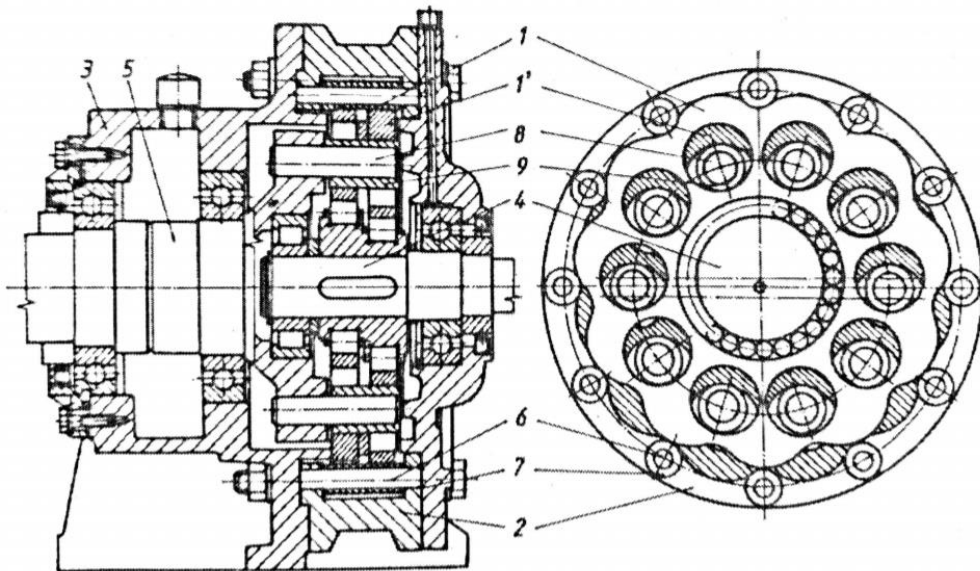
Obrázek 12 Podmínka stejných osových vzdáleností (Zdroj: [3])

3.6 Nekonenční planetové převodovky

Následující dva typy předovek lze zařadit do kategorie nekonvenčních mechanismů. Své uplatnění najdou ve speciálních případech, mezi které patří například robotické manipulátory či letectví. Jelikož se jedná o převodovky s proměnou polohou os, lze je tedy zařadit mezi speciální planetové převody. [3]

3.6.1 Cykloidální převodovka

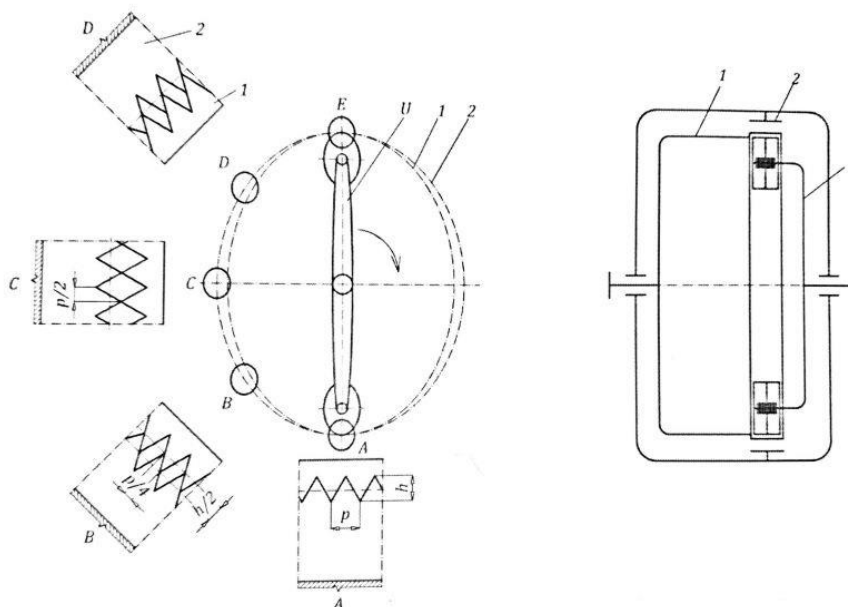
Převodovka má dva stejně velké hnací kotouče, které lze také nazvat jako satelity vzájemně přesazené o 180° a umístěné za sebou. Na Obrázku 13 jsou označeny jako 1 a 1'. Používá se u nich speciální cykloidní ozubení, které redukuje relativně velké energetické ztráty. K záběru dochází vždy ve dvou protilehlých místech. Ozubení na korunovém kole 2 je tvořeno válečky 7, které jsou rotačně uloženy na čepech 6. Hnací hřídel 4 je spojena přes valivá ložiska s excentricky uloženými satelity. Po roztočení hnací hřídele se satelity vlivem excentricity odvalují po stojícím korunovém kole. Přes otočné válečky 9 rotačně uložené na čepech 8 pevně spojených s unašečem se točivý moment přenesení až na hnanou hřídel 5. [3] Předností této převodovky je možnost realizace velkých převodových poměrů při poměrně malém zástavbovém prostoru.



Obrázek 13 Konstrukce cykloidní převodovky (Zdroj: [5])

3.6.2 Harmonická převodovka

Základem harmonické převodovky je dle Obrázku 14 pružné kolo *I*, tuhé kolo *2* a unášec *U*, který bývá někdy nazýván také jako generátor vln. Pružné kolo mívá o 2 – 3 zuby méně než tuhé kolo. Točivý moment se přenáší přes vstupní hřídel, která bývá zpravidla spojena s unáščem. Unášč svou rotací deformuje pružné kolo stále v jiném místě, což vlivem menšího počtu zubů oproti tuhému kolu způsobuje pomalou rotaci pružného kola vůči tuhému. Točivý moment je přenášen přes pružné kolo na výstupní hřídel. [3] Detailní výstřižky v levé části obrázku níže označeny *A - D* zachycují jednotlivé etapy rotace pružného kola vůči tuhému kolu, přičemž *A* je počátek záběru a *D* je konec.



Obrázek 14 Schéma harmonické převodovky (Zdroj: [3])

4 Diferenciál

4.1 Charakteristika

Planetové převodové mechanismy patří mezi složené převodové mechanismy, které obecně slouží k vytvoření silové a kinematické vazby mezi vstupní a výstupní hřídelí. Uvolní-li se jeden z pevných členů planetového převodového mechanismu, například korunové kolo, rázem vznikne soustava se dvěma stupni volnosti, kterou lze nazvat diferenciál. Diferenciální převodovky jsou charakteristické tím, že mají možnost skládat více pohybů do jednoho, což lze využít například u obráběcích strojů, anebo naopak mohou pohyby rozkládat tak, jak je zrovna potřeba. [3] Typickým příkladem je automobilový diferenciál, který má za úkol upravovat otáčky hnaných kol při průjezdu zatáčkou tak, aby nedocházelo vlivem většího poloměru dráhy vnějšího kola k prokluzu kol. [6]

Na Obrázku 15 je naznačeno, jak lze diferenciál přeměnit v mechanismus zastavením jednoho z hlavních členů. Jak je patrné, jejich postupným zastavováním lze z každého diferenciálu vytvořit tři různé mechanismy, z čehož jsou dva planetové a jeden obyčejný. Planetový převodový mechanismus *A* nebo *B* lze vytvořit zastavením členu *1* nebo *4* a obyčejný *C* vzniká při zastaveném unašeči.

	I	II	III	
diferenciál				
planetové převody	(A)	(A)	(A)	$i_{1U}^4 = \frac{\omega_1 - \omega_4}{\omega_U - \omega_4}$ $i_{1U}^4 = 1 - \tilde{i}$ $i_{U1}^4 = \frac{\omega_U - \omega_4}{\omega_1 - \omega_4}$ $i_{U1}^4 = \frac{1}{1 - \tilde{i}}$
	(B)	(B)	(B)	$i_{U4}^1 = \frac{\omega_U - \omega_1}{\omega_4 - \omega_1}$ $i_{U4}^1 = \frac{\tilde{i}}{\tilde{i} - 1}$ $i_{4U}^1 = \frac{\omega_4 - \omega_1}{\omega_U - \omega_1}$ $i_{4U}^1 = \frac{\tilde{i} - 1}{\tilde{i}}$
obyč. převod	(C)	(C)	(C)	$i_{14}^U = \frac{\omega_1 - \omega_U}{\omega_4 - \omega_U}$ $i_{14}^U = \tilde{i}$ $i_{41}^U = \frac{\omega_4 - \omega_U}{\omega_1 - \omega_U}$ $i_{41}^U = \frac{1}{\tilde{i}}$

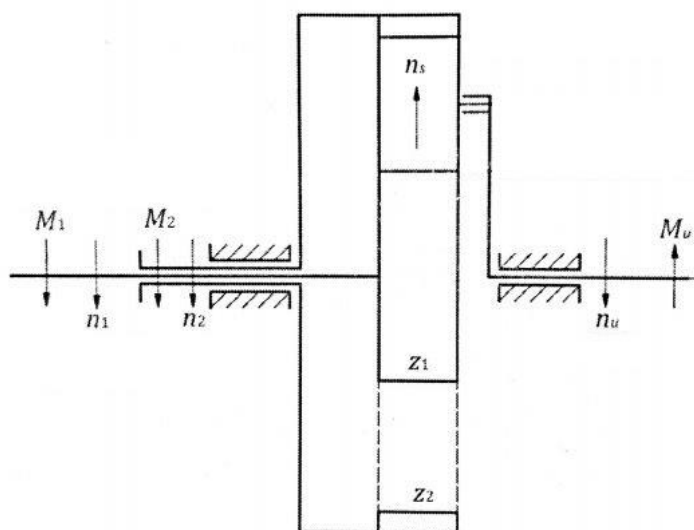
Obrázek 15 Přeměna diferenciálu v planetový a obyčejný převodový mechanismus (Zdroj: [5])

4.2 Dělení

Diferenciály lze základně dělit na čelní a kuželové. Čelní diferenciály jsou svojí stavební strukturou velmi podobné planetovým převodovým mechanismům, které byly popisovány a znázorňovány doposud, má ale uvolněné všechny hlavní členy. Princip kuželového diferenciálu je velmi podobný, ale přenos otáček a točivých momentů zajišťují kuželová soukolí.

4.2.1 Čelní diferenciál

Při pohledu na Obrázek 16 je patrné, že díky dvou stupňů volnosti je možné mít dvě výstupní hřídele s různými otáčkami n_1 a n_2 a tomu odpovídajícími točivými momenty M_1 a M_2 a jednu vstupní hřídel spojenou s unašečem s otáčkami n_u a točivým momentem M_u . Podle požadavků je samozřejmě možné vyměnit výstupní hřídele za vstupní a naopak. Zkratka n_s zde vyjadřuje otáčky satelitu a z_1 a z_2 jsou počty zubů jednotlivých ozubených kol.

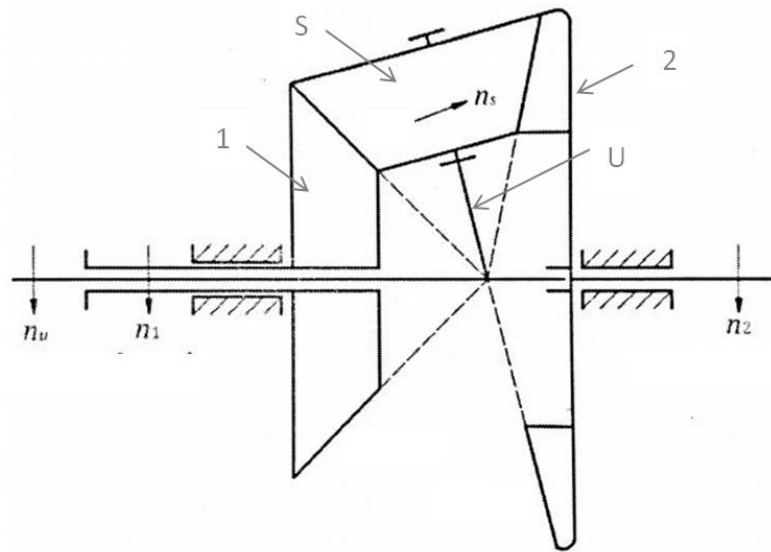


Obrázek 16 Čelní diferenciál s jednoduchými satelity (Zdroj: [3])

Předchozí schéma naznačuje diferenciál s jednoduchými satelity. Stejně jako tomu bylo u planetových mechanismů, je možné i diferenciály rozdělit podle počtu satelitů na tyto jednoduché a dvojité, které jsou naznačeny na Obrázku 15 v první řádce tabulky.

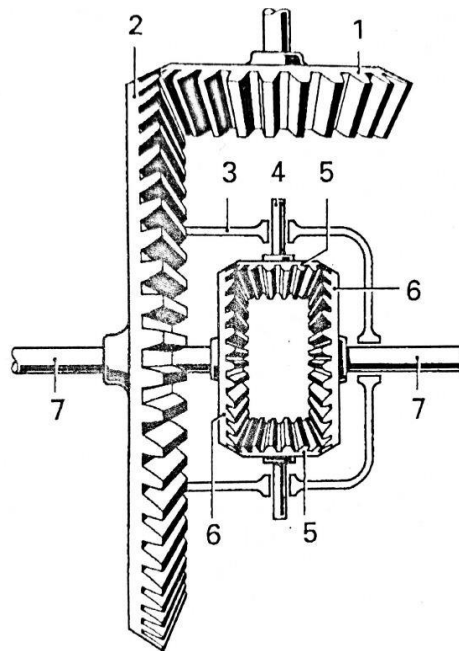
4.2.2 Kuželový diferenciál

Jak již bylo zmíněno, u kuželového diferenciálu jsou čelní soukolí nahrazena kuželovými. Obrázek 17 schematicky zobrazuje kuželový diferenciál s jednoduchými satelity. Skládá se z centrálního kola I , satelitu S , unašeče U a korunového kola 2 . Opět díky dvěma stupňům volnosti je možné mít dvě výstupní hřídele a jednu vstupní anebo přesně obráceně. Také je možné se setkat s variantou, která má jednoduché nebo dvojité satelity.



Obrázek 17 Kuželový diferenciál s jednoduchými satelity (Zdroj: [3])

Asi nejznámějším kuželovým diferenciálem je automobilový diferenciál, který je svou konstrukcí trochu odlišný, nemá totiž korunové kolo. Skládá se dle Obrázku 18 z hnacího pastorku 1 stálého převodu, který zabírá s talířovým kolem 2, ke kterému je připevněna klec diferenciálu 3. Ke kleci je pevně přichycen čep 4, na němž jsou rotačně uloženy kuželové satelity 5, ty následně zabírají s centrálními kuželovými koly 6, která jsou pevně spojena s výstupními hřídelemi 7. Princip tedy spočívá v tom, že pastorek roztáčí talířové kolo společně s klecí a satelity okolo osy výstupních hřídelů. [6] V případě přímého směru automobilu se satelity neotáčejí okolo své osy, ale pouze obíhají osu výstupních hřídelů a tvoří tak nepohyblivou zubovou spojku mezi klecí diferenciálu a centrálními koly. [7] Při průjezdu zatáčkou se otáčky výstupních hřídelů regulují rotací satelitů okolo vlastní osy.



Obrázek 18 Automobilový kuželový diferenciál (Zdroj: [6])

Praktická část

5 Výstředníkový lis SKL 2500

5.1 Výrobce

Lis SKL 2500 je tvářecím strojem od výrobce Šmeral Brno a.s, který je zároveň i zadavatelem této diplomové práce. Firma se zabývá primárně výrobou automatizovaných tvářecích linek a samostatných tvářecích strojů. Důležitým segmentem jejich výrobního programu jsou ale také generální opravy a modernizace veškerých tvářecích strojů a to bez ohledu na značku, stáří či typ. Zbylá výrobní kapacita se pak využívá pro slévarenskou a strojírenskou výrobu, která zpracovává individuální zákaznické požadavky. [8]

5.2 Charakteristika stroje

Stroj s označením SKL 2500 lze zařadit do skupiny svislých kovacích lisů. Firma nabízí ve svém portfoliu několik výrobních řad těchto strojů, přičemž každý z nich má své charakteristické vlastnosti, které jsou patrné z následující tabulky.

Tabulka 1 Výrobní řady svislých kovacích lisů výrobce Šmeral Brno a.s. (Zdroj: www.smeral.cz)

	LZK	LMZ	SKL
Pracovní pohyb	Klikový mechanismus	Klikový mechanismus	Kulisový mechanismus
Vedení beranu	Čtyřboké tvaru O	Čtyřboké tvaru X	Osmiboké
Uložení výstředníkové hřídele	Dvojbodé	Dvojbodové	Tříbodové
Obsluha	Manuální	Robotizované pracoviště	Robotizované pracoviště

Jak je patrné z tabulky, stroj, kterým se tato diplomová práce zabývá je tedy svislý výstředníkový lis s kulisovým mechanismem. Řada výrobních strojů s označením SKL se využívá pro výrobu přesných zápusťkových výrobků, které své využití nacházejí zejména v automobilovém, stavebním a v jim příbuzných odvětvích průmyslu. Kovací operace lze na stroji provádět za tepla či poloohřevu s tvářecími silami od 10 MN až po 65 MN v závislosti na použitém modelu stroje. Jak plyne z názvu, stroj SKL 2500 dosahuje jmenovité tvářecí síly 25 MN. Podrobnější technická data popisující tento lis jsou vypsána v následující tabulce.

Tabulka 2 Technické parametry lisu SKL 2500 (Zdroj: www.smeral.cz)

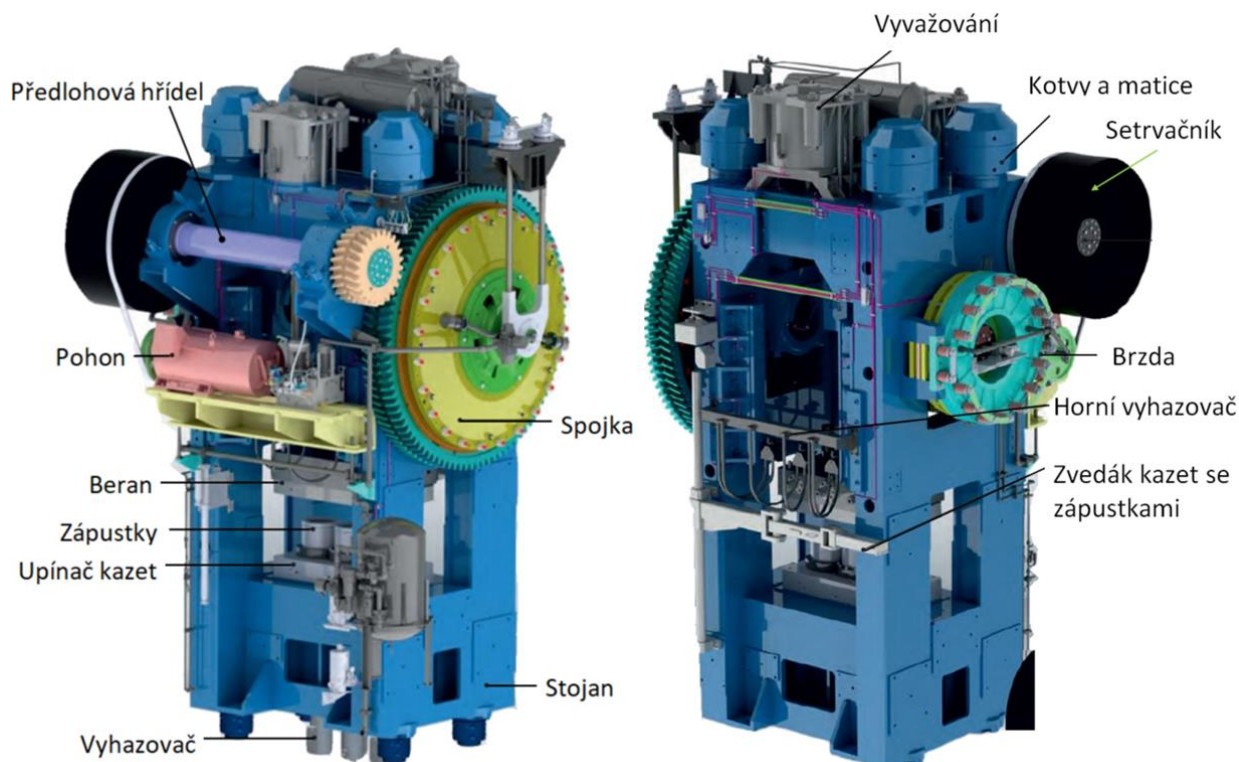
		SKL 2500
Jmenovitá tvářecí síla	kN	25 000
Sevření	mm	1130
Průchod	mm	2950
Upínací plocha stolu	mm	1900x1700
Upínací plocha beranu	mm	1700 x 1500
Hydraulické přestavení beranu	mm	16
Zdvih/Počet zdvihů	mm/min-1	340/70
Celkový instalovaný výkon	kW	160
Rozměry stroje d*š*v	m	5,5*5,5*8,0
Hmotnost	kg	205 000
Počet operací	-	5

5.3 Popis lisu SKL 2500

5.3.1 Konstrukce

Základem kovacího lisu SKL 2500 je mohutný svařovaný uzavřený, stojanový, nedělený rám. Celková tuhost stroje je podpořena sloupy procházejícími středem stojin, které jsou předepnuty ve směru tvářecí síly pomocí kotev a matic. Mezi stojinami je umístěn beran, který je navržen jako odlitek ze slitinové oceli určené pro odlitky. Jeho přesný vertikální opakovaný pohyb vůči rámu zajišťuje osmiboké kluzné nastavitelné bronzové vedení. Spodní plochu beranu pokrývá odolná deska, která chrání povrch před poškozením. Pro přesné nastavení sevřené výšky je beran opatřen přesuvným mechanismem. Na horním příčniku lze nalézt vyvažování beranu pro vymezení vůlí v kulisovém mechanismu, které v něm jinak způsobují tvrdé rázy a ty pak snižují životnost kluzných ložisek a ostatních částí stroje. [8]

Lis je také možné dovybavit celou řadou příslušenství dle přání zákazníka. Mezi tento sortiment patří například různé typy vyhazovačů, zvedáků a upínačů zápustek a mnoho dalšího pomocného zařízení. [8]



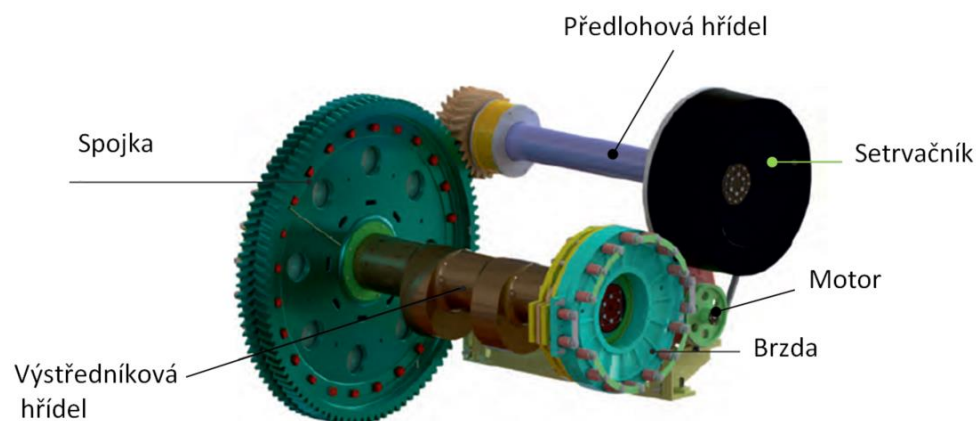
Obrázek 19 Popis kovacího lisu SKL 2500 (Zdroj: www.smeral.cz)

5.3.2 Pohon

Jak již bylo zmíněno, pohon lisu SKL pracuje na principu výstředníkové hřídele a kulisového mechanismu. Základním členem pohonu je asynchronní elektromotor o výkonu 160 kW. Protože je ale potřebné odebírat velké množství energie pro tváření pouze v malém časovém okamžiku, není možné takto velké množství odebírat přímo z motoru, ale používá se odběr z akumulátoru energie, který má podobu setrvačnicku. Setrvačnick je uložen na pravé straně předlohové hřídele a roztáčen elektromotorem přes řemenový převod. Svou kinetickou energii předává přes pevný spoj předlohové hřídeli uložené ve valivých ložiskách v horní části rámu, která následně předává své otáčky a točivý moment přes pastorek velkému čelnímu šípovému ozubenému kolu uloženému ve valivých ložiskách na levém konci výstředníkové hřídele. Ve

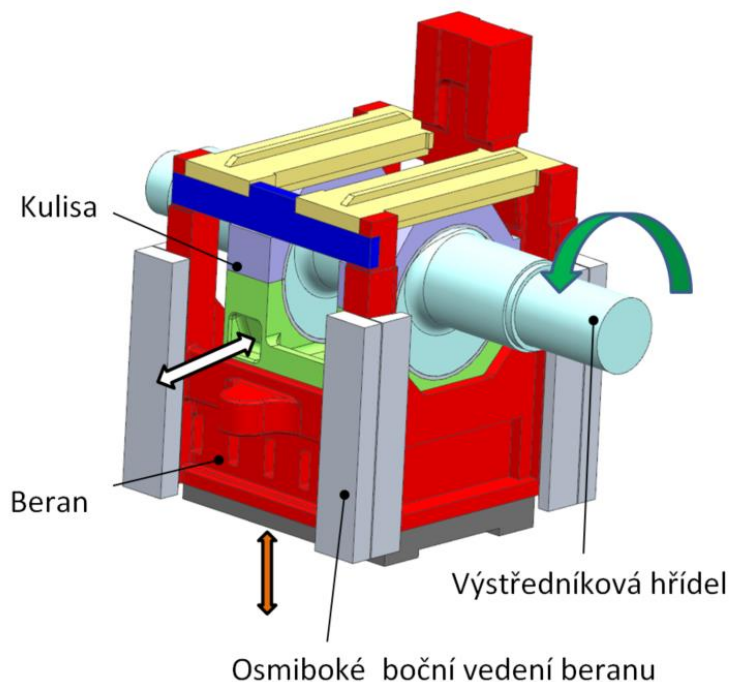
velkém kole ozubeného převodu je umístěna spojka, která má za úkol sepnout v momentě, kdy je potřeba roztočit výstředníkovou hřídel a naopak vypnout ve chvíli, kdy je potřeba hřídel zastavit. Jedná se o třetí, pneumaticky ovládanou, vzduchem chlazenou lamelovou spojku.

Na pravém konci výstředníkové hřídele se nachází brzda, která má za úkol bezpečně zastavit výstředníkovou hřídel a všechny její spojené části v požadovaném brzdícím úhlu. Brzda je zde navržena jako lamelová třecí, pneumaticky ovládaná, ale na rozdíl od spojky je vodou chlazená.



Obrázek 20 Popis pohonu lisu SKL 2500 (Zdroj: www.smeral.cz)

Kulisový mechanismus funguje tak, že výstředníková hřídel svou rotací působí na kulisy, které jsou na ní kluzně, rotačně uloženy. Ty díky kluznému posuvnému uložení s beranem mohou vykonávat vodorovný pohyb vůči beranu, což má za následek, že beran vlivem svého bočního, osmibokého, kluzného vedení vykonává svislý pohyb vůči rámu stroje.



Obrázek 21 Popis kulisového mechanismu (Zdroj: autor)

6 Planetová převodovka pro lis SKL 2500

6.1 Zadání

Přesné zadání diplomové práce zní „Návrh pohonu kovacího lisu 25 MN bez předlokové hřídele a s planetovou převodovkou uvnitř setrvačníku na hlavním hřídeli“.

6.1.1 Osnova práce

Osnovou praktické části je:

- Vytvořit variantní řešení pohonu lisu s planetovou převodovkou nebo diferenciálem
- Vypracovat konstrukční řešení pro vybranou variantu pohonu
- Provést pevnostní kontrolu navrženého řešení
- Vypracovat zadanou výkresovou dokumentaci

6.1.2 Vstupní data

Při počátku bylo zadavatelem diplomové práce poskytnuto několik potřebných dat pro vypracování diplomové práce. Všechna jsou zaznamenána v následující tabulce.

Tabulka 3 Vstupní data pro konstrukci (Zdroj: zadání diplomové práce)

	Značení	Jednotky	Hodnota
Jmenovitá tvářecí síla	F_j	MN	25
Jmenovitý točivý moment výstředníkové hřídele	M_j	MNm	1,75
Maximální otáčky výstředníkové hřídele	n_{vystr}	min^{-1}	70
Využitelný počet zdvihů za minutu	z_{vyuz}	min^{-1}	20
Brzdňý úhel	α_b	°	30
Úhel rozběhu	α_r	°	30
Celková práce současného lisu	A_{celk}	kJ	444,69
Rozběhová práce současného lisu	A_{roz}	kJ	202,75
Ztrátová práce vlivem prokluzu lamel spojky	$A_{prokluz}$	kJ	103,80
Požadovaná životnost	L_{poz}	h	25 000

Zbylé vstupní parametry plynou z konstrukce kovacího lisu SKL 2500, které byly odečítány z CAD modulu, který byl součástí zadání.

6.2 Návrh variant řešení

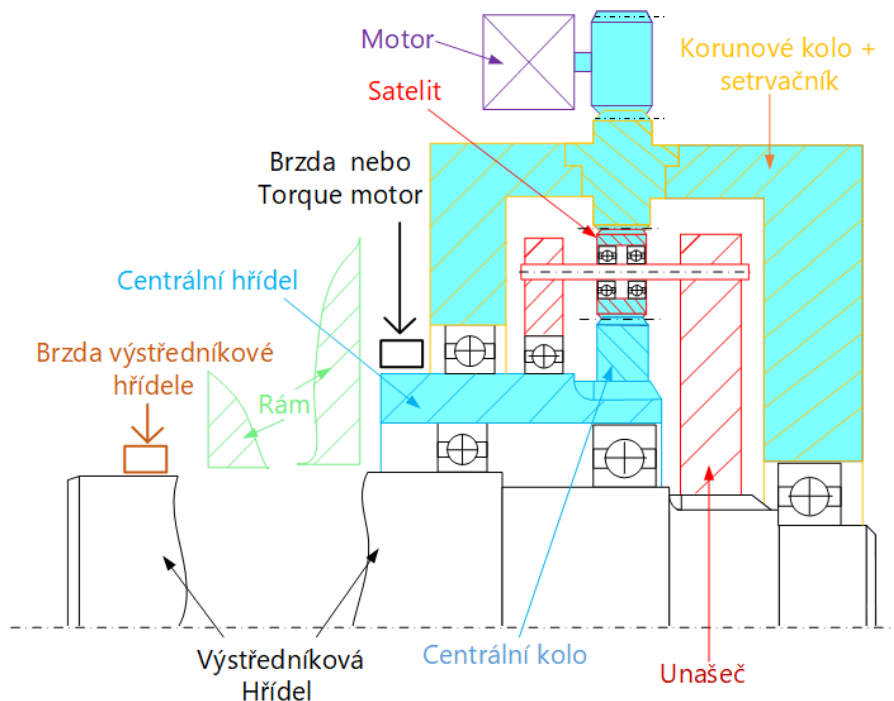
Velmi důležitým prvním krokem, který předchází samotnému navrhování a dimenzování jednotlivých částí planetové převodovky, je schématické naznačení různých variant řešení. Celkem jsou navrženy tři různé provedení planetové převodovky. První dvě varianty s označením A a B jsou navrženy jako diferenciál, zatímco varianta C pouze jako planetový převodový mechanismus. Použití diferenciálu by mohlo být u tvářecích strojů velmi výhodné, protože tato koncepce to umožňuje odstraněním spojky, ve které se obvykle ztrácí velké

množství energie prokluzem lamel při rozběhu beranu, výstředníkové hřídele, lamel spojky a dalších částí. Dle Kamelander (1982, s. 20) se při rozběhu mechanismu přemění třením lamel na teplo přibližně stejné množství energie, jako je potřeba pro rozběh všech částí mechanismu.

6.2.1 Varianta A

Varianta A je navržena jako planetová převodovka se dvěma stupni volnosti neboli jako diferenciál. Na Obrázku 22 a 23 je schematicky znázorněn řez touto převodovkou, který zachycuje princip přenosu vstupního točivého momentu a otáček mezi jednotlivými výstupními členy. Pro snadnější představu toho, jaké části se pohybují při rotaci výstředníkové hřídele a které zase naopak stojí, znázorňují následující dva obrázky. Na Obrázku 22 jsou vybarveny tyrkysovou barvou všechny členy, které se pohybují při zastavené výstředníkové hřídeli, a nevybarvené stojí.

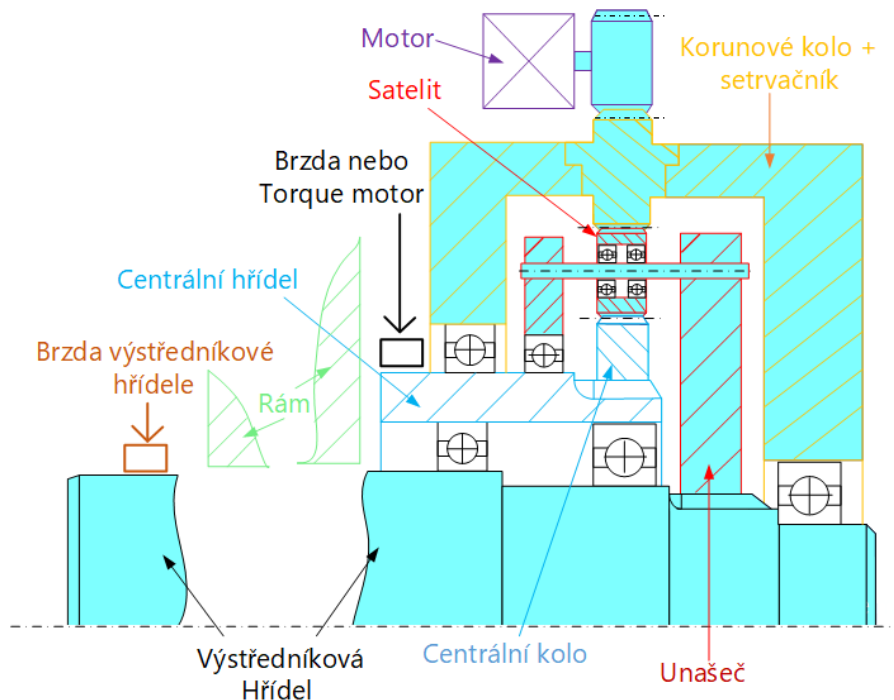
Princip tohoto diferenciálu spočívá v tom, že elektromotor musí před samotným tvářením nejdříve roztočit korunové kolo na určité otáčky přes ozubení nebo řemen, jenž v tomto případě plní i funkci setrvačnicku. Na Obrázku 22 jsou tyrkysovou barvou vyznačeny členy pohybující se při zastavené výstředníkové hřídeli, která je v horní úvrati držena její brzdou. Je tedy jasné, že za předpokladu vypnuté brzdy centrální hřídele nebo torque motoru, pak vlivem diferenciálu společně s korunovým kolem také rotuje centrální kolo otáčkami danými převodovým poměrem mezi těmito koly.



Obrázek 22 Schéma varianty A s vyznačenými pohybujícími se členy při zastavené výstředníkové hřídeli
(Zdroj: autor)

Ve chvíli, kdy má setrvačnick dostatečné otáčky a tím i dostatek kinetické energie pro provedení tvářecí operace, lze uvolnit brzdou výstředníkové hřídele a zároveň sepnout brzdou centrální hřídele nebo torque motor, který by v této chvíli pracoval v generátorovém režimu jako brzda, přičemž by vytvářel elektrickou energii a ukládal jí do akumulátoru, ze kterého by se následně mohla opět používat. Tímto se plynule zastaví centrální hřídel a vlivem diferenciálu roztočí výstředníková hřídel. Aby se výstředníková hřídel roztočila na požadované otáčky dané převodovým poměrem převodového mechanismu mezi vstupním a

výstupním členem, je nutné centrální kolo zcela zastavit. Pohyb jednotlivých členů při rotaci výstředníkové hřídele naznačuje Obrázek 23, ve kterém jsou pohybující se členy vybarveny tyrkysovou barvou.



Obrázek 23 Schéma varianty A s vyznačenými pohybujícími se členy při rotující výstředníkové hřídele (Zdroj: autor)

Ve chvíli, kdy je nutné zastavit výstředníkovou hřídel, tak těsně před horní úvratí sepne její brzda a zároveň se uvolní brzda centrální hřídele nebo roztočí torque motor, který je částečně napájen energií uloženou v akumulátoru. Výstředníková hřídel je plynule zastavena a diferenciál zároveň způsobí roztočení centrální hřídele.

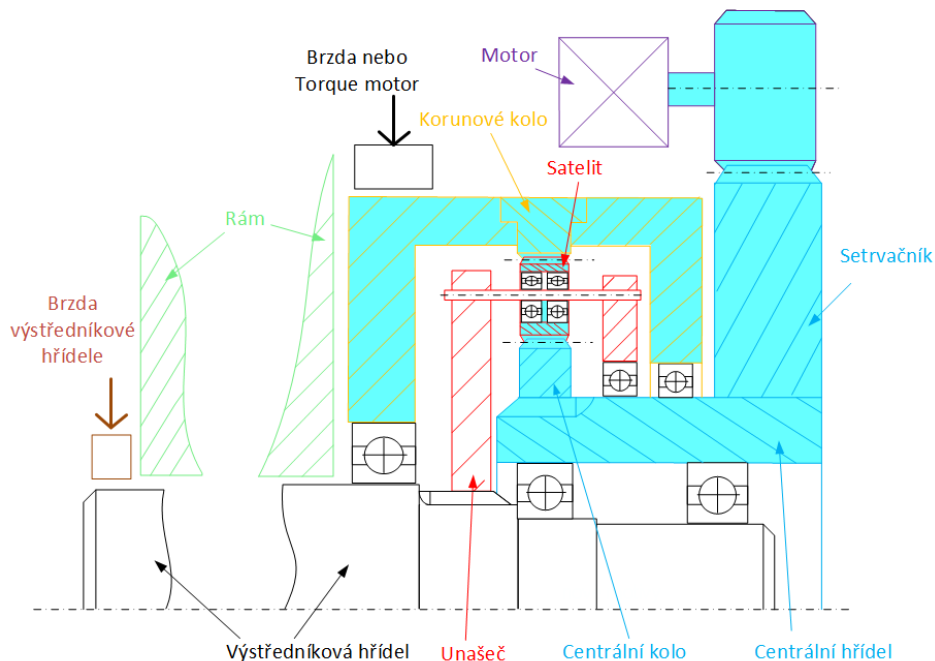
Po prostudování schémat si lze všimnout, že zde není použita spojka. Není to v tomto případě potřeba, protože diferenciál při zastavení výstředníkové hřídele plynule předává otáčky centrální hřídele a naopak. Je ale nutné přidat ještě jednu brzdu nebo torque motor pro zastavování centrálního kola při tváření. Torque motor je charakteristický tím, že může vyprodukovat vysoké točivé momenty, a to buď jako motor nebo brzda. Oba dva tyto prvky by zároveň plnily bezpečnostní funkci, protože by byly nadimenzované tak, aby při překročení dovolené tvářecí síly umožnily prokluz centrální hřídele a tím zamezily destrukci stroje. Rozhodnutí, které určí, zdali je lepší řešení brzda nebo torque motor, padne pravděpodobně až při samotné konstrukci.

6.2.2 Varianta B

Varianta B je opět navržena jako diferenciál, ale liší se od té předchozí rozdílnými vstupními a výstupními členy převodovky. Na následujících schématech lze také vidět řez planetovou převodovkou, na němž je vidět mechanické uspořádání diferenciálu varianty B. Pro snazší představu jsou níže opět vytvořena dvě schémata, ve kterých jsou vyznačena pohybující se členy v závislosti na rotaci výstředníkové hřídele.

Před zahájením tváření je nejprve nutné elektromotorem roztočit setrvačnick na předem určené otáčky přes řemen nebo ozubení, aby v něm byla naakumulována potřebná kinetická energie pro tvářecí operaci. Na Obrázku 24 jsou tyrkysovou barvou vyznačeny členy, které se

pohybují, když je výstředníková hřídel držena v horní úvratí její brzdou při dobíjení setrvačnicku. Jak je patrné ze schématu, vlivem diferenciálu se točí společně se setrvačnickem také korunové kolo otáčkami danými převodovým poměrem mezi centrálním a korunovým kolem. V tomto okamžiku nesmí být korunové kolo brzdou či torque motorem bržděno. Rozhodnutí, zda bude použita brzda nebo torque motor padne až při případné konstrukci této varianty.

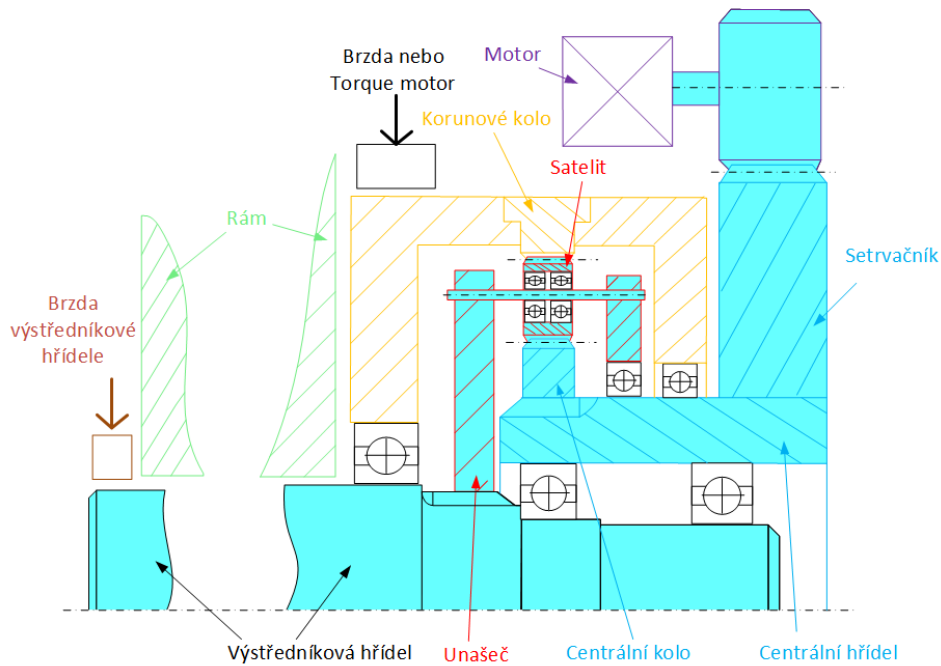


Obrázek 24 Schéma varianty B s vyznačenými pohyblivými se členy při zastavení výstředníkové hřídele
(Zdroj: autor)

Ve chvíli, kdy je setrvačnick dostatečně nabitý, lze roztočit výstředníkovou hřídel. Toho lze docílit odbrzděním její brzdy a zároveň sepnutím brzdy korunového kola nebo torque motoru v generátorovém režimu, přičemž plní funkci brzdy. V tento moment se díky vstupnímu točivému momentu ze setrvačnicku a zastavujícímu se korunovému kolu začne plynule roztáčet výstředníková hřídel. Moment potřebný pro rozhýbání kulisového mechanismu a následně pro tváření, vstupuje ze setrvačnicku přes centrální hřídel, centrální kolo, satelity, unášec až na výstředníkovou hřídel. Pohyblivé části při roztočené výstředníkové hřídeli objasňují tyrkysově vybarvené části převodovky na následujícím Obrázku 25.

Ve chvíli, kdy je potřeba opět zastavit výstředníkovou hřídel, tak těsně před horní úvratí spíná brzda výstředníkové hřídele a zároveň se uvolní brzda korunového kola nebo sepnou torque motor. Díky tomu dojde k zastavení výstředníkové hřídele a kulisového mechanismu a zároveň k rotaci korunového kola vlivem diferenciálu, což opět odpovídá situaci naznačené na Obrázku 24.

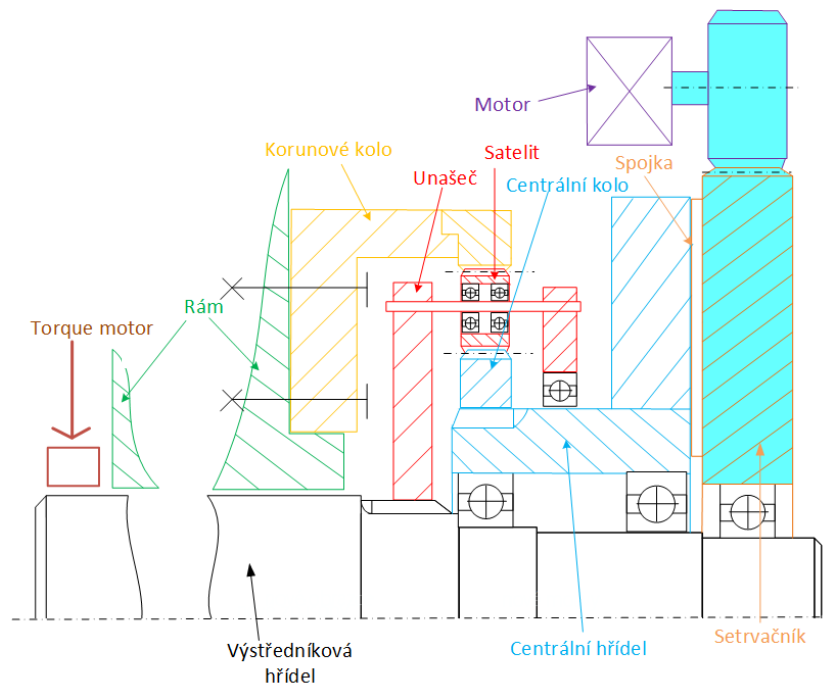
Tento návrh stejně jako varianta A neobsahuje spojku. Není zde také potřeba, protože brzda korunového kola je nadimenzována tak, aby v případě přetížení lisu umožnila protočení korunového kola a nedošlo tak k destrukci stroje.



Obrázek 25 Schéma varianty B s vyznačenými pohybujícími se členy při roztočené výstředníkové hřídeli (Zdroj: autor)

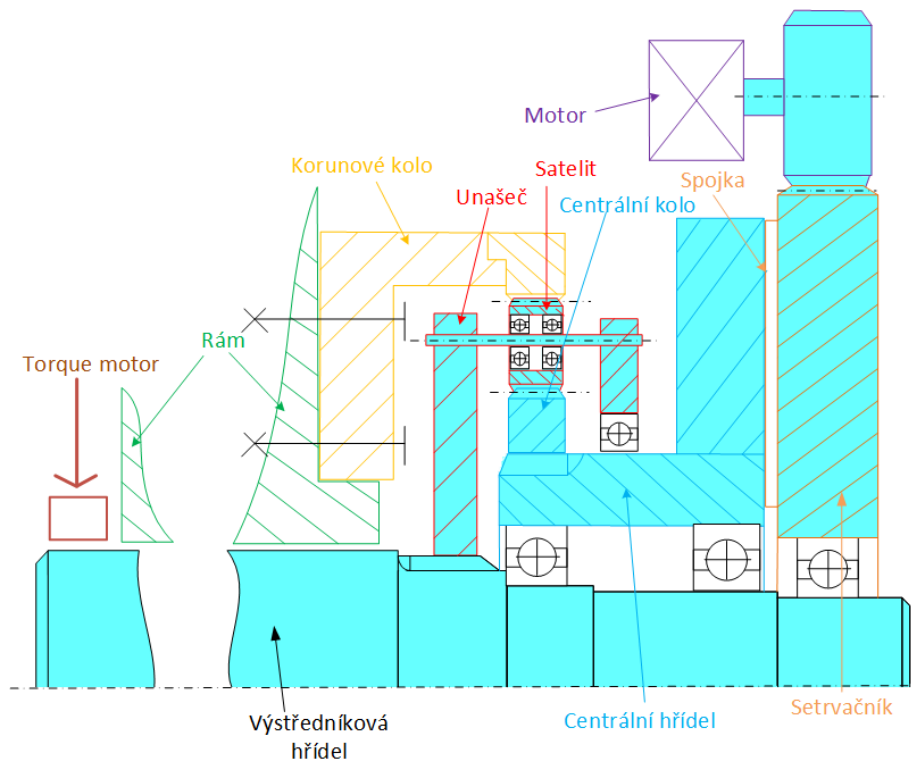
6.2.3 Varianta C

Korunové kolo je v tomto případě pevně fixováno šrouby k rámu stroje, což znamená, že převodovka má pouze jeden stupeň volnosti a nemůže tak plnit funkci diferenciálu. Do konstrukce je tedy nutné přidat spojku, která slouží pro přerušení přenosu točivého momentu ze setrvačníku ve chvíli, kdy je potřeba výstředníkovou hřídel zastavit. Je nadimenzována tak, aby přenesla požadovaný točivý moment, ale zároveň umožnila prokluz lamel při překročení dovolené tvářecí síly a tím znemožnila destrukci stroje. Následující schéma tyrkysovou barvou vyznačuje členy převodovky, které jsou v pohybu při zabrzděné výstředníkové hřídeli.



Obrázek 26 Schéma varianty C s vyznačenými pohybujícími se členy při zabrzděné výstředníkové hřídeli (Zdroj: autor)

Na levé straně původní brzdy vystřídal torque motor. Ten má za úkol roztáčet celý mechanismus a následně ho také v potřebné chvíli zastavit. Při brždění pracuje v generátorovém režimu, přičemž vyrábí elektrickou energii a ukládá ji do akumulátoru, ze kterého se pak energie opět použije při rozběhu mechanismu. Spojka spíná vždy až ve chvíli, kdy jsou otáčky setrvačnicku srovnané s centrálním kolem, což minimalizuje prokluz lamel a tím snižuje ztráty energie v porovnání s dosavadním řešením. Pro samotné tváření se využívá energie uložená v roztočeném setrvačnicku. Točivý moment potřebný pro tváření se ze setrvačnicku postupně přenesse přes třecí lamely spojky, centrální hřídel, centrální kolo, satelity až na unašeč, který je pevně spojen výstředníkovou hřídelí drážkováním nebo kolíky. Pohybující se výstředníkovou hřídel a všechny ostatní části s tím související naznačuje tyrkysová barva na Obrázku 27.



Obrázek 27 Schéma varianty C s vyznačenými pohybuujícími se členy při roztočené výstředníkové hřídeli
(Zdroj: autor)

Pro zastavení kulisového mechanismu těsně před horní úvratí je nutné sepnout torque motor v generátorovém režimu a zároveň uvolnit lamely spojky. Výsledkem pak bude zastavení všech částí planetové převodovky s rotujícím setrvačnickem tak, jak výše naznačuje Obrázek 26.

6.3 Zhodnocení jednotlivých variant

Jak již bylo zmíněno, je žádoucí, aby byla ze stroje odstraněna spojka, protože zde dochází k ztrátám energie vlivem prokluzu lamel, a proto se tato diplomová práce bude soustředit v první řadě na planetové převodovky s diferenciálem. Varianta C tak byla navržena hlavně pro případ, že by se při návrhu diferenciálu vyskytl nějaký závažný problém, který by znemožnil nebo znevýhodnil jeho následné použití.

Při srovnání obou navržených diferenciálních převodovek se jeví jako lepší varianta A, a to hlavně proto, že korunové kolo plní zároveň funkci setrvačnicku, což by mohlo být z ekonomického hlediska výhodnější. Další výhodou této varianty je také na první pohled patrná úspora energie potřebná pro neustálý rozběh a zastavování částí spojených

mechanickou vazbou na pohyb výstředníkové hřídele. U varianty A je potřeba vždy rozběhnout a zastavit výstředníkovou hřídel, unašeč, satelity, centrální kolo a hřídel, zatímco u varianty B výstředníkovou hřídel, unašeč, satelity a korunové kolo, které kvůli svému velkému průměru má větší hmotný moment setrvačnosti a s tím i spojenou větší kinetickou energii. Pro následující vývoj je tedy vybrána varianta A.

6.4 Konstrukce varianty A

6.4.1 Návrh soukolí planetového diferenciálu

Prvním krokem konstrukce planetového diferenciálu dle varianty A je návrh ozubených kol v programu KISSsoft. Jde o software, který je určen pro detailní výpočty ozubení, hřídel, ložisek, šroubů a dalších spojovacích nástrojů.

Vstupní data a požadavky pro návrh ozubení v programu KISSsoft

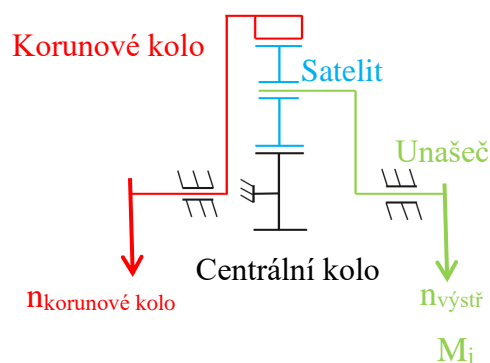
Tabulka 4 Vstupní data pro návrh ozubení varianty A (Zdroj: autor)

	Značení	Jednotky	Hodnota
Maximální výstupní točivý moment = jmenovitý moment	M_j	MNm	1,75
Výstupní otáčky unašeče = otáčky výstředníkové hřídele	n_{vystr}	min^{-1}	70
Maximální průměr patní kružnice korunového kola	d_{f3}	mm	2650

Maximální průměr patní kružnice korunového kola byl zvolen s ohledem na rozměry stroje. Mezi další požadavky, které je nutné brát v úvahu při návrhu soukolí jsou:

- přímé ozubení - pro snadnou výrobu
- mazání olejem
- co nejmenší šířka soukolí - velký vliv na výslednou šířku lisu
- dynamické namáhání spojené s tvářením

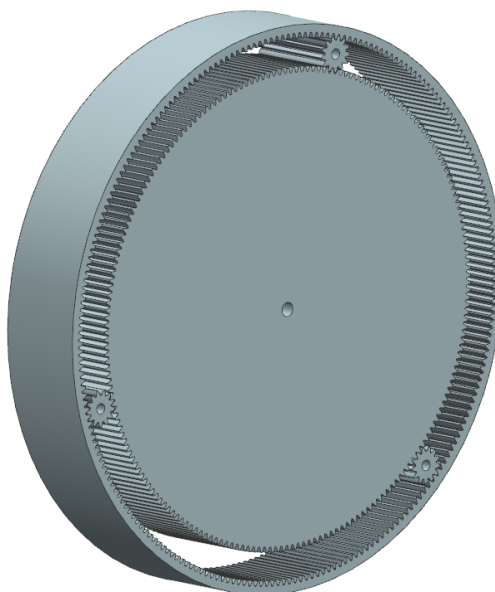
V programu KISSsoft je definován jako vstupní člen korunové kolo a výstupní člen unašeč, kterému jsou přiřazeny jako okrajové podmínky $n_{\text{výstř}}$ a M_j . Centrální kolo stojí. Při samotném návrhu bylo ale zjištěno, že není možné dostat se na větší převodový poměr než 1,9 mezi vstupním a výstupním členem. Při důkladném prohlédnutí Obrázku 28, který schematicky naznačuje tuto variantu A, si lze všimnout, že se nejedná o tradiční využití planetové převodovky ve smyslu vstupního a výstupního členu. Většinou je v případě reduktoru s jednoduchými satelity vstupním členem centrální kolo a výstupním unašeč. Tato varianta je navržena rovněž jako reduktor, vstupním členem je korunové kolo, což neumožní vytvořit velký převodový poměr mezi vstupním a výstupním členem.



Obrázek 28 Vstupní a výstupní členy varianty A pro výpočet v programu KISSsoft (Zdroj: autor)

Výsledek návrhu ozubení

Výsledek návrhu je znázorněn na Obrázku 29. Je zřejmé, že při snaze dosáhnout většího převodového poměru mezi korunovým kolem a unašečem je zapotřebí zmenšovat satelity a zvětšovat centrální kolo. To však není možné, protože je nutné do jednotlivých satelitů umístit valivá ložiska, kterými prochází čepy unašeče. Jen pro představu, na obrázku níže je vidět poměr velikostí patních kružnic korunového kola a satelitů. Průměr patní kružnice korunového kola d_{f3} je 2639,13 mm a průměr patní kružnice satelitů d_{f2} pouhých 169,16 mm při převodu 1,85. Z takto malé velikosti satelitů je jasné, že do nich není možné uložit ložiska a čep, které by společně bezpečně mohly přenášet velké radiální síly spojené s přenosem velkého točivého momentu potřebného pro tváření, a navíc převodový poměr o maximální velikosti 1,9 není dostačující, a proto se dále bude tato diplomová práce soustředit na variantu B.



Obrázek 29 3D model planetového soukolí varianty A s převodovým poměrem o velikosti 1,85 (Zdroj: autor)

6.5 Konstrukce varianty B

6.5.1 Návrh soukolí planetového diferenciálu

Prvním krokem při konstrukci této varianty je opět návrh planetového soukolí, protože od výsledných rozměrů jednotlivých ozubených kol se odráží všechny zbylé komponenty. Pro tento krok padla opět volba na výpočtový software KISSsoft.

Vstupní data a požadavky pro návrh ozubení v programu KISSsoft

Tabulka 5 Vstupní data pro návrh ozubení varianty B (Zdroj: autor)

	Značení	Jednotky	Hodnota
Maximální výstupní točivý moment = jmenovitý moment	M_j	MNm	1,75
Výstupní otáčky unašeče = otáčky výstředníkové hřídele	n_{vystr}	min^{-1}	70
Maximální průměr patní kružnice korunového kola	d_{f3}	mm	2650

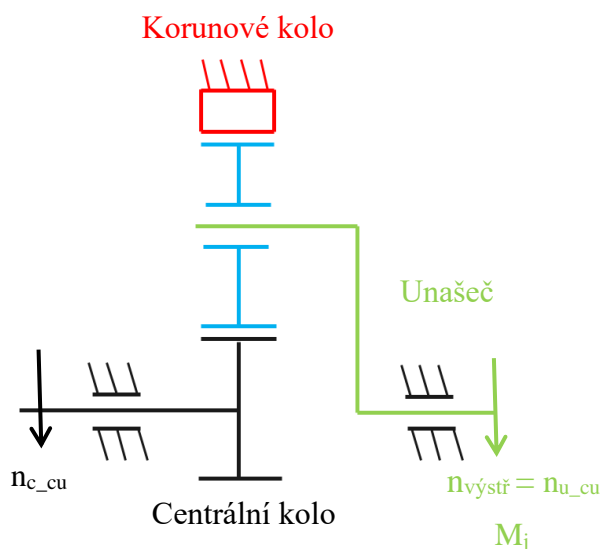
Maximální průměr patní kružnice korunového kola byl zvolen s ohledem na rozměry stroje. Mezi další požadavky, které je nutné brát v úvahu při návrhu soukolí jsou:

- přímé ozubení - pro snadnou výrobu
- mazání olejem
- co nejmenší šířka soukolí - velký vliv na výslednou šířku lisu
- dynamické namáhání spojené s tvářením

Ve výpočetním softwaru KISSsoft je u této varianty oproti té předchozí zadefinován jako vstupní člen centrální kolo a výstupní člen unašeč, kterému jsou přiřazeny jako okrajové podmínky otáčky $n_{výstř}$ a točivý moment M_j dle Obrázku 30. Návrh je prováděn dle normy DIN3990:1897 Method B (YF method C) se zvýšeným aplikačním faktorem K_A a koeficientem distribuce zatížení mezi jednotlivými satelity K_γ . Aplikační faktor K_A je zvýšen na hodnotu 2,25, což znamená, že je soukolí navrhováno tak, aby bylo schopné přenášet zatížení ve formě rázů a koeficient K_γ je nastaven na hodnotu 1,15, aby návrh bral v úvahu nerovnoměrné zatížení jednotlivých satelitů.

Pro navrhované planetové soukolí je důležité, aby splňovalo všechny bezpečnostní faktory, jejich minimální hodnoty jsou dle normy DIN3990:1897 stanoveny takto:

- SH (Flank safety) = 1,0 - kontrola na Hertzovy tlaky na boku zubu (bezpečnost na pitting)
- SF (Root safety) = 1,4 - kontrola na únavu lom v patě zubu
- SS (Safety against scuffing - integral temperature) = 1,8 - kontrola na zadírání v průběhu záběru - vnitřní teplota
- SB (Safety against scuffing - flash temperature) = 1,0 – kontrola na zadírání při vstupu do záběru



Obrázek 30 Vstupní a výstupní členy pro výpočet v programu KISSsoft včetně okrajových podmínek (Zdroj: autor)

Výstupní data z návrhu ozubení

Výsledkem návrhu je planetové soukolí s přímým ozubením se třemi satelity, jehož základní rozměry jsou uvedeny Tabulce 6 a jeho 3D podobu lze vidět na Obrázku 31.

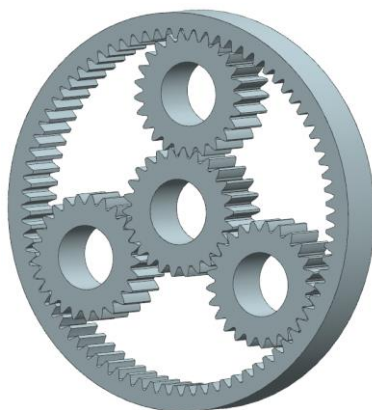
Tabulka 6 Základní parametry navrženého planetového soukolí varianty B (Zdroj: autor)

	Jednotky	Centrální kolo		Satelity		Korunové kolo	
		Značení	Hodnota	Značení	Hodnota	Značení	Hodnota
šířka ozubení	mm	b_1	360	b_2	360	b_3	360
modul	mm	m	32	m	32	m	32
úhel záběru	°	α	20	α	20	α	20
počet zubů	-	z_1	26	z_2	25	z_3	79
roztečná kružnice	mm	d_1	832	d_2	800	d_3	2528
patní kružnice	mm	d_{f1}	783,48	d_{f2}	764,43	d_{f3}	2625,21
hlavová kružnice	mm	d_{a1}	927,48	d_{a2}	908,428	d_{a3}	2481,21

Při těchto rozměrech se povedlo dosáhnout převodového poměru i_{cu} mezi centrálním kolem a unašečem při zastaveném korunovém kole 4,04. Pro zjištění převodového poměru pro případ, že stojí unašeč a rotuje centrální a korunové kolo, je vytvořen nový výpočtový model s odpovídajícími okrajovými podmínkami. Výsledkem je vypočtený převodový poměr i_{ck} mezi centrálním a korunovým kolem, který má hodnotu 3,04.

Tabulka 7 Převodové poměry a otáčky jednotlivých členů planetového soukolí (Zdroj: autor)

	Jednotky	Rotace: Centrální kolo a unašeč		Rotace: Centrální a korunové kolo	
		Značení	Hodnota	Značení	Hodnota
převodový poměr	-	i_{cu}	4,04	i_{ck}	3,04
otáčky – centrální kolo	min^{-1}	n_{c_cu}	282,7	n_{c_ck}	282,7
otáčky – korunové kolo	min^{-1}	n_{k_cu}	0	n_{k_ck}	93
otáčky - satelity	min^{-1}	n_{s_cu}	221,2	n_{s_ck}	294,0
otáčky - unašeč	min^{-1}	n_{u_cu}	70	n_{u_ck}	0



Obrázek 31 3D model planetového soukolí varianty B (Zdroj: autor)

Soukolí je mazáno minerálním olejem s označením ISO-VG-320. Jednotlivá kola jsou vyrobena z následujících materiálů:

- korunové kolo - 36 CrNiMo 4 (jádro šlechtěno na 210 HBW)
- centrální kolo - 18CrNiMo7-6 (jádro ≥ 30 HRC, povrch 61 HRC)
- satelity - 18CrNiMo7-6 (jádro ≥ 30 HRC, povrch 61 HRC)

Tabulka 8 Výsledky bezpečnosti Flank safety a Root safety (Zdroj: autor)

	Jednotky	Centrální kolo		Satelity		Korunové kolo	
		Značení	Hodnota	Značení	Hodnota	Značení	Hodnota
bezpečnost SH	-	SH ₁	1,37	SH ₂	1,37	SH ₃	1,57
bezpečnost SF	-	SF ₁	2,77	SF ₂	1,99	SF ₃	2,31

Tabulka 9 Výsledky bezpečnosti Safety against scuffing (internal and flash temperature) (Zdroj: autor)

	Jednotky	Soukolí:		Soukolí:	
		Centrální kolo - Satelity		Satelity - Korunové kolo	
		Značení	Hodnota	Značení	Hodnota
bezpečnost SS	-	SS ₁	1,95	SS ₂	2,58
bezpečnost SB	-	SB ₁	1,35	SB ₂	3,83

Z tabulek zachycujících výsledky bezpečnosti planetového soukolí plyne, že soukolí z bezpečnostního hlediska vyhovuje. Detailní zpráva z návrhu planetového soukolí vygenerovaná z programu KISSsoft je vložena do příloh jako příloha č. 1.

6.5.2 Návrh ložisek satelitů

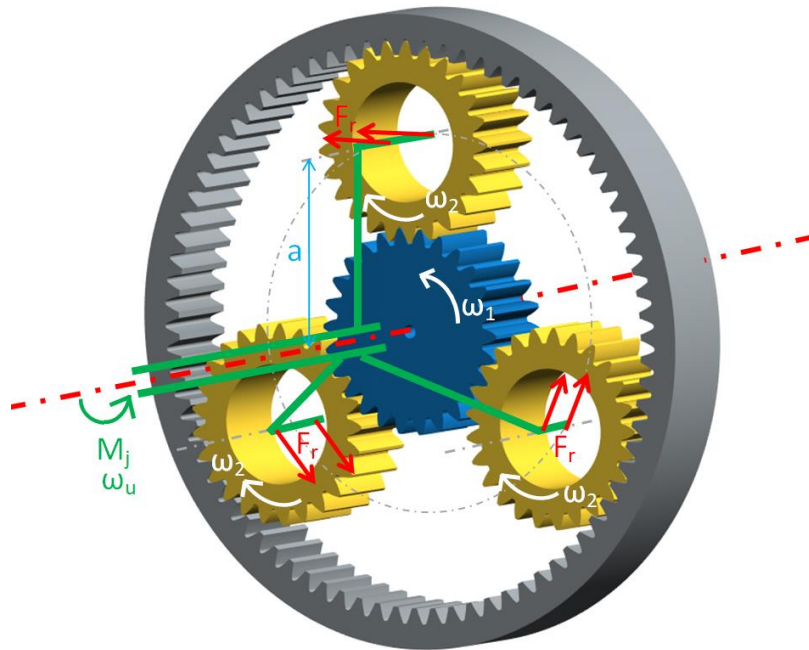
Všechny tři satelity jsou uloženy na dvojici valivých ložisek. Výpočet ložisek byl proveden v softwaru MITcalc. Jedná se o program určený pro technické výpočty s velmi přívětivým uživatelským rozhraním v prostřední Microsoft Excel. Před samotným návrhem ložisek je ale nejdříve nutné stanovit všechny síly působící na ložiska. Všech šest ložisek je zatěžováno stejně velkou radiální silou F_r , která je způsobena jmenovitým točivým momentem M_j od výstředníkové hřídele. Velikost síly F_r lze stanovit dle následujícího schématu takto:

Hodnoty potřebné pro výpočet:

- mezosová vzdálenost $a = 849,40$ mm
- počet ložisek $l = 6$ [-]
- jmenovitý točivý moment výstředníkové hřídele $M_j = 1,75$ MNm
- [koeficient pro nerovnoměrnost zatížení satelitů [10]] $c = 0,85$

Výpočet:

- výpočet radiální síly působící na ložisko $F_r = \frac{M_k}{l \cdot c \cdot a} = 403\,976,05$ N



Obrázek 32 Schéma s vyznačenými silami pro výpočet F_r působící na ložiska satelitů (Zdroj: autor)

Zadáním je stanovena požadovaná životnost převodovky na 25 000 hodin, a proto jsou na tuto hodnotu nadimenzována všechna ložiska. Zatížení ložisek působí velmi proměnlivě. Největší zatížení působí při tváření, které začíná přibližně 44° před spodní úvratí a končí ve spodní úvratí a během něj se síla F_r neustále mění v závislosti na tvářecí síle. Zbýlých 316° jsou ložiska zatěžována pouze silami spojenými s pohybem mechanismu. Aby bylo možné zadat všechny potřebné parametry pro návrh ložisek do programu MITcalc, je nutné nejdříve procentuálně stanovit, jak dlouho působí velké zatížení od momentu spojeného s tvářením ku menšímu zatížení vyvolaného pouze otáčením mechanismu.

Hodnoty potřebné pro výpočet procentuálního časového zatížení ložiska:

- Využitelný počet zdvihů $Z_{vyuz} = 20 \text{ min}^{-1}$
- Maximální otáčky výstředníkové hřídele $n_{vystr} = 70 \text{ min}^{-1}$
- Oblast tváření vyjádřená úhlem natočení hřídele $\alpha = 44^\circ$

Výpočet:

- Čas potřebný na jedno otočení výstředníkové hřídele $t_{otoc} = \frac{60}{n_{vystr}} = 0,85 \text{ s}$
- Maximální čas pohybu výstředníkové hřídele za min. $t_{max} = t_{otoc} * Z_{vyuz} = 17 \text{ s}$
- Oblast tváření vyjádřená v procentech $o = \frac{360^\circ}{\alpha} * 100 = 12 \%$
- Doba maximální zátěže ložiska za minutu $t_{l_{max}} = \frac{o * t_{max}}{100} = 2,04 \text{ s}$
- Procentuálně vyjádřený čas maximální zátěže ložiska $t_{l_{\%}} = \frac{t_{l_{max}} * 100}{60} = 3,4\%$

Ložisko je zatěžováno silou F_r vyvolanou tvářením pouze 3,4 % z celkového času a je uvažována jako konstantní. Pro zbylých 96,7 % času je uvažována desetinová radiální síla F_{r_n} . Axiální síla zde nepůsobí žádná. Nyní už je známo vše potřebné pro návrh ložisek.

Vstupní data pro návrh ložisek satelitů v programu MITcalc

Obrázek 33 Vstupní data pro výpočet ložisek satelitů (Zdroj: autor)

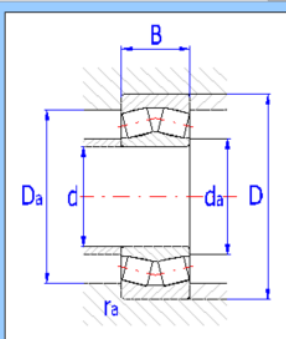
	Značení	Jednotky	Hodnota
Radiální síla působící na ložisko při tváření	F_r	N	403 976,05
Radiální síla působící na ložisko ve zbylé době	$F_{r,n}$	N	40397,6
Požadovaná životnost (MITcalc = základní trvanlivost)	L_{poz}	h	25000
Požadovaná statická bezpečnost	s_0	-	2,0
Otáčky satelitů při zastaveném korunovém kole	$n_{s,cu}$	min^{-1}	221,2
Otáčky satelitů při roztočeném korunovém kole	$n_{s,ck}$	min^{-1}	282,7
Procentuální čas zatížení silou F_r	$t_{l,\%}$	%	3,4

Výstup z návrhu ložisek satelitů

Vzhledem k velikosti sil působících na ložisko padla volba na šest stejných soudečkových dvouřadých ložisek. Pro konstrukci jsou vybrána ložiska s označením SKF 24056-B-MB. Ložiska splňují požadavky základní trvanlivosti, statické bezpečnosti i modifikované trvanlivosti a proto **vyhovují**. Základní rozměry a parametry ložiska lze vidět na následujícím obrázku. Kompletní výpočet je přiložen jako příloha č. 2.

2.1 Rozměry ložiska				Vyhledat		Hledat další		
ID	d	D	B	C	CO	nr	nmax	Ložisko
207	280,0	420,0	140,0	2000000	4000000	800	1100	24056-B-MB

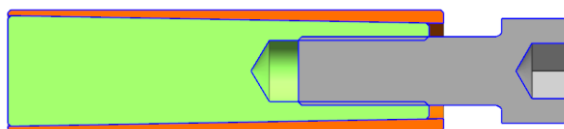
2.2 Parametry ložiska					
2.3	Základní dynamická únosnost	C	2000000 [N]	d	280
2.4	Dynamické ekvivalentní zatížení	P	268965,5 [N]	D	420
2.5	Základní trvanlivost	L10h	52063 [h]	B	140
2.6	Základní statická únosnost	CO	4000000 [N]	ramax	3
2.7	Statické ekvivalentní zatížení	PO	268965,5 [N]	Damax	405,4
2.8	Součinitel statické bezpečnosti	s0	14,87	damin	294,6
2.9	Dovolené radiální zatížení	Fmax	- [N]		
2.10	Dovolené axiální zatížení	Famax	- [N]		
2.11	Referenční otáčky	nr	800 [/min]		
2.12	Mezní otáčky	nmax	1100 [/min]		
2.13	Ztrátový výkon	NR	1823,43 [W]		
2.14	Váha ložiska	g	70,8 [kg]		



Obrázek 34 Základní rozměry a parametry ložiska satelitů (Zdroj: autor)

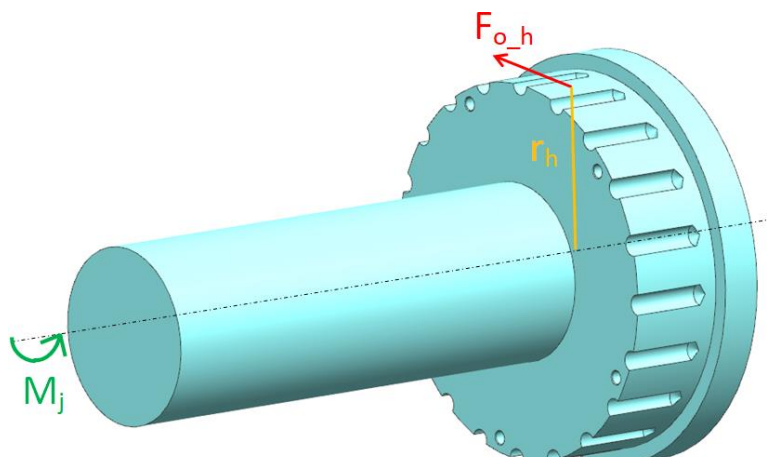
6.5.3 Návrh kolíků mezi výstředníkovou hřídelí a unašečem

Před samotným návrhem unašeče je nejdříve nutné navrhnout způsob přenosu jmenovitého točivého momentu mezi ním a výstředníkovou hřídelí. Ideální volbou budou speciální kolíky, které jsou složeny ze dvou těles s kuželovými plochami, které umožňují za pomoci šroubu vzájemné předepnutí a tím vymezení vůlí. Tělesa kolíků jsou z kaleného materiálu ČSN 11 700. O dostatečné předepnutí se stará šroub s vnitřním šestihranem o velikosti M24 x 70.



Obrázek 35 Sestava kolíku (Zdroj: autor)

Kolíky jsou mezi výstředníkovou hřídelí a unašečem uloženy podélně a působí na ně obvodová síla od jmenovitého točivého momentu $F_{o,h}$ a rameni r_h .



Obrázek 36 Schéma určené pro výpočet obvodové síly výstředníkové hřídele (Zdroj: autor)

Hodnoty potřebné pro návrh a kontrolu kolíků:

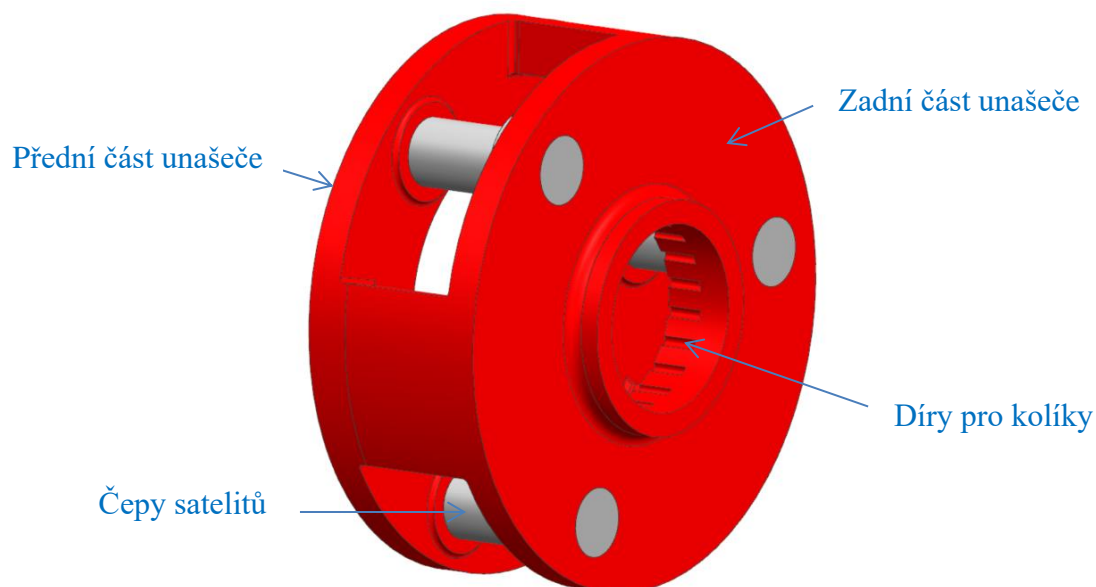
- | | |
|---|-------------------------------|
| – vnější průměr kolíku | $d_k = 42 \text{ mm}$ |
| – délka těla kolíku | $l_k = 150 \text{ mm}$ |
| – dynamický součinitel | $c = 1,2$ |
| – jmenovitý točivý moment | $M_j = 1,75 \text{ MNm}$ |
| – poloměr hřídele | $r_h = 379 \text{ mm}$ |
| – dovolený tlak pro míjivé zatížení – materiál ČSN 11 523 [8,5] | $p_D = 88 \text{ MPa}$ |
| – dovolené smykové napětí kolíku pro míjivé zatížení [5] | $\tau_{Dsm} = 70 \text{ MPa}$ |

Výpočet:

- | | |
|---|--|
| – obvodová síla působící na kolíky | $F_{o,h} = \frac{M_j}{r} = 4\,617,41 \text{ kN}$ |
| – počet kolíků vyjádřený z dovoleného tlaku | $n_k \geq \frac{2 \cdot F_{o,h} \cdot c}{d_k \cdot l_k \cdot p_D} = 19,98 [-]$ |
| – zvolený počet kolíků | $n_{k,zvoleny} = 20 [-]$ |
| – smykové napětí v kolíkách | $\tau_s = \frac{F_{o,h} \cdot c}{d_k \cdot l_k \cdot n} = 29,32 \text{ MPa}$ |
| – kontrola smykového napětí | $\tau_{Dsm} > \tau_s$ <u>Vyhovuje!</u> |

6.5.4 Prvotní návrh unašeče a čepů satelitů

Již je známé vše potřebné pro návrh unašeče a čepů satelitu, a proto lze přistoupit k jejich návrhu a následné kontrole. Prvním krokem je vymodelování základní konstrukce unašeče a čepů, která se následně optimalizuje pomocí metody konečných prvků. Je kladen důraz na snížení hmotných momentů setrvačnosti těchto částí, protože jsou neustále zastavovány a rozbíhány společně s výstředníkovou hřídelí, což významně ovlivňuje energii potřebnou pro rozhybání a následné zastavení mechanismu. Optimalizace pomocí MKP analýzy je zaměřena hlavně na snížení hmotnosti a změnu tvaru tak, aby se co možná nejvíce snížil hmotný moment setrvačnosti, a to při zachování dostatečné tuhosti konstrukce. Prvotně je unašeč navrhnout jako sestava z přední a zadní části. Obě části mají stejnou tloušťku plechů 140 mm. Celý unašeč včetně čepů před optimalizací váží 9 751,21 kg a hmotné momenty setrvačnosti k ose výstředníkové hřídele činí $7,58 \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.



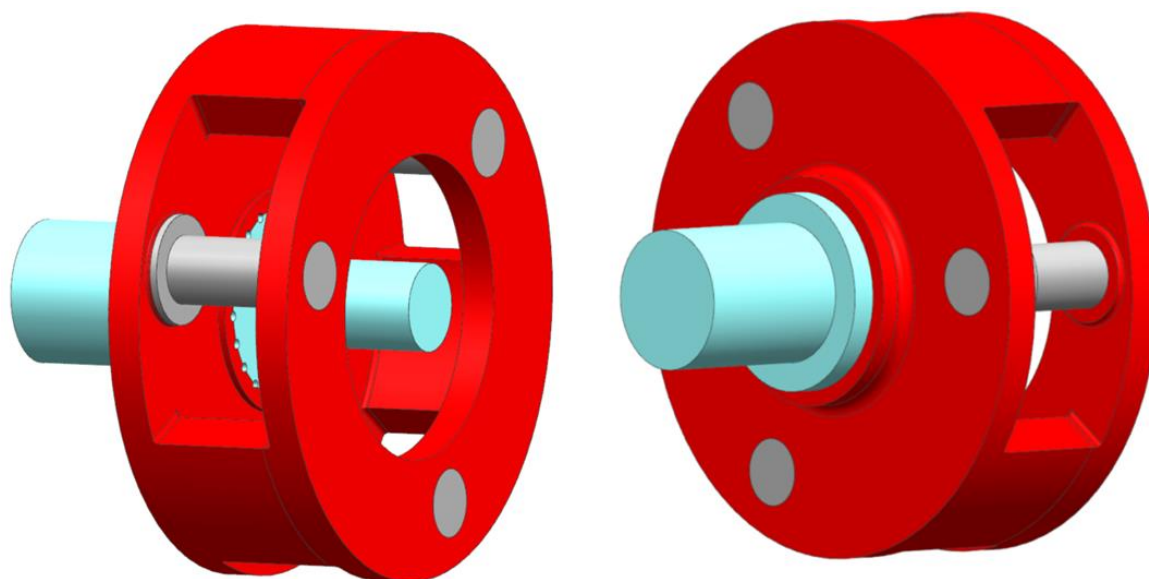
Obrázek 37 Model navrženého unašeče s čepy satelitů před optimalizací (Zdroj: autor)

6.5.5 MKP analýza prvotního unašeče

Celá tato úloha bude prováděna pomocí MKP analýzy v řešiči Siemens NX Nastran.

Výpočtový model

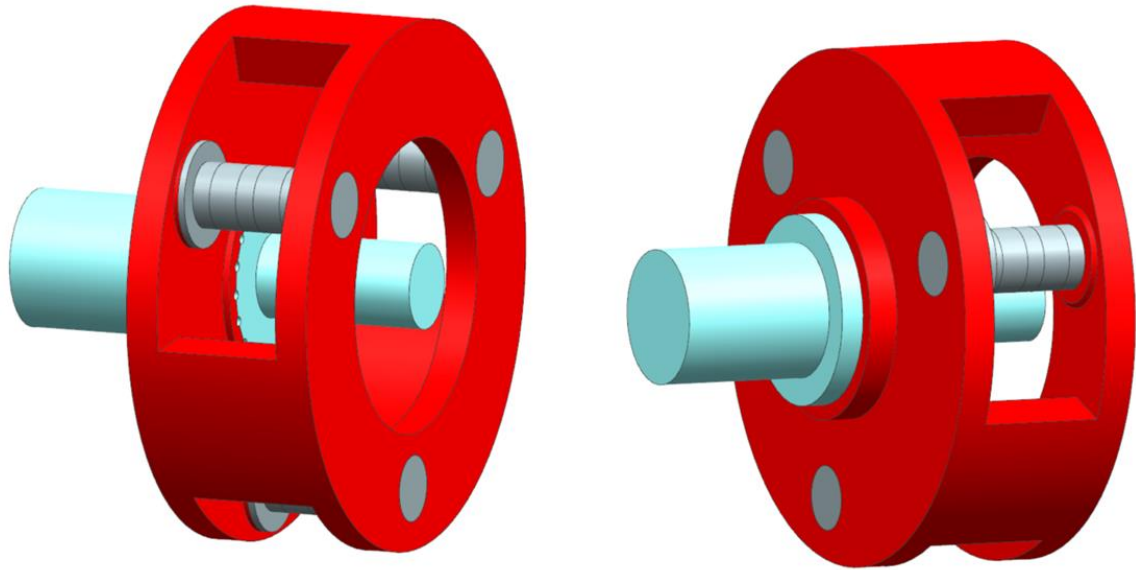
Výpočtový model se skládá z konce výstředníkové hřídele, přední i zadní části unašeče a čepů satelitů.



Obrázek 38 Výpočtový model pro MKP analýzu z přední i zadní strany (Zdroj: autor)

Idealizovaný model

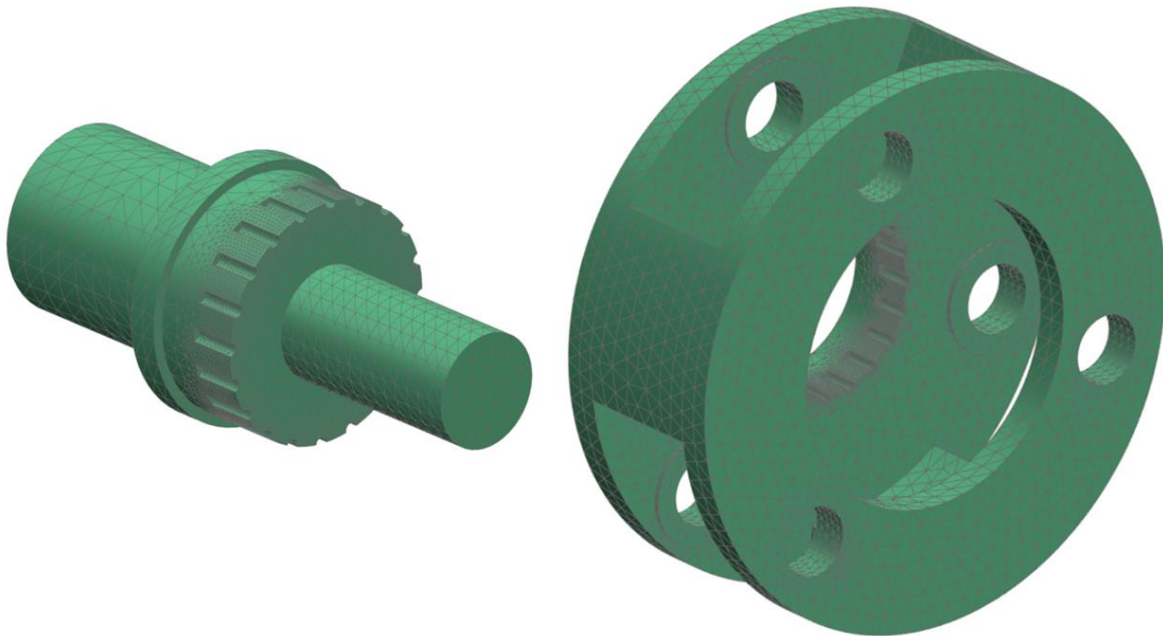
V idealizovaném modelu jsou odstraněny všechny zaoblené hrany. Předpokladem pro výpočet je nekonečně tuhé spojení přední a zadní části unašeče, a proto jsou tyto dvě části sjednoceny funkcí Unite. Válcové plochy čepů jsou funkcí Divide face naseknuty v místech pod ložisky, aby se zde mohly přichytit 1D růžice, za které bude následně působit síla odpovídající radiální síle v ložiskách F_r .



Obrázek 39 Idealizovaný model pro MKP analýzu z přední i zadní strany (Zdroj: autor)

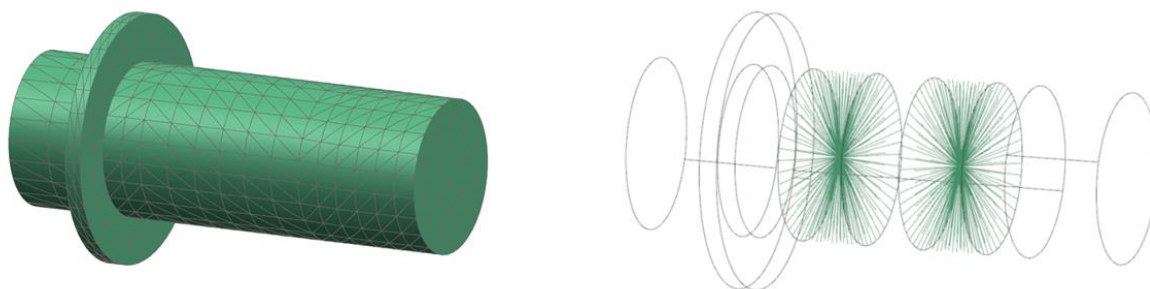
Sít'ový model

Konec výstředníkové hřídele je nasít'ovaný pomocí 3D Tetrahedral s meziuzly. Velikosti jednotlivých elementů jsou nastavené na 80 mm s minimálně dvěma prvky na tloušťku a s lokálním zhuštěním na 14 mm v oblasti děr pro kolíky. Na unašeč je také aplikována síť 3D Tetrahedral s meziuzly se stejnou velikostí elementu a stejným lokálním zhuštěním v oblasti kolíků jako tomu bylo u konce výstředníkové hřídele.



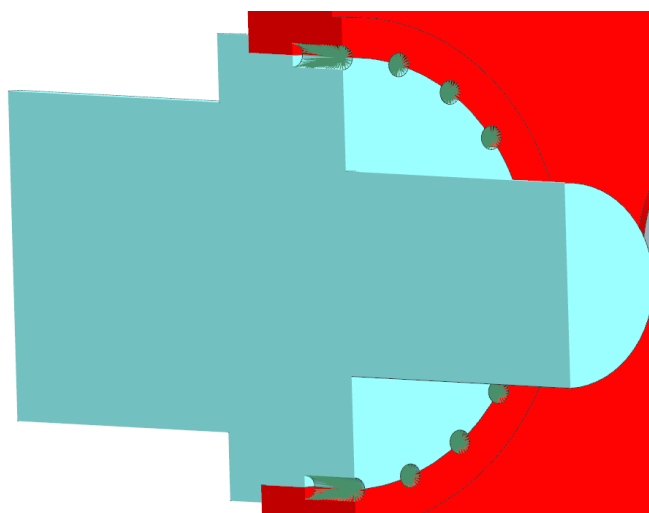
Obrázek 40 Sít'ový model konce výstředníkové hřídele a unašeče (Zdroj: autor)

Na všechny tři čepy byla také aplikována síť 3D Tetrahedral s meziuzly s elementy o velikosti 80 mm. Příruba čepu je v reálném případě připevněna k unašeči několika předepnutými šrouby. Pro tento výpočet se uvažuje jako dokonale tuhá, a proto je pomocí funkce Mesh Mating spojena s unašečem. V místech pod ložisky jsou vytvořeny nekonečně tuhé 1D ruznice typu RBE2, na které následně bude působit síla F_r .



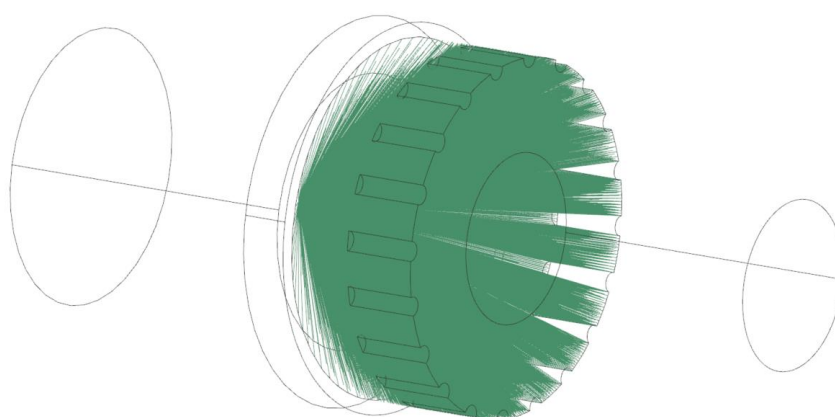
Obrázek 41 Sítový model čepu (Zdroj: autor)

Točivý moment z unašeče na výstředníkovou hřídel přenáší místo kolíků nekonečně tuhé 1D růžice typu RBE2. Jsou zadané jako Point to face.



Obrázek 42 Nahrazení kolíků 1D růžicemi RB2 (Zdroj: autor)

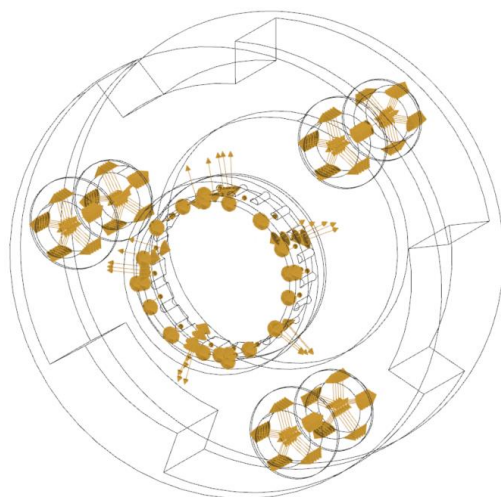
Na plochu výstředníkové hřídele, která je v kontaktu s unašečem, je také připnuta nekonečně tuhá 1D růžice typu RBE2, za jejíž střed bude následně celý systém ukotven v prostoru.



Obrázek 43 1D růžice přichycena k ploše výstředníkové hřídele (Zdroj: autor)

Zadefinování kontaktů

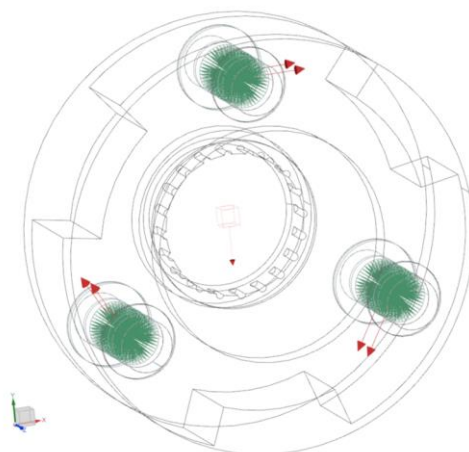
Uložení čepů unašeči je v simulaci zadefinováno jako Surface-to-Surface Contact s koeficientem tření 0,1. Stejně je tomu tak i v případě kontaktu mezi unašečem a výstředníkovou hřídelí.



Obrázek 44 Umístění kontaktů na unašeci (Zdroj: autor)

Silové zatížení modelu

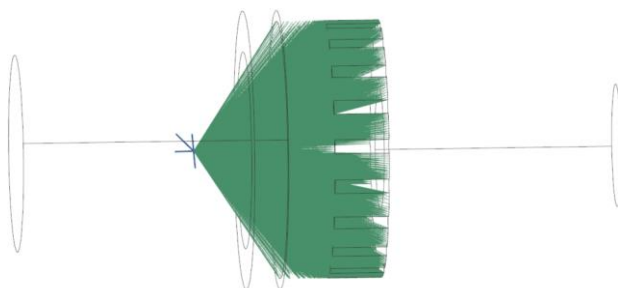
Zatížení unašče je realizováno pomocí šesti sil F_r tečných ke kružnici o poloměru mezosové vzdálenosti planetového soukolí. Velikost síly F_r představuje radiální zatížení ložiska satelitů a má velikost 403 976,05 N, která byla vypočtena v kapitole 6.5.2. Působíštěm sil jsou středové nody 1D růžice v místech pod ložisky čepů. Dále je uvažována gravitační síla působící v ose y .



Obrázek 45 Silové zatížení modelu (Zdroj: autor)

Ukotvení modelu v prostoru

Celý model je ukotven v prostoru za středový node 1D růžice uchycené k válcové ploše na výstředníkové hřídeli. Tomuto bodu jsou odebrány všechny stupně volnosti.



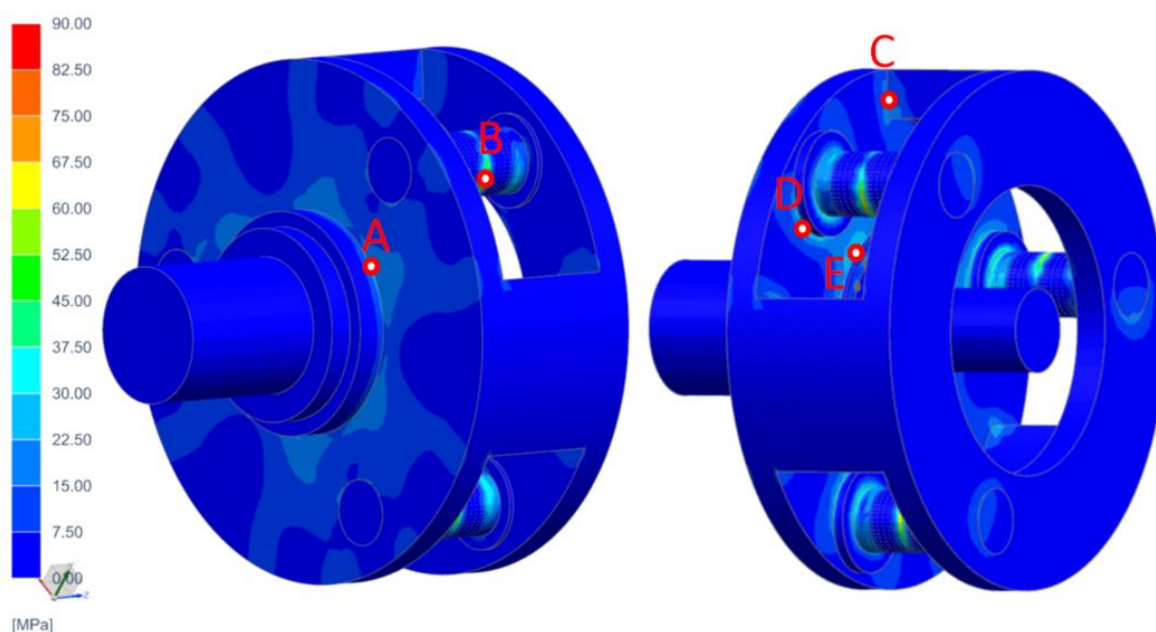
Obrázek 46 Ukotvení modelu v prostoru za středový node 1D růžice přichycené k výstředníkové hřídeli (Zdroj: autor)

Výsledky MKP analýzy prvotního řešení - napětí

Z následujícího obrázku a tabulky je patrné, že výsledné hodnoty napětí v kritických místech na unašeči jsou velmi nízké a lze tedy říci, že tato konstrukce je předdimenzovaná. Nejvyšší hodnoty napětí se vyskytují uprostřed čepů mezi ložisky. Nejvyšší naměřená hodnota v tomto místě je 63,94 MPa.

Popis odečítaných bodů:

- bod A: hrana osazení na unašeči z vnější strany unašeče
- bod B: střed vnější válcové plochy čepu mezi ložisky
- bod C: hrana mezi žebrem a zadní částí unašeče
- bod D: hrana u mezikruží jehož čelo slouží pro dosednutí čepu
- bod E: hrana osazení na unašeči z vnitřní strany unašeče



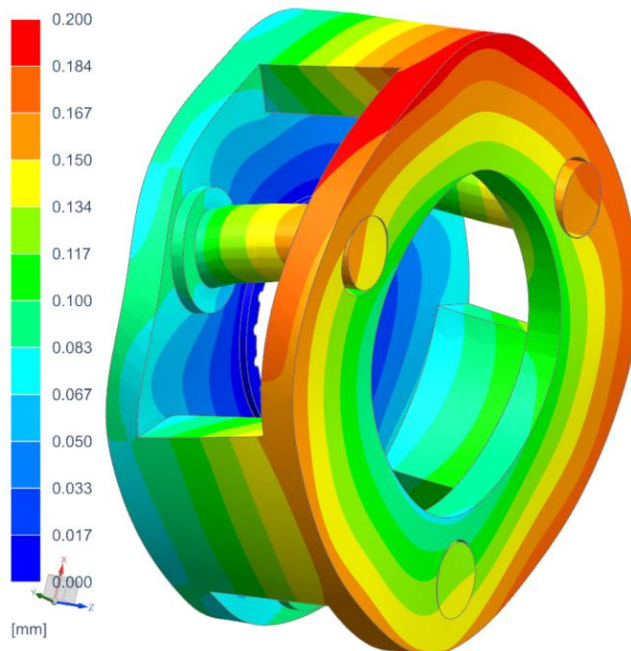
Obrázek 47 Výsledky napětí MKP analýzy prvotního unašeče (Zdroj: autor)

Tabulka 10 Výsledné hodnoty redukovaného napětí v konkrétních bodech prvotního unašeče (Zdroj: autor)

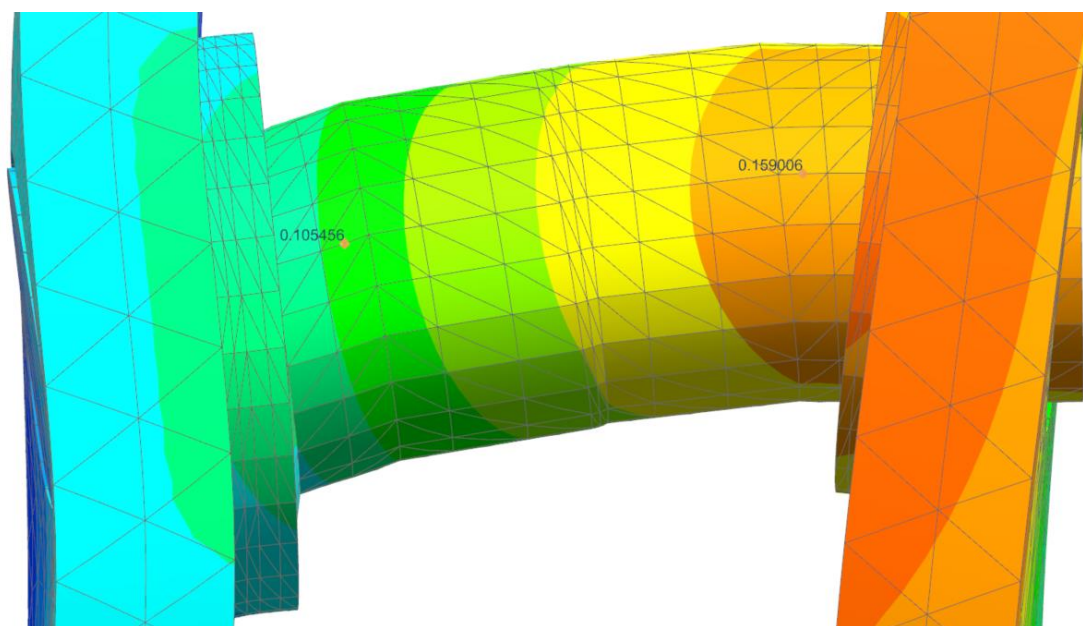
	Jednotky	Umístění				
		A	B	C	D	E
Redukované napětí	MPa	17,21	63,94	18,34	29,92	24,65

Výsledky MKP analýzy prvotního řešení – deformace

Prvkem, který určuje dovolenou deformaci je čep satelitů. Vlivem vysokého točivého momentu dochází ke zkrutu celého unašeče a tím i k vychýlení čepu satelitů. V praxi je dovolené prohnutí pod ozubeným kolem 3% z modulu ozubení. Pro tento případ to tedy je 0,96 mm. Na Obrázku 49 jsou zachyceny dva body, které odměřují vychýlení čepu od jejich původní polohy. Hodnota udávající průhyb čepu je rozdíl těchto hodnot, protože obě hodnoty zachycují také zkrut celého unašeče a to je v tomto případě nepodstatné. Z toho plyne, že průhyb čepu činí přibližně 0,054 mm, což je zanedbatelná hodnota a je tedy potřeba unašeč optimalizovat za účelem snížení hmotnosti a hmotného momentu setrvačnosti.



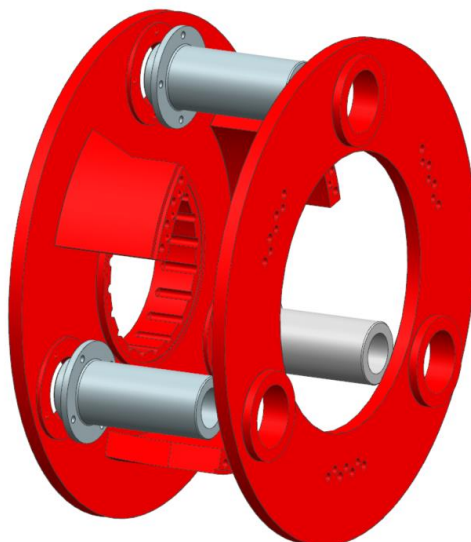
Obrázek 48 Deformace prvotního unašeče (Zdroj: autor)



Obrázek 49 Pohled z vrchní strany prvotního unašeče na vychýlení čepu vlivem zkrutu konstrukce (Zdroj: autor)

6.5.6 Optimalizovaná konstrukce unašeče

Nový optimalizovaný unašeč se poměrně značně změnil, a to jak rozměrově, tak i tvarově. Tloušťka plechů zadní i přední části je zúžena z původních 140 mm na 65 mm. Podobně tomu tak je i u všech tří žebër nesoucích přední část unašeče, u kterých tloušťka klesla dokonce o 90 mm. Zároveň jsou žebra posunuta blíže ke středu unašeče za účelem snížení hmotného momentu setrvačnosti, a také mají nový tvar, který přispívá ke zvýšení tuhosti. Odlehčeny jsou také všechny čepy dírou o průměru 180 mm skrz celý čep. Celková váha unašeče nyní činí 4561 kg, což je méně než polovina původní váhy. O více jak polovinu se zredukoval také hmotný moment setrvačnosti k ose rotace výstředníkové hřídele, ten má nyní hodnotu $3,18 \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.



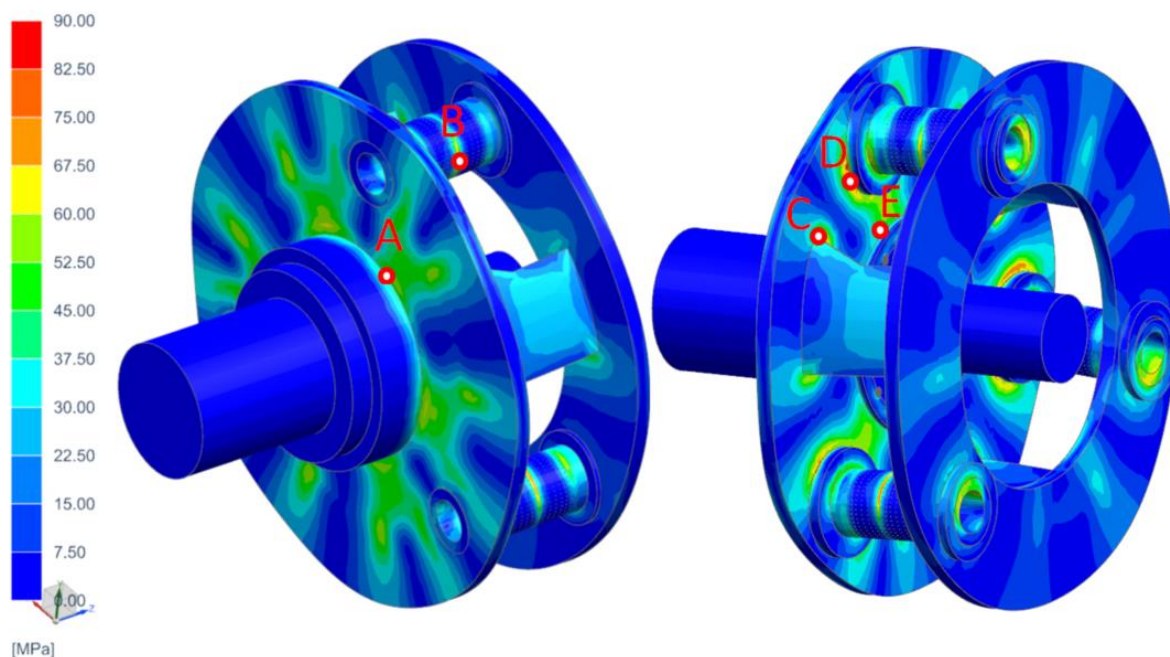
Obrázek 50 Optimalizovaná konstrukce unašeče (Zdroj: autor)

6.5.7 MKP analýza optimalizovaného unašeče

Pro optimalizovaný unašeč je také vytvořena MKP analýza, za účelem pevnostní a tuhostní kontroly. Všechny kroky, vlastnosti a okrajové podmínky, které souvisejí s vytvořením výpočtového modelu jsou totožné jako v předchozí MKP analýze prvotního unašeče a nejsou proto v této kapitole popisovány.

Výsledky MKP analýzy optimalizovaného řešení – napětí

Z následujícího obrázku je patrné, že optimalizace s sebou přinesla nárůst redukovaného napětí na konstrukci unašeče. Kritické oblasti se nacházejí ve stejných místech, jako tomu bylo u prvotního unašeče, a jsou odečteny v tabulce č. 11.



Obrázek 51 Výsledky napětí MKP analýzy optimalizovaného unašeče (Zdroj: autor)

Tabulka 11 Výsledné hodnoty redukovaného napětí v konkrétních bodech optimalizovaného unašeče (Zdroj: autor)

	Jednotky	Umístění				
		A	B	C	D	E
Redukované napětí	MPa	45,54	80,20	63,15	76,06	38,99

Je důležité brát v úvahu, že celý unašeč je cyklicky namáhaný, a proto je potřeba ho kontrolovat na únavu. Dle Hosnedla (2012, s. 69) lze u oceli orientačně stanovit mez únavy σ_c pro jakoukoliv část při obecném zatížení jako 30 % z meze pevnosti. Konstrukce unašeče je navržena jako svařenec z materiálu ČSN 11 523.

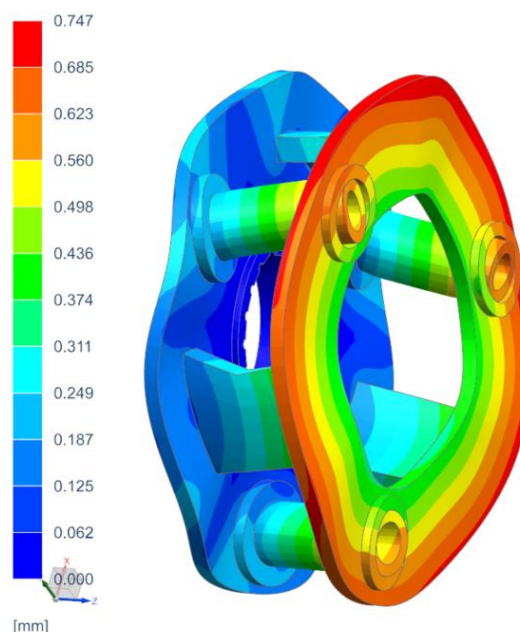
Kontrola napětí:

- mez pevnosti v tahu materiálu ČSN 11 523 [8] $R_m = 560 \text{ MPa}$
- požadovaná bezpečnost k mezi únavy $k_u = 2$
- mez únavy $\sigma_c = R_m * 0,3 = 168 \text{ MPa}$
- dovolené cyklické napětí $\sigma_{d-c} = \frac{\sigma_c}{k_u} = 84 \text{ MPa}$

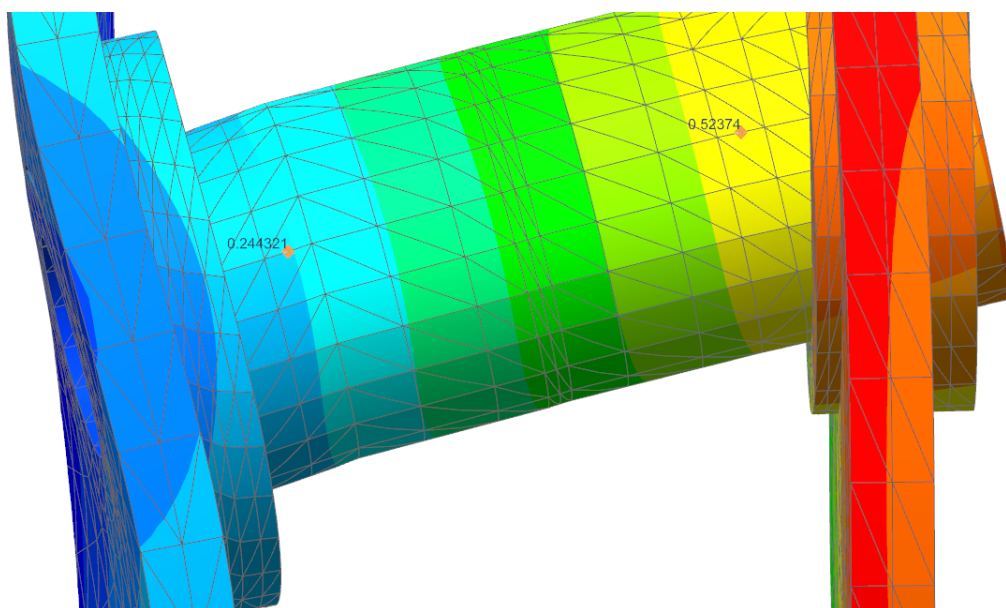
Všechna naměřená napětí na optimalizovaném unašeči jsou nižší než dovolené cyklické namáhání a lze tedy říci, že konstrukce vyhovuje!

Výsledky MKP analýzy prvotního řešení – deformace

S nárůstem napětí vzrostla také celková deformace unašeče. Na první pohled je patrný větší zkrut hlavně přední části. Klíčovým faktorem je opět deformace čepu satelitu, u kterého je dovolené vychýlení o 0,96 mm pod ozubeným kolem. Na Obrázku 53 jsou opět zachyceny dva body zachycující vychýlení čepu v místě satelitu. Pro zjištění skutečného vychýlení čepu je nutné vzájemně od sebe odečíst tyto dvě hodnoty, protože jejich naměřenou hodnotu ovlivňuje zkrut celé konstrukce. Vychýlení čepu v tomto případě tedy vychází 0,279 mm, což vyhovuje požadavkům.



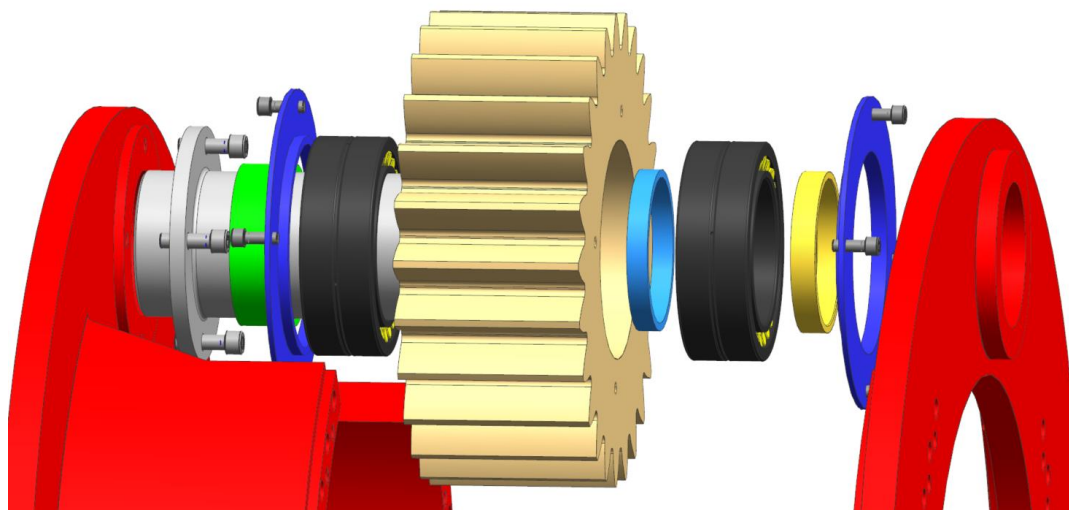
Obrázek 52 Deformace optimalizovaného unašeče (Zdroj: autor)



Obrázek 53 Pohled z vrchní strany prvotního unašeče na vychýlení čepu vlivem zkrutu konstrukce (Zdroj: autor)

6.5.8 Návrh uložení satelitů

Při znalosti výsledných rozměrů unašeče, čepů, satelitů a ložisek je potřeba vymyslet jak budou ložiska a satelity uloženy na čepech. Je požadované pevné axiální jistění a přesná poloha. Čepy jsou přišroubovány za čelo osazení k zadnímu dílu unašeče čtyřmi šrouby M30. O axiální zajištění ložisek se starají čtyři různě široké vymezovací kroužky nasazené na čepu. Satelit je axiálně zajištěn z každé strany víkem, které je opřeno z boční strany o vnější kroužek ložiska a zároveň je přišroubováno čtyřmi šrouby M24 k satelitu z boku.

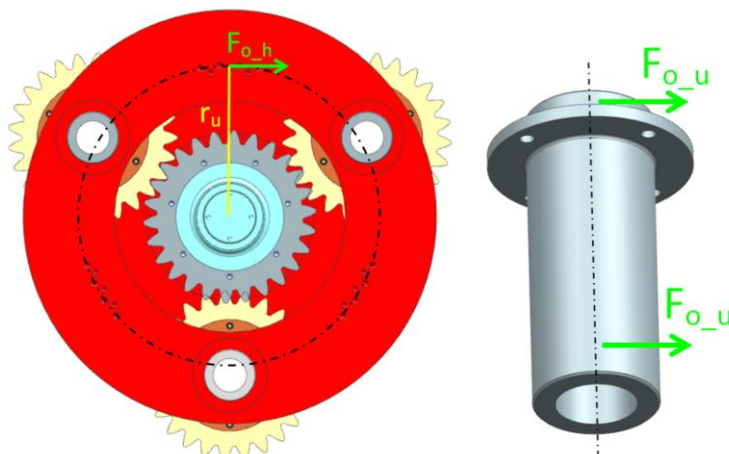


Obrázek 54 Znázornění uložení satelitu (Zdroj: autor)

6.5.9 Návrh spojovacích prvků přední a zadní částí unašeče

Přední a zadní část unašeče je nutné bezpečně spojit, protože tyto dvě součásti přenášejí vzájemně mezi sebou velké síly odpovídající jmenovitému točivému momentu. O axiální zajištění přední části se stará 9 šroubů M36x180 s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem. Ze satelitů a následně z čepů se do obou částí unašeče přenášejí obvodové síly F_{o_u} , které se

přenášejí přes již zmíněné předepínatelné kolíky do žebér unašeče. Kolíky jsou v tomto případě uloženy napříč a jsou vyrobeny také z materiálu ČSN 11 700.



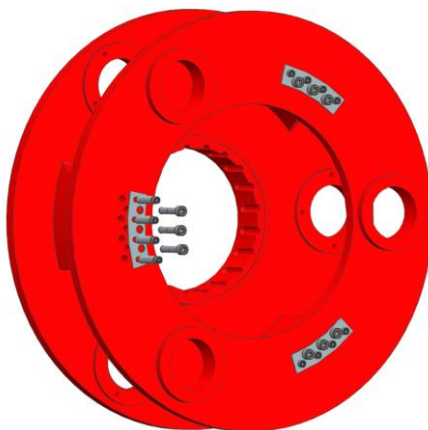
Obrázek 55 Schéma působení síly $F_{o,u}$ (Zdroj: autor)

Hodnoty potřebné pro návrh a kontrolu kolíků:

- | | |
|---|-------------------------------|
| – vnější průměr kolíku | $d_k = 42 \text{ mm}$ |
| – hloubka uložení – kolík uložen v žebře jen v hloubce 45 mm | $h_k = 45 \text{ mm}$ |
| – dynamický součinitel - vliv předepnutých šroubů M36x180 | $c = 1,0$ |
| – jmenovitý točivý moment | $M_j = 1,75 \text{ MNm}$ |
| – rameno kolíků na unašeči | $r_u = 810 \text{ mm}$ |
| – dovolený tlak pro míjivé zatížení - materiál ČSN 11 523 [8,5] | $p_D = 88 \text{ MPa}$ |
| – dovolené smykové napětí kolíku pro míjivé zatížení [5] | $\tau_{Dsm} = 70 \text{ MPa}$ |

Výpočet:

- | | |
|---|---|
| – obvodová síla působící na kolíky | $F_{o,h} = \frac{M_j}{r_u} * \frac{1}{2} = 1\,080,24 \text{ kN}$ |
| – počet kolíků vyjádřený z dovoleného smyku | $n \geq \frac{4 * F_{o,u} * c}{\pi * d_k^2 * \tau_{Dsm}} = 11,14 [-]$ |
| – zvolený počet kolíků | $n_{k,zvoleny} = 12 [-]$ |
| – výpočet na otláčení | $p = \frac{F_{o,u} * c}{d_k * h * n_{k,zvoleny}} = 47,63 \text{ MPa}$ |
| – kontrola na otláčení | $p_D > p$ <u>Vyhovuje!</u> |

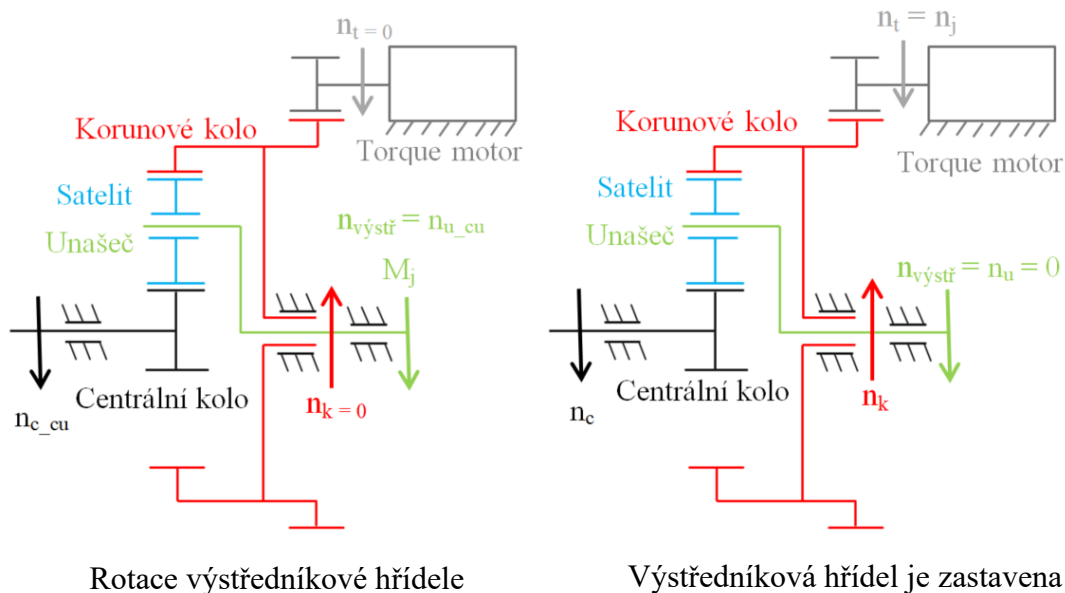


Obrázek 56 Znáznornění kolíků, šroubů M36x180 a podložek pro axiální zajištění kolíků (Zdroj: autor)

6.5.10 Návrh konstrukce rotačního korunového kola

Základní myšlenkou varianty B je diferenciální planetová převodovka. Její velká výhodou je absence spojky, která je obvykle, vzhledem k energii, velkým ztrátovým místem. Aby diferenciál umožňoval roztočení a zastavování výstředníkové hřídele, je nutné ovládat zastavování a roztáčení korunového kola. Diferenciál tím získává pouze jeden stupeň volnosti a mění se v mechanismus. Klade se důraz hlavně na energetickou výhodnost rozběhu a zastavování jednotlivých částí.

Centrální kolo se otáčí neustále a je přes něj přenášena energie ze setrvačnicku. Při zahájení tváření musí torque motor zastavit korunové kolo a to v generátorovém režimu ($n_t = n_k = 0$), aby bylo co nejvíce energie naakumulováno zpět. Vlivem diferenciálu se roztáčí výstředníková hřídel na otáčky n_{u_cu} . Před horní úvratí je nutné zahájit proces rozběhu korunového kola zabrzděním výstředníkové hřídele a unašeče. Celý tento proces zahájí torque motor, který roztáčí jmenovité otáčky ($n_t = n_j$) a tím dojde vlivem ozubeného převodu k roztočení korunového kola ($n_k = n_{k_ck}$) a zároveň vlivem diferenciálu k zastavení unašeče a výstředníkové hřídele ($n_{výstr} = n_{u_ck} = 0$).



Obrázek 57 Schéma diferenciálu s popisem pohybů jednotlivých částí (Zdroj: autor)

Předběžný model celé konstrukce korunového kola

Základem pro tento krok je 3D model korunového kola, který byl vygenerován programem KISSsoft v odstavci 6.5.1. Nyní je nutné k němu vytvořit zbytek nosné konstrukce. Ta musí mít na vnější straně čelní ozubení, přes které se přenáší točivý moment mezi korunovým kolem a torque motorem a popřípadě brzdou. Návrh ozubení je prováděn v programu KISSsoft. Z návrhu planetového převodu v kapitole 6.5.1 je znám točivý moment M_{k_k} působící na korunové kolo při tváření, což je použito jako vstupní parametr, protože jak již bylo zmíněno, je nutné, aby korunové kolo při tvářecí operaci bylo zajištěno. Dále je potřeba vzhledem k velikosti rámu stroje a velikosti torque motorů, aby meziosová vzdálenost činila alespoň 2200 mm, protože jinak by nebylo možné takto velký motor umístit na rám stroje.

Tabulka 12 Vstupní parametry do programu KISSsoft pro návrh čelního ozubení (Zdroj: autor)

	Značení	Jednotky	Hodnota
Maximální výstupní točivý moment = jmenovitý moment	$M_{k,k}$	MNm	1,31
Minimální mezosová vzdálenost	a_k	mm	2200
Otáčky	n_k	min^{-1}	0

Tabulka 13 Výstupní parametry z programu KISSsoft čelního ozubení (Zdroj: autor)

	Jednotky	Pastorek		Velké kolo	
		Značení	Hodnota	Značení	Hodnota
šířka ozubení	mm	b_1	200	b_2	200
modul	mm	m	25	m	25
úhel záběru	°	α	20	α	20
počet zubů	-	z_1	40	z_2	145
roztečná kružnice	mm	d_1	1000	d_2	3625
patní kružnice	mm	d_{r1}	937,30	d_{r2}	3534,40
hlavová kružnice	mm	d_{a1}	1049,09	d_{a2}	3646,20

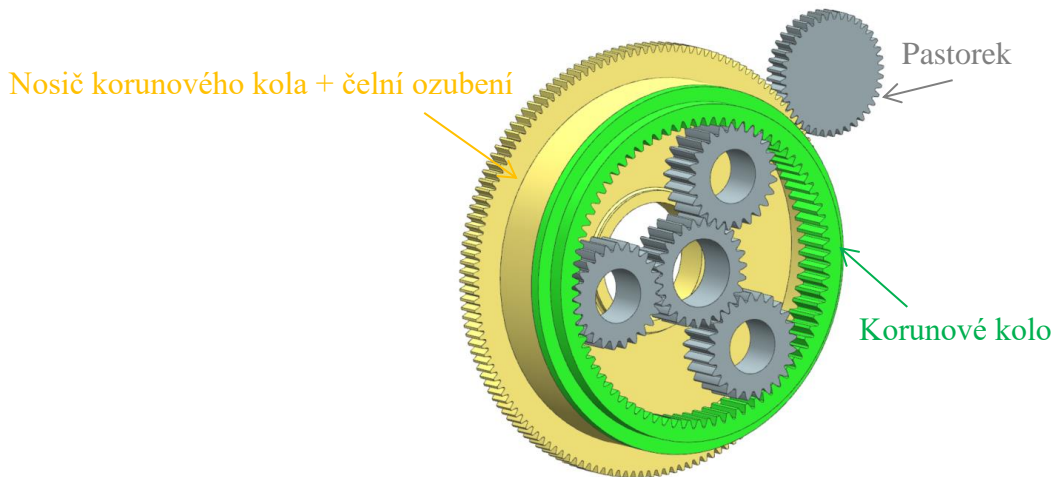
Tabulka 14 Výsledky bezpečností Flank safety a Root safety (Zdroj: autor)

	Jednotky	Pastorek		Velké kolo	
		Značení	Hodnota	Značení	Hodnota
bezpečnost SF	-	SF_1	2,74	SF_2	2,56
bezpečnost SH	-	SH_1	1,71	SH_2	1,72

Tabulka 15 Výsledky bezpečností Safety againt scuffing (internal and flash temperature) (Zdroj: autor)

	Jednotky	Soukolí	
		Značení	Hodnota
bezpečnost SS	-	SS	4,42
bezpečnost SB	-	SB	80,21

Detailní zpráva z návrhu vygenerovaná programem KISSsoft je přiložena jako příloha č.3.



Obrázek 58 Návrh konstrukce korunového kola včetně čelního ozubení (Zdroj: autor)

6.5.11 Stanovení výkonu torque motoru

Pro výběr vhodného torque motoru je nutné znát nejen otáčky korunového kola n_{k_ck} při zastavené výstředníkové hřídeli, ale také točivý moment potřebný pro jeho roztočení a s tím spojený točivý moment nutný pro zastavení výstředníkové hřídele a všech dalších částí s ní spojené.

Výpočet momentu potřebného pro rozběh korunového kola:

Pro tento výpočet jsou odečteny hmotné momenty setrvačnosti I k ose rotace výstředníkové hřídele z 3D modelů.

Znamé hodnoty pro výpočet:

- | | |
|--|---|
| – I korunového kola | $I_k = 8,88 \cdot 10^3 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ |
| – I nosiče | $I_n = 2,76 \cdot 10^4 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ |
| – otáčky korunového kola | $n_{k_ck} = 93 \text{ min}^{-1}$ |
| – převod čelního ozubení | $i_c = 3,63 [-]$ |
| – převod mezi korunovým kolem a unašečem | $i_{ku} = 1,33$ |
| – rozběhový a brzdový úhel výstředníkové hřídele | $\alpha_r = \alpha_b = 30^\circ$ |

Výpočet potřebného momentu torque motoru

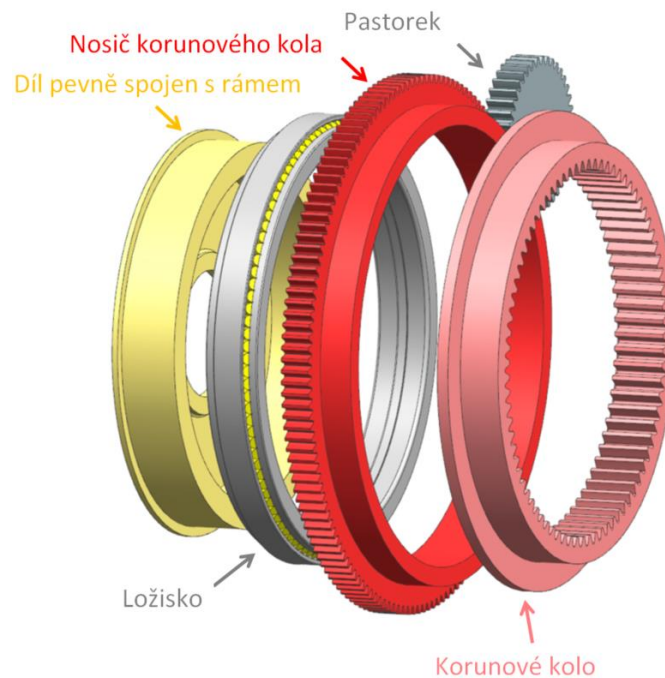
- | | |
|--|--|
| – úhlová rychlost korunového kola | $\omega_k = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{k_ck}}{60} = 9,74 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ |
| – práce pro roztočení korunového kola | $A_k = \frac{1}{2} \cdot (I_k + I_n) \cdot \omega_k^2 = 1,73 \text{ MJ}$ |
| – rozběhový úhel korunového kola | $\alpha_{rk} = \alpha_r \cdot \frac{\pi}{180} \cdot i_{ku} = 0,696 \text{ rad}$ |
| – potřebný točivý moment torque motoru | $M_{pt} = \frac{A_k}{\alpha_{rk} \cdot i_{ck}} = 684,75 \text{ kNm}$ |
| – otáčky torque motoru | $n_t = n_{k_ck} \cdot i_c = 337,59 \text{ min}^{-1}$ |

Jak je patrné z výpočtů, potřebný točivý moment torque motoru a jeho otáčky jsou velmi vysoké a to výpočet neobsahuje energii potřebnou pro rozběh nebo zastavení výstředníkové

hřídele a všech částí s tím souvisejících. Po prozkoumání katalogů s torque motory od různých výrobců nebyl nalezen žádný, který by odpovídal vypočteným hodnotám, a proto je potřeba návrh přepracovat za účelem snížení hmotného momentu setrvačnosti nosiče korunového kola a tím i snížení potřebného točivého momentu torque motoru.

6.5.12 Návrh odlehčené konstrukce rotačního korunového kola

Velkou změnou prošel hlavě nosič korunového kola, který měl největší podíl na hmotném momentu setrvačnosti předchozí konstrukce. Nyní má nosič korunového kola podobu mezikruží. Na vnější straně je opět navrženo stejné čelní ozubení pro přenos točivého momentu z torque motoru. Nosič je možné rotačně uložit na díl pevně spojený s rámem díky velkému ložisku firmy SKF BT2-8020, jehož vnější průměr je 3048 mm a šířka 381 mm.



Obrázek 59 Odlehčená konstrukce rotačního korunového kola (Zdroj: autor)

6.5.13 Stanovení výkonu torque motoru u odlehčené konstrukce korunového kola

Pro výpočet potřebného točivého momentu torque motoru je opět nejdříve nutné z 3D modelu zjistit hmotné momenty setrvačnosti korunového kola, jeho nosiče a vnějšího kroužku ložiska k ose rotace výstředníkové hřídele. Pro zjednodušení opět výpočet neuvažuje rozběh a zastavení výstředníkové hřídele a částí s tím spojených.

Známé hodnoty pro výpočet:

- | | |
|--|---|
| – I korunového kola | $I_k = 8,88 \cdot 10^3 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ |
| – I nosiče | $I_n = 1,65 \cdot 10^4 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ |
| – I vnější kroužek ložiska | $I_l = 4,5 \cdot 10^3 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ |
| – otáčky korunového kola | $n_{k_ck} = 93 \text{ min}^{-1}$ |
| – převod čelního ozubení | $i_c = 3,63 [-]$ |
| – převod mezi korunovým kolem a unašečem | $i_{ku} = 1,33$ |
| – rozběhový a brzdový úhel výstředníkové hřídele | $\alpha_r = \alpha_b = 30^\circ$ |

Výpočet potřebného momentu torque motoru

- úhlová rychlost korunového kola $\omega_k = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{kck}}{60} = 9,74 \frac{rad}{s}$
- práce pro roztočení korunového kola $A_k = \frac{1}{2} \cdot (I_k + I_n + I_l) \cdot \omega_k^2 = 1,42 MJ$
- rozběhový úhel korunového kola $\alpha_{rk} = \alpha_r \cdot \frac{\pi}{180} \cdot i_{ku} = 0,696 rad$
- potřebný točivý moment torque motoru $M_{pt} = \frac{A_k}{\alpha_{rk} \cdot i_{ck}} = 561,45 kNm$
- otáčky torque motoru $n_t = n_{kck} \cdot i_c = 337,59 min^{-1}$

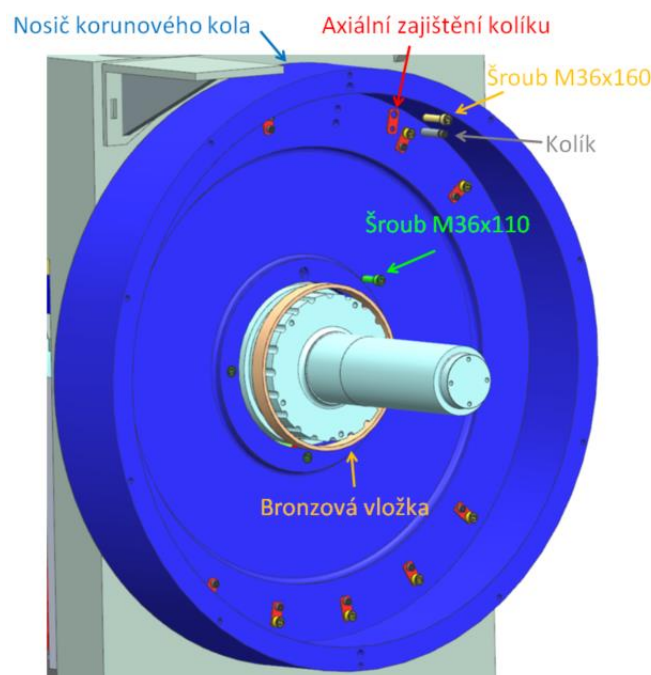
Z výsledků vyplývá, že potřebný točivý moment torque motoru se snížil přibližně o 123,3 kNm, nicméně je to stále velmi vysoká hodnota, která je spojena s rozběhem součástí o velkých průměrech. Opět se nepodařilo najít žádný torque motor, který by splňoval tyto parametry, a proto se dále tato diplomová práce bude zabývat variantou C.

6.6 Konstrukce varianty C

Základní rozdíl mezi variantou C a těmi předchozími je ten, že se nejedná o diferenciál, ale pouze o planetový mechanismus, který je doplněn spojkou. Korunové kolo tak může být pevně přichyceno k rámu. Jádru varianty B a C je velmi podobné, a proto je v nové variantě použito již navržené planetové soukolí, unášec a všechny jeho části. Dalším krokem tedy může být návrh korunového kola.

6.6.1 Nosič korunového kola

Nosič korunového kola je navržen jako ocelový odlitek. Přesné středění vůči výstředníkové hřídeli zajišťuje bronzová vložka. Přitažení nosiče korunového kola k rámu stroje obstarávají čtyři šrouby M36x110 a dvanáct šroubů M36x160, které zároveň drží také podložky pro axiální zajištění příčně uložených předepínatelných kolíků. Kolíky mají za úkol přenést točivý moment M_{kck} působící na korunové kolo, jenž vzniká při tváření vlivem odvalujících se satelitů.



Obrázek 60 Nosič korunového kola (Zdroj: autor)

Hodnoty potřebné pro návrh a kontrolu kolíků nosiče korunového kola:

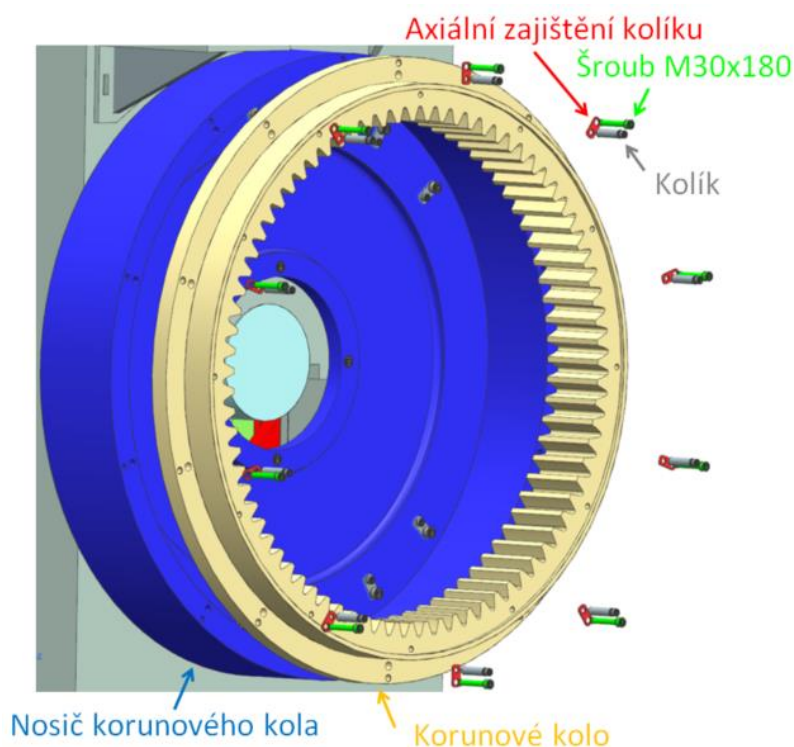
- | | |
|---|-------------------------------|
| – vnější průměr kolíku | $d_k = 42 \text{ mm}$ |
| – hloubka uložení – kolík uložen v rámu jen v hloubce 55 mm | $h_k = 55 \text{ mm}$ |
| – dynamický součinitel - vliv předepnutých šroubů M36x160 | $c = 1,0$ |
| – moment působící na korunové kolo – z programu KISSsoft | $M_{k_k} = 1,31 \text{ MNm}$ |
| – poloměr roztečné kružnice kolíků | $r_n = 1250 \text{ mm}$ |
| – dovolený tlak pro míjivé zatížení – ocel na odlitky [5] | $p_D = 49 \text{ MPa}$ |
| – dovolené smykové napětí kolíku pro míjivé zatížení [5] | $\tau_{Dsm} = 70 \text{ MPa}$ |

Výpočet:

- | | |
|--|--|
| – obvodová síla působící na kolíky | $F_{o_n} = \frac{M_{k_k}}{r_n} = 1\,048,0 \text{ kN}$ |
| – počet kolíků vyjádřený z dovoleného smygu | $n \geq \frac{4 \cdot F_{o_n} \cdot c}{\pi \cdot d_k^2 \cdot \tau_{Dsm}} = 10,81 [-]$ |
| – zvolený počet kolíků s ohledem na konstrukci | $n_{k_zvoleny} = 12 [-]$ |
| – výpočet na otláčení | $p = \frac{F_{o_n} \cdot c}{d_k \cdot h_k \cdot n_{k_zvoleny}} = 37,81 \text{ MPa}$ |
| – kontrola na otláčení | $p_D > p \quad \underline{\text{Vyhovuje!}}$ |

6.6.2 Návrh spojení korunového kola a jeho nosiče

Spojení korunového kola a jeho nosiče je řešeno velmi podobně jako je tomu u spojení nosiče korunového kola a rámu. Korunové kolo je přitaženo k nosiči deseti šrouby M30x180 s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem, které zároveň také drží destičku pro axiální zajištění předepínatelných kolíků. Tyto kolíky přenášejí točivý moment M_{k_k} z korunového kola do jeho nosiče.



Obrázek 61 Ukázka spojení korunového kola a jeho nosiče (Zdroj: autor)

Hodnoty potřebné pro návrh a kontrolu kolíků mezi korunovým kolem a jeho nosičem:

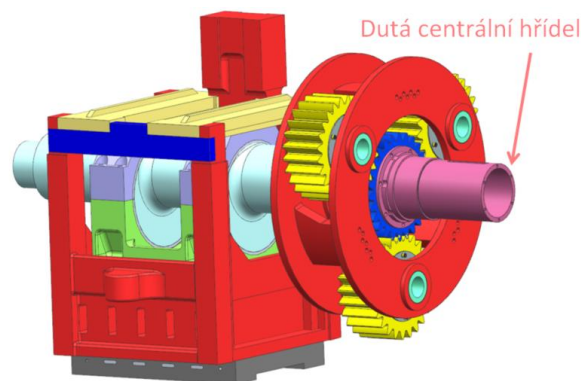
- | | |
|---|-------------------------------|
| – vnější průměr kolíku | $d_k = 42 \text{ mm}$ |
| – hloubka uložení – kolík uložen v nosiči jen v hloubce 50 mm | $h_k = 50 \text{ mm}$ |
| – dynamický součinitel - vliv předepnutých šroubů M30x180 | $c = 1,0$ |
| – moment působící na korunové kolo – z programu KISSsoft | $M_{k-k} = 1,31 \text{ MNm}$ |
| – poloměr roztečné kružnice kolíků | $r_k = 1460 \text{ mm}$ |
| – dovolený tlak pro míjivé zatížení – ocel na odlitky [5] | $p_D = 49 \text{ MPa}$ |
| – dovolené smykové napětí kolíku pro míjivé zatížení [5] | $\tau_{Dsm} = 70 \text{ MPa}$ |

Výpočet:

- | | |
|--|--|
| – obvodová síla působící na kolíky | $F_{o-k} = \frac{M_{k-k}}{r_k} = 897,26 \text{ kN}$ |
| – počet kolíků vyjádřený z dovoleného smyku | $n \geq \frac{4 \cdot F_{o-k} \cdot c}{\pi \cdot d_k^2 \cdot \tau_{Dsm}} = 9,25 [-]$ |
| – zvolený počet kolíků s ohledem na konstrukci | $n_{k-zvoleny} = 10 [-]$ |
| – výpočet na otláčení | $p = \frac{F_{o-k} \cdot c}{d_k \cdot h_k \cdot n_{k-zvoleny}} = 42,73 \text{ MPa}$ |
| – kontrola na otláčení | $p_D > p \quad \underline{\text{Vyhovuje!}}$ |

6.6.3 Návrh setrvačnicku

Jednou z hlavních součástí běžných mechanických lisů je setrvačnick. Jeho úkolem je mít v sobě naakumulován dostatek kinetické energie, aby byl schopen pokrýt všechny práce spojené s tvářecí operací při stanoveném poklesu otáček. U standartního řešení lisu SKL 2500 se tedy odebírá energie ze setrvačnicku i pro rozběh výstředníkové hřídele a celého kulisového mechanismu včetně energie ztracené při prokluzu lamel spojky, což u nového řešení naplatí, protože o veškerou rozběhovou práci se stará torque motor umístěný na druhé straně výstředníkové hřídele. Ten při každém cyklu musí roztočit nejen výstředníkovou hřídel a kulisový mechanismus, ale také další části planetové převodovky s hřídeli spojené. Patří mezi ně celý unašeč včetně všech částí, satelity, ložiska satelitů, centrální kolo a centrální dutá hřídel. V tomto případě musí být setrvačnick navrhnut tak, aby měl v sobě v okamžiku tváření dostatek kinetické energie jen na pokrytí práce tvářecí, deformační, třecí a ztrátové. Je ale důležité si uvědomit, že všechny části, které jsou roztáčeny torque motorem mají v sobě naakumulováno také poměrně dost kinetické energie, která napomáhá setrvačnicku.



Obrázek 62 Obrázek částí, které dává do pohybu torque motor (Zdroj: autor)

Výpočet potřebného hmotného momentu setrvačnosti setrvačnicku

Všechny momenty setrvačnosti k ose rotace výstředníkové hřídele I byly odečtené z 3D modelu.

Hodnoty potřebné pro návrh setrvačnicku:

– I unašeče	$I_{unasec} = 2\,696,71 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
– I čepů	$I_{cepy} = 484,32 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
– I ložisek satelitů	$I_{loz} = 298,69 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
– I satelitů	$I_{sat} = 2\,506,01 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
– I satelitů okolo vlastní osy rotace	$I_{vo-sat} = 387,123 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
– I centrální duté hřídele	$I_{cdh} = 61,17 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
– I centrálního kola	$I_{centr} = 119,69 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
– I zvětšený konec výstředníkové hřídele	$I_{výstr} = 60,15 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
– otáčky výstředníkové hřídele a unašeče	$n_{u-cu} = 70 \text{ min}^{-1}$
– otáčky centrálního kola	$n_{c-cu} = 282,7 \text{ min}^{-1}$
– otáčky satelitů	$n_{s-cu} = 221,2 \text{ min}^{-1}$
– celková práce současného lisu	$A_{celk} = 444,69 \text{ kJ}$
– rozběhová práce současného lisu	$A_{roz_p} = 202,75 \text{ kJ}$
– dovolený pokles otáček	$p = 10\%$

Výpočet:

– celková práce současného lisu bez rozběhu $A_{cbr} = A_{celk} - A_{roz_p} = 241,94 \text{ kJ}$

– úhlová rychlost výstředníkové hřídele $\omega_h = \frac{2\pi n_{u-cu}}{60} = 7,33 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$

– pokles otáček unašeče $\omega_p = \omega_h * 0,9 = 6,60 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$

– redukovaný hmotný moment setrvačnosti převodovky na výstředníkovou hřídel

$$I_{red} = I_{unasec} + I_{cepy} + I_{loziska} + I_{sat} + I_{vo-sat} * \left(\frac{n_{s-cu}}{n_{u-cu}}\right)^2 + I_{centr} * \left(\frac{n_{c-cu}}{n_{u-cu}}\right)^2 + I_{cdh} * \left(\frac{n_{c-cu}}{n_{u-cu}}\right)^2 + I_{vystr} = 1,29 * 10^4 \text{ kg} * \text{m}^2$$

– kinetická energie odebraná z převodovky při tváření

$$A_{prevodovka} = \frac{1}{2} * I_{red} * (\omega_h^2 - \omega_p^2) = 7,25 * 10^4 \text{ J}$$

– práce potřebná od setrvačnicku

$$A_{potrebna} = A_{cbr} - A_{prevodovka} = 1,76 * 10^5 \text{ kJ}$$

– požadovaný hmotný moment setrvačnosti setrvačnicku

$$I_{setrv_pozadovany} = \frac{A_{potrebna} * 2}{(\omega_h^2 - \omega_p^2)} = 2,12 * 10^3 \text{ kg} * \text{m}^2$$

Při znalosti potřebného hmotného momentu setrvačnosti setrvačnicku je možné navrhnout tělo setrvačnicku tak, aby ideálně pasovalo do konstrukce, a zároveň do něj bylo možné akumulovat dostatečnou energii pro provedení tvářecího procesu. Výslednou podobu setrvačnicku lze vidět na následujícím obrázku. Jen pro představu, jeho největší vnější průměr má hodnotu 2250 mm a šířka je 304 mm.



Obrázek 63 3D model setrvačnicku (Zdroj: autor)

6.6.4 Návrh elektromotoru pro pohon setrvačnicku

V tomto okamžiku je potřeba navrhnout vhodný elektromotor, který se stará o dobíjení setrvačnicku.

Hodnoty potřebné pro výpočet potřebného výkonu elektromotoru:

- využitelný počet zdvihů za minutu $z_{vyuz} = 20 \text{ min}^{-1}$
- koeficient bezpečnosti $k_{mot} = 1,2[-]$

Výpočet:

- potřebný výkon motoru $P_{potrebna} = A_{potrebna} * z_{vyuz} * k_{mot} = 70,52 \text{ kW}$

Pro pohon setrvačnicku je dle vypočtené hodnoty ideální volbou motor značky Siemens s označením 1LE1 03-2DB0. Jedná se o třífázový asynchronní 4-pólový elektromotor s výkonem 75 kW a jmenovitými otáčkami 1485 min^{-1} .

6.6.5 Návrh řemenového převodu

Při znalosti motoru a velikosti setrvačnicku lze nyní navrhnout jejich spojení pomocí řemenu. Návrh je prováděn programem Design Flex Pro od společnosti Gates. Větší řemenice je vytvořena na válcové ploše setrvačnicku, která má průměr 1700 mm a šířku 150 mm. Aby bylo možné motor vhodně umístit, je vzhledem k rámu stoje požadována minimální meziosová vzdálenost řemenic 2100 mm.

Tabulka 16 Vstupní parametry do programu Design Flex Pro pro návrh řemenového převodu (Zdroj: autor)

	Značení	Jednotky	Hodnota
Výkon motoru	P	kW	75
Jmenovité otáčky motoru	n_j	min^{-1}	1485
Otáčky setrvačnicku	n_{c_cu}	min^{-1}	282,7
Požadovaná meziosová vzdálenost řemenic	a_{min}	mm	2100
Provozní součinitel	c	-	2
Průměr řemenice na setrvačnicku	d_{rem}	mm	1700
Maximální šířka řemenice	b_{maxVP}	mm	150

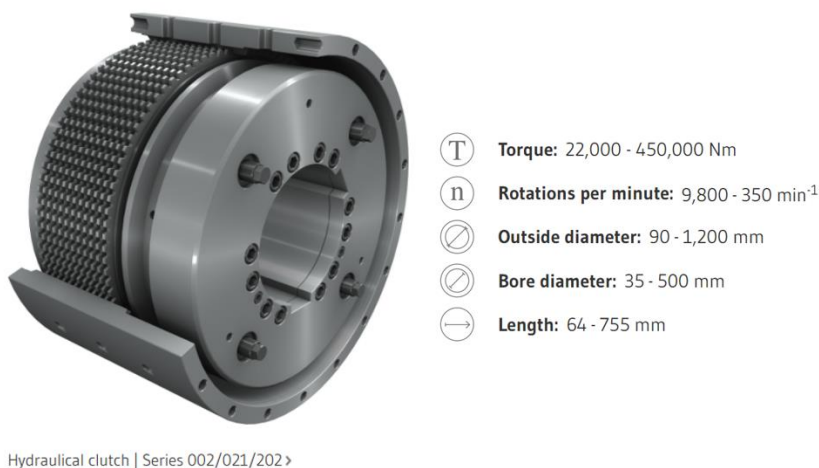
Výstupem z programu je navržený řemenový převod typu Predator – 8VP, který disponuje třemi drážkami. Šířka řemene činí 123,8 mm, což umožňuje využít vnější válcovou plochu setrvačnicku jako řemenici. Navržená mezosová vzdálenost je 2111,3 mm, což dovoluje umístit elektromotor do horního rohu stojanu. Většinu výstupních hodnot zachycuje následující obrázek. Podrobná výstupní zpráva je přiložena jako příloha příloha č.4.

ZVOLENÝ POHON		Řemen	Hnací	Hnaný
Typ řemene:	Predator - 8VP	Počet drážek / žeber:	3	
Poměr otáček:	5,43 Do pomala	Díl č.:	1-3/8VP3000	
Rychlost hnaná:	273,7	Produkt č.:	9182-3300	QD4/8V12.50
Nominální výkon:	163,81 kW	Roztečný průměr:	--	7876-4125
Předimanzování:	1,09	Otáčky za minutu:	191,3	1485
Na hřídel:	5301 N	Obv. rychl. m/s:	24,3 m / s	24,7 m / s
Středová vzdálenost:	2111,3 mm	Horní šířka:	--	123,8 mm
Instalační tolerance:	2019,8 mm až 2187,5 mm	Podro položka č.:	--	F
		Díra:	--	25,4 mm - 101,6 mm
		Bolt točivého momentu	--	149 Nm
		Hmotnost:	14 kg	34 kg
				Neskladová položka
				1694,9 mm
				273,7
				24,4 m / s

Obrázek 64 Výstupní hodnoty z návrhu řemenového převodu z programu Design Flex Pro (Zdroj: autor)

6.6.6 Výběr spojky

Výběr spojky ovlivňují dva základní parametry. První z nich je přenášený točivý moment. Z detailní výstupní zprávy z návrhu planetového převodu lze vyčíst, že nejvyšší možný točivý moment na centrálním kole je 433,33 kNm. Stejnou hodnotou je tedy také následně zatížena centrální dutá hřídel a spojka. Takto velké točivé momenty mohou přenášet například spojky od výrobce Ortlinghaus, který se specializuje na různé části těžkých průmyslových strojů. Druhým požadavkem je co možná nejsnazší spojení poměrně velké duté hřídele a spojky. Tento požadavek splňuje spojka s označením Series 002/021/202 od již zmíněného výrobce. Její průměr vnitřní díry je totiž až 500 mm, což umožňuje do ní vložit konec duté centrální hřídele a následně je vzájemně spojit například pomocí per.



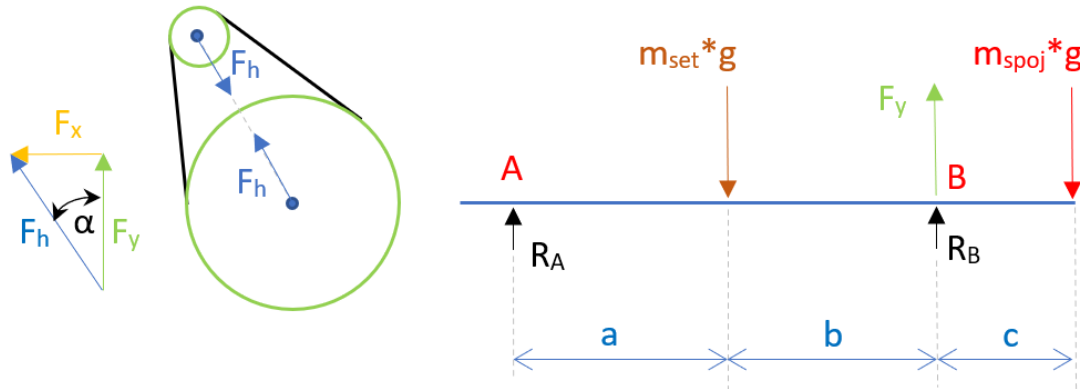
Obrázek 65 Spojka Ortlinghaus s vypsányými základními parametry (Zdroj: www.ortlinghaus.com)

6.6.7 Návrh ložisek setrvačnicku

Setrvačnicku je potřeba uložit na dutou centrální hřídel pomocí dvojice valivých ložisek. Pro jejich návrh je ale nejdříve nutné stanovit síly, které je budou zatěžovat. Základem tohoto výpočtu je výstup z návrhu řemenového převodu, ze kterého je známa radiální síla F_h působící na hřídele řemenic. Dále vstupuje do výpočtu váha a rozměry setrvačnicku a spojky.

Hodnoty potřebné pro výpočet sil působících na ložiska setrvačnicku:

- síla působící na hřídele řemenic $F_h = 5\,301\text{ N}$
- rozměr: střed ložiska A – střed hmotnosti setrvačnicku $a = 140,4\text{ mm}$
- rozměr: střed hmotnosti setrvačnicku – střed ložiska B $b = 72,6\text{ mm}$
- rozměr: střed ložiska B – střed hmotnosti spojky $c = 439,5\text{ mm}$
- hmotnost setrvačnicku $m_{set} = 4398,5\text{ kg}$
- hmotnost spojky $m_{spoj} = 2000\text{ kg}$
- gravitační konstanta $g = 9,81\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$
- úhel sklonu síly působící na hřídele řemenic $\alpha = 24,8^\circ$



Obrázek 66 Schéma výpočtu sil zatěžujících ložiska setrvačnicku (Zdroj: autor)

Při výpočtu je uvažována třetinová hmotnost spojky, protože dle Obrázku 65 je patrné, že většinu hmotnosti ponese dutá centrální hřídel.

Výpočet sil působících na ložiska:

- velikost síly F_h ve svislém směru $F_y = F_h \cdot \cos \alpha = 4812,1\text{ N}$
- velikost síly F_h ve vodorovném směru $F_x = F_h \cdot \sin \alpha = 2223,5\text{ N}$
- reakce v ložisku B $R_B = \frac{m_{set} \cdot g \cdot a}{a+b} + \frac{m_{spoj} \cdot g \cdot (a+b+c)}{3(a+b)} - F_y = 43\,861,4\text{ N}$
- reakce v ložisku A $R_A = m_{set} \cdot g + m_2 \cdot g - F_y - R_B = 1015,8\text{ N}$

Návrh ložisek setrvačnicku bude prováděn v programu KISSsoft, který umožňuje navrhovat obě ložiska v jednom kroku. Složka síla F ve směru x je zanedbatelná oproti R_B , a proto je při návrhu ložisek uvažováno pouze zatížení ložisek reakcemi R_A a R_B .

Tabulka 17 Vstupní parametry do programu KISSsoft pro návrh ložisek setrvačnicku (Zdroj: autor)

	Značení	Jednotky	Hodnota
Radiální síla působící na ložisko A	R_A	N	1 015,8
Radiální síla působící na ložisko B	R_B	N	43 861,4
Otáčky setrvačnicku	n_{c_cu}	min^{-1}	282,7
Požadovaná životnost	$L_{pož}$	h	25 000
Požadovaná statická bezpečnost	s_0	-	2,0
Vnější průměr ložiska A	D_A	mm	680
Vnější průměr ložiska B	D_B	mm	650

Programem KISSsoft byla navržena tato ložiska:

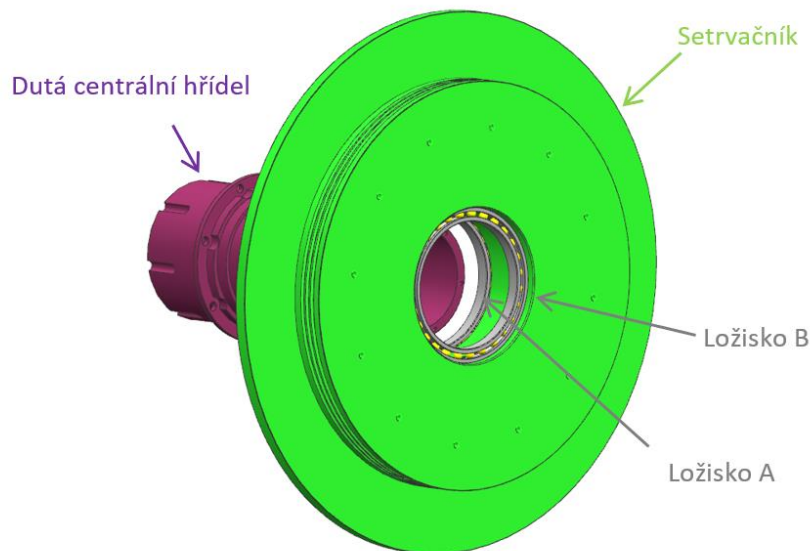
Ložisko A – kuličkové ložisko

- označení: SKF 618/560 MA
- vnější průměr: 680 mm
- vnitřní průměr: 560 mm
- šířka: 56 mm

Ložisko B – kuličkové ložisko

- označení: SKF 618/530 MA
- vnější průměr: 650 mm
- vnitřní průměr: 530 mm
- šířka: 56 mm

Obě ložiska splňují požadavky na požadovanou životnost i statickou bezpečnost, a proto je lze v této konstrukci použít! Detailní zpráva z návrhu je přiložena jako příloha č.5.



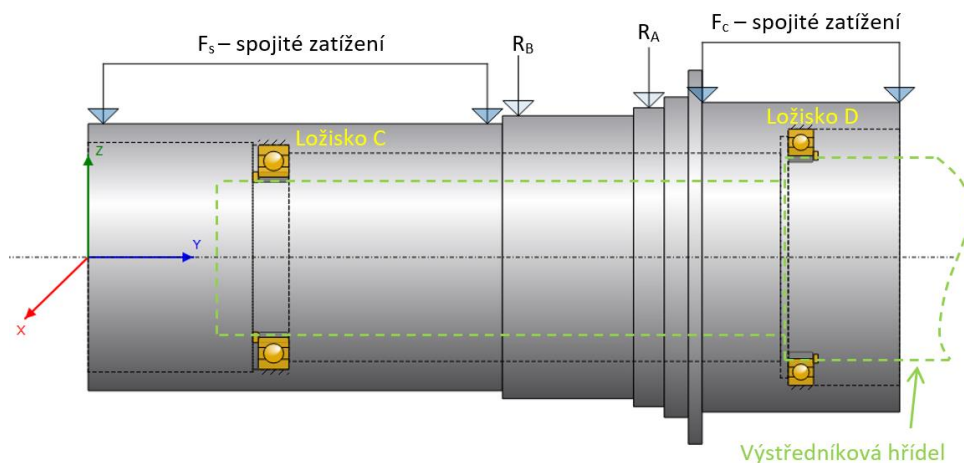
Obrázek 67 Uložení ložisek v setrvačnicku (Zdroj: autor)

6.6.8 Návrh ložisek duté centrální hřídele a kontrola duté centrální hřídele

Dutá centrální hřídel je jedním z velmi důležitých prvků této planetové převodovky. Je nutné, aby měla dostatečně velký průměr vnitřní průchozí díry, co nejmenší hmotný moment setrvačnosti k ose rotace a zároveň byla schopna přenést točivý moment ze spojky na centrální kolo. Pro návrh ložisek, kterými je rotačně uložena na výstředníkové hřídeli, je opět použit program KISSsoft, který zároveň stanoví i průběh redukováného napětí podél celé duté centrální hřídele při přenosu točivého momentu ze spojky na centrální kolo. Dále je hřídel celou dobu zatížena silami od ložisek setrvačnicku a od tíhových sil spojky a centrálního kola.

Tabulka 18 Vstupní parametry do programu KISSsoft při návrhu ložisek duté centrální hřídele (Zdroj: autor)

	Značení	Jednotky	Hodnota
Radiální síla působící od ložiska setrvačnicku A	R_A	N	1 015,8
Radiální síla působící od ložiska setrvačnicku B	R_B	N	43 861,4
Otáčky duté centrální hřídele	n_{c_cu}	min^{-1}	282,7
Požadovaná životnost ložisek	$L_{pož}$	h	25 000
Požadovaná statická bezpečnost	s_0	-	2,0
Vnější průměr menšího ložiska duté centrální hřídele	D_C	mm	420
Vnější průměr většího ložiska duté centrální hřídele	D_D	mm	480
Přenášený točivý moment dutou centrální hřídelí	M_{k_c}	kNm	433,4
Tíhová síla od spojky	F_s	N	13 080,1
Tíhová síla od centrálního kola	F_c	N	8 556,5



Obrázek 68 Výpočtový model duté centrální hřídele v programu KISSsoft (Zdroj: autor)

Výstupem z programu KISSsoft jsou navržena následující ložiska:

Ložisko C – kuličkové ložisko

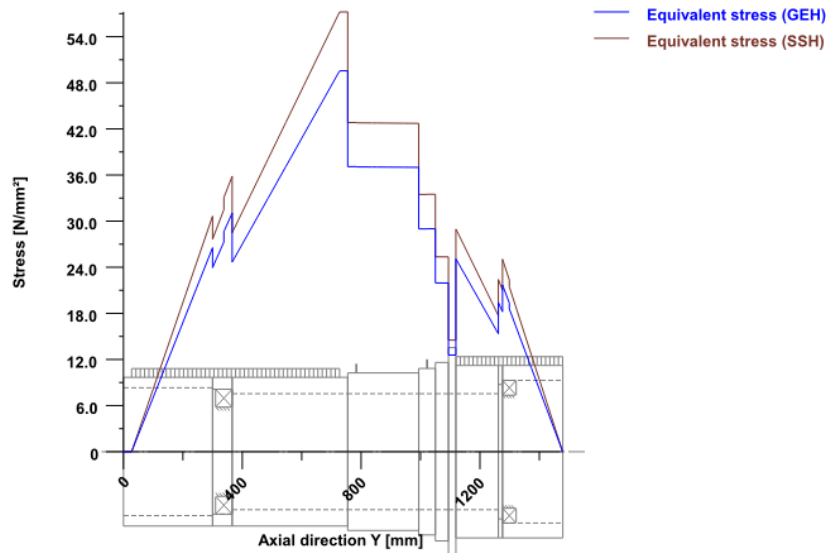
- označení: SKF 61960 MA
- vnější průměr: 420 mm
- vnitřní průměr: 300 mm
- šířka: 56 mm

Ložisko D – kuličkové ložisko

- označení: SKF 61876 MA
- vnější průměr: 480 mm
- vnitřní průměr: 380 mm
- šířka: 46 mm

Obě ložiska splňují požadavky na požadovanou životnost i statickou bezpečnost, a proto je lze v této konstrukci použít! Detailní zpráva z návrhu je přiložena jako příloha č.6.

Dalším velmi důležitým výstupem z programu KISSsoft je průběh redukovaného napětí podél duté centrální hřídele. Z následujícího obrázku vyplývá, že nejvyšší hodnota redukovaného napětí dle hypotézy Von Mises (GEH) se nachází v místě osazení hřídele mezi působícími silami F_s a R_B , kde dosahuje hodnoty 50 MPa.



Obrázek 69 Průběh redukovaného napětí podél duté centrální hřídele (Zdroj: autor)

Protože se jedná o součást neustále míjivě namáhanou krutem, je vhodné porovnat nejvyšší zjištěné redukované napětí s mezí únavy σ_c . Jak již jednou bylo zmíněno v kapitole 6.5.7, lze dle Hosnedla (2012, s. 69) u oceli orientačně stanovit mez únavy pro jakoukoliv část při obecném zatížení jako 30 % z meze pevnosti. Materiálem duté centrální hřídele je ČSN 11 523, který má mez pevnosti 560 MPa [8]. Orientačně lze tedy uvažovat, že mez únavy σ_c se pohybuje okolo hodnoty 168 MPa. Nejvyšší hodnota redukovaného napětí duté centrální hřídele stanovená programem KISSsoft je více jak třikrát menší než σ_c , a proto lze prohlásit, že tato součást z pevnostního hlediska vyhovuje!

6.6.9 Návrh kolíků mezi centrální dutou hřídelí a centrálním kolem

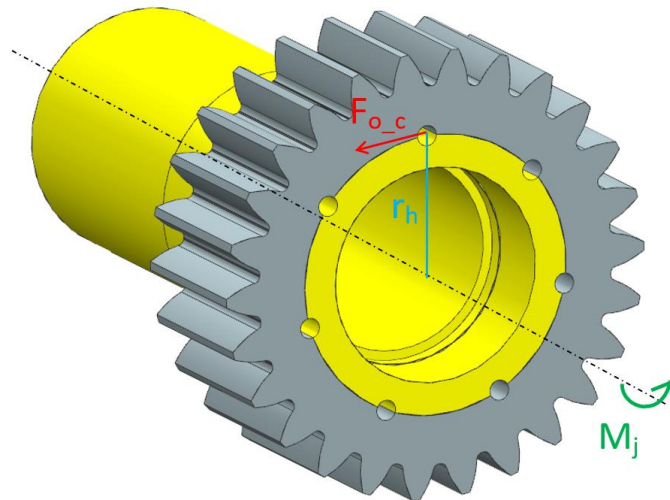
Bezpečný přenos točivého momentu mezi centrálním kolem a centrální dutou hřídelí zajišťuje kolíkový spoj. Protože se zde přenáší poměrně vysoké točivé momenty, je nutné použít více již známých kalených předepínatelných kolíků z materiálu ČSN 11 700. Počet kolíků se stanoví z dovoleného tlaku na dutou centrální hřídel, která je vyrobena z materiálu ČSN 11 523.

Hodnoty potřebné pro návrh a kontrolu kolíků:

- | | |
|---|-------------------------------|
| – vnější průměr kolíku | $d_k = 42 \text{ mm}$ |
| – délka těla kolíku | $l_k = 150 \text{ mm}$ |
| – dynamický součinitel | $c = 1,2$ |
| – jmenovitý točivý moment | $M_{k,c} = 433,4 \text{ kNm}$ |
| – vnější poloměr duté centrální hřídele | $r_c = 379 \text{ mm}$ |
| – dovolený tlak materiálu hřídele pro míjivé zatížení - [8,5] | $p_D = 88 \text{ MPa}$ |
| – dovolené smykové napětí kolíku pro míjivé zatížení [5] | $\tau_{Dsm} = 70 \text{ MPa}$ |

Výpočet:

- obvodová síla působící na kolíky $F_{o_c} = \frac{M_{k_c}}{r_c} = 1\,494,25 \text{ kN}$
- počet kolíků vyjádřený z dovoleného tlaku $n_k \geq \frac{2 \cdot F_{o_c} \cdot c}{d_k \cdot l_k \cdot p_D} = 6,47 [-]$
- zvolený počet kolíků $n_{k_zvoleny} = 7 [-]$
- smykové napětí v kolíky $\tau_s = \frac{F_{o_c} \cdot c}{d_k \cdot l_k \cdot n} = 40,66 \text{ MPa}$
- kontrola smykového napětí $\tau_{Dsm} > \tau_s$ Vyhovuje!



Obrázek 70 Schéma znázorňující výpočet kolíků mezi centrální dutou hřídelí a centrálním kolem (Zdroj: autor)

6.6.10 Výběr vhodného torque motoru

Posledním velmi důležitým dílem této sestavy je torque motor, který bude neustále rozbíhat a následně zastavovat výstředníkovou hřídel a všechny ostatní části s tím spojené. Před samotným výběrem je ale nejprve nutné stanovit potřebný točivý moment torque motoru, který zajistí rozběh a zastavení mechanismu v požadovaném úhlu. Základním parametrem pro tento výpočet je redukovaný hmotný moment setrvačnosti převodovky na výstředníkovou hřídel I_{red} vypočtený v kapitole 6.6.3, a rozběhový úhel α_r daný zadáním.

Hodnoty potřebné pro stanovení potřebného točivého momentu torque motoru:

- redukovaný hmotný moment setrvačnosti $I_{red} = 1,29 \cdot 10^4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- rozběhový úhel $\alpha_r = 30^\circ$
- otáčky výstředníkové hřídele $n_{vyst} = 70 \text{ min}^{-1}$
- úhlová rychlost výstředníkové hřídele $\omega_h = 7,33 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$

Výpočet:

- rozběhová práce mechanismu $A_{roz_n} = \frac{1}{2} \cdot I_{red} \cdot \omega_h^2 = 346,60 \text{ kJ}$
- potřebný točivý moment torque motoru $M_{potř_{30^\circ}} = \frac{A_{rozbehova} \cdot 180}{\alpha_r \cdot \pi} = 744 \text{ kNm}$

Motor s takto vysokým točivým momentem a jmenovitými otáčkami alespoň 70 min^{-1} nelze nalézt v žádném katalogu s torque motory. Aby bylo možné vybrat některý z nabízených

torque motorů, je nutné zvětšit rozběhový úhel α_r na 90° , což ale bude mít za následek lehké zpomalení doby jednoho cyklu tvářecí operace.

Výpočet se zvětšeným rozběhovým úhlem:

$$- \text{potřebný točivý moment torque motoru} \quad M_{potř_{90^\circ}} = \frac{A_{rozbehova} \cdot 180}{\alpha_r \cdot \pi} = 248 \text{ kNm}$$

Tato hodnota potřebného točivého momentu torque motoru je již přijatelná. Výrobce Oswald nabízí ve svém katalogu řadu motorů TF 96, které se mohou pyšnit točivými momenty od 153 kNm až po 440 000 kNm a jmenovitými otáčkami 75 min^{-1} . Nicméně informace v katalogu jsou velmi strohé a nelze přesně určit, který konkrétní typ je vhodný pro tuto konstrukci.

Baugröße	Typ	M_{max} (Nm)	n_N (1/min)	M_N (Nm)	P_N (kW)	I_N (A)	η_{a_N} (%)
TF96	TF96.80	153000	75	86000	675	***	97
	TF96.100	191000		107000	840	***	97
	TF96.120	230000		128500	1010	***	97
	:	:		:	:	:	:
	TF96.230	440000		246500	1935	***	97

Obrázek 71 Základní parametry torque motorů řady TF 96 od firmy Oswald (Zdroj: www.oswald.de)

6.7 Technickoekonomické zhodnocení nové konstrukce

Při celém návrhu planetové převodovky se kladl důraz na co možná největší ekonomičnost v podobě šetření materiálu, či návrhu co možná nejjednodušších součástí. Názorným příkladem je přímé ozubení planetového soukolí, které je výrobně mnohem levnější, než je tomu u původně zamýšleného šípového ozubení. Dalším příkladem je levný řemenový převod pro pohon setrvačnicku nebo použití stále stejných vlastně vyráběných předepínatelných kolíkových soustav. Všechny složitější komponenty jsou navrhovány jako svařence, jen nosič korunnového kola je odlitek z oceli. Detailní ekonomické zhodnocení nebylo provedeno, protože výrobci torque motoru a spojky neodpověděli i přes několikanásobné dotazování ani na základní otázky ohledně jejich výrobků, mezi kterými byla i otázka na přibližnou cenu vybraných komponent. Z předběžného odhadu vyplývá, že nové řešení bude zřejmě dražší o přibližně 17 % na zařízení oproti současnému lisu, ale mohlo by mít nižší náklady na tvářecí operaci díky generátorovému režimu torque motoru a neprokluzující spojce při rozběhu mechanismu. Tuto domněnku lze snadno objasnit následujícím propočtem.

Hodnoty potřebné pro stanovení potřebné návratnosti energie v generátorovém režimu:

Dosavadní lis

- celková práce současného lisu $A_{celk} = 444,69 \text{ kJ}$
- práce rozběhová současného lisu $A_{roz} = 202,75 \text{ kJ}$
- práce ztracená prokluzem lamel spojky u současného lisu $A_{prokluz} = 103,80 \text{ kJ}$

Nová varianta lisu

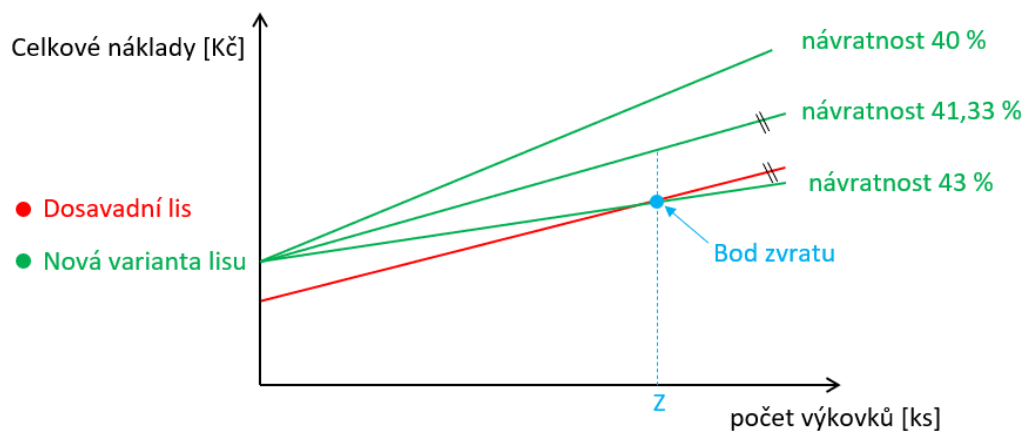
- celková práce nového lisu $A_{celk_n} = 587,94 \text{ kJ}$
- práce rozběhová nového lisu $A_{roz_n} = 346,60 \text{ kJ}$
- práce ztracená prokluzem lamel spojky u nového lisu $A_{prokluz_n} \approx 0 \text{ J}$

Výpočet:

- potřebná návratnost rozběhové energie v generátorovém režimu vyjádřená v procentech

$$N_{potřebná} = \frac{A_{celkn} - A_{celk}}{A_{roz_n}} * 100 = 41,33 \%$$

Z tohoto výsledku je jasné, že pokud je torque motor schopný v generátorovém režimu při brždění výstředníkové hřídele a dalších částí s ní spojených naakumulovat zpět více jak 41,33 % z rozběhové energie, je z dlouhodobého hlediska nové řešení pravděpodobně výhodnější, protože se vyšší vstupní náklady spojené s vyšší pořizovací cenou zákazníkovi časem vrátí na nižší spotřebě elektrické energie lisem. Tento bod zvratu ale bohužel není možné přesně spočítat bez znalosti všech pořizovacích cen komponentů a lze se tedy jen domnívat, jakou má asi hodnotu. Běžné elektromotory v generátorovém režimu jsou schopny naakumulovat zpět až 60% z rozběhové energie, takže přesáhnout zmíněnou hranici 41,33% je vcelku reálné.



Obrázek 72 Znázornění návratnosti vyšší pořizovací ceny nové varianty lisu (Zdroj: www.oswald.de)

Z technického hlediska byl od začátku kladen důraz na co možná nejsnazší výrobu všech komponent, snadnou montáž a následnou údržbu. Mezi výhody nového řešení oproti stávajícímu lze zařadit uzavření všech částí vyžadujících mazání do skříně převodovky, která je navíc osazena těsněními tak, aby bylo zamezeno rozstříku maziv do okolí lisu, což je příznivé k životnímu prostředí.

7 Závěr

Na začátku teoretické části diplomové práce je čtenář seznámen se základním dělením tvářecích strojů a následně s běžným konstrukčním řešením pohonů výstředníkových lisů na několika schématech. Zbytek teoretické části se zaměřuje na detailní popis a dělení planetových převodových mechanismů a diferenciálů.

V obsáhlejší praktické části se čtenář seznámí se třemi variantami planetové převodovky umístěných na výstředníkové hřídeli lisu SKL 2500, přičemž dvě z nich jsou navrženy jako diferenciální. Následně po zhodnocení jednotlivých variant je zachycen postup návrhu té nejlepší, kterou ale není možné dokončit kvůli malé hodnotě největšího možného dosažitelného převodového poměru a následuje tedy návrh druhé nejlépe hodnocené varianty. Ta je také navržena jako diferenciální planetová převodovka, která ale již dosahuje dostatečného převodového poměru. V průběhu konstruování jednotlivých částí se ale objeví problém s kinetickými energiemi korunového kola, která nedovolují neustále zastavovat a roztáčet tuto část v potřebném rozběhovém a brzděném úhlu v návaznosti na výstředníkovou hřídel, a musí se tedy přistoupit ke třetí variantě bez diferenciálu. U této konstrukce se neobjeví žádný závažný problém znemožňující její použití a je možné zdárně návrh dokončit. Všechny kritické části převodovky jsou podloženy bezpečnostními výpočty, a to buď analytickými, nebo za pomoci programů, mezi které patří například MITCalc, KISSsoft, Design Flex Pro nebo MKP řešič NX Nastran.

Posledním dílem této konstrukce je torque motor od firmy Oswald, který se stará o rozbíhání výstředníkové hřídele a všech součástí s ní spojených. Druhým jeho úkolem je zastavování mechanismu v generátorovém režimu, při kterém generuje vynaloženou energii na rozběh zpět. Protože je nové řešení z energetického pohledu náročnější na rozběh ve srovnání se současným, je nutné, aby v generátorovém režimu torque motor získal zpět více jak 41,33% vynaložené energie a investice do pravděpodobně dražšího mechanismu se zákazníkovi časem vrátila. Hodnotu účinnosti torque motoru v generátorovém režimu prodejce nesdělil, nicméně je všeobecně známo, že v generátorovém režimu běžných elektromotorů je možné získat zpět až 60% energie, a je tedy dosti pravděpodobné, že tato hranice výhodnosti bude překonána a nové řešení bude pro zákazníky z dlouhodobého hlediska v porovnání se současným výhodnější.

Knižní publikace

- [1] KOPECKÝ, R., a kolektiv., *Tvářecí stroje*. Praha: SNTL, 1985.
- [2] HOSNEDL, S., *Obecné strojní části 1*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2012.
- [3] KRÁTKÝ, J., KRÓNEROVÁ, E., HOSNEDL, S., *Obecné strojní části 2*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2011.
- [4] PEŠÍK, L., *Části strojů*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010.
- [5] BOLEK, A., a kolektiv., *Části strojů 1. svazek*. Praha: SNTL, 1989.
- [6] VLK, F., *Převody motorových vozidel*. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrCs., nakladatelství a vydavatelství, 2006.
- [7] JAN, Z., ŽDÁNSKÝ, B., Čupera, J., Brno: Avid spol. s r. o., 2007.
- [8] VÁVRA, P., a kolektiv, *Strojnické tabulky*, PRAHA: SNTL, 1983.
- [9] KAMELANDER, I., *Tvářecí stroje I*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1982.
- [10] BOŠANSKÝ, M., VEREŠ, M., RUSNÁK, J., TÖKÖLY, P., *Konstruovanie II, Konštrukční uzly*. Bratislava: STU v Bratislavě, 2011.

Seznam obrázků

Obrázek 1 Základní rozdělení tvářecích strojů (Zdroj: autor).....	12
Obrázek 2 Schéma mechanického lisu s popisem jeho částí (Zdroj: www.sjf.tuke.sk/kvtar/1/files/09_Lisy.pdf).....	12
Obrázek 3 Schématické znázornění typů jednostranného pohonu (Zdroj: [1])	13
Obrázek 4 Schématické znázornění typů oboustranného pohonu (Zdroj: [1])	13
Obrázek 5 Popis planetového převodu (Zdroj: [4])	14
Obrázek 6 Planetový převod K – U (Zdroj: [5])	16
Obrázek 7 Další varianta planetového převodu K – U (Zdroj: autor).....	16
Obrázek 8 Planetový převod K – K (Zdroj: [5])	17
Obrázek 9 Planetový převod U – S (Zdroj: [5]).....	17
Obrázek 10 Složený planetový převod (Zdroj: [5])	17
Obrázek 11 Minimální vůle mezi satelity (Zdroj: [5]).....	18
Obrázek 12 Podmínka stejných osových vzdáleností (Zdroj: [3]).....	19
Obrázek 13 Konstrukce cykloidní převodovky (Zdroj: [5])	20
Obrázek 14 Schéma harmonické převodovky (Zdroj: [3])	20
Obrázek 15 Přeměna diferenciálu v planetový a obyčejný převodový mechanismus (Zdroj: [5]).....	21
Obrázek 16 Čelní diferenciál s jednoduchými satelity (Zdroj: [3])	22
Obrázek 17 Kuželový diferenciál s jednoduchými satelity (Zdroj: [3])	23
Obrázek 18 Automobilový kuželový diferenciál (Zdroj: [6]).....	23
Obrázek 19 Popis kovacího lisu SKL 2500 (Zdroj: www.smeral.cz).....	26
Obrázek 20 Popis pohonu lisu SKL 2500 (Zdroj: www.smeral.cz).....	27
Obrázek 21 Popis kulisového mechanismu (Zdroj: autor).....	27
Obrázek 22 Schéma varianty A s vyznačenými pohybujícími se členy při zastavené výstředníkové hřídeli (Zdroj: autor).....	29
Obrázek 23 Schéma varianty A s vyznačenými pohybujícími se členy při rotující výstředníkové hřídeli (Zdroj: autor).....	30

Obrázek 24 Schéma varianty B s vyznačenými pohybujícími se členy při zastavené výstředníkové hřídeli (Zdroj: autor).....	31
Obrázek 25 Schéma varianty B s vyznačenými pohybujícími se členy při roztočené výstředníkové hřídeli (Zdroj: autor).....	32
Obrázek 26 Schéma varianty C s vyznačenými pohybujícími se členy při zabrzděné výstředníkové hřídeli (Zdroj: autor).....	32
Obrázek 27 Schéma varianty C s vyznačenými pohybujícími se členy při roztočené výstředníkové hřídeli (Zdroj: autor).....	33
Obrázek 28 Vstupní a výstupní členy varianty A pro výpočet v programu KISSsoft (Zdroj: autor)	34
Obrázek 29 3D model planetového soukolí varianty A s převodovým poměrem o velikosti 1,85 (Zdroj: autor)	35
Obrázek 30 Vstupní a výstupní členy pro výpočet v programu KISSsoft včetně okrajových podmínek (Zdroj: autor).....	36
Obrázek 31 3D model planetového soukolí varianty B (Zdroj: autor)	37
Obrázek 32 Schéma s vyznačenými silami pro výpočet F_r působící na ložiska satelitů (Zdroj: autor)	39
Obrázek 33 Vstupní data pro výpočet ložisek satelitů (Zdroj: autor)	40
Obrázek 34 Základní rozměry a parametry ložiska satelitů (Zdroj: autor).....	40
Obrázek 35 Sestava kolíku (Zdroj: autor)	40
Obrázek 36 Schéma určené pro výpočet obvodové síly výstředníkové hřídele (Zdroj: autor) 41	
Obrázek 37 Model navrženého unašeče s čepu satelitů před optimalizací (Zdroj: autor)	42
Obrázek 38 Výpočtový model pro MKP analýzu z přední i zadní strany (Zdroj: autor).....	42
Obrázek 39 Idealizovaný model pro MKP analýzu z přední i zadní strany (Zdroj: autor).....	43
Obrázek 40 Síťový model konce výstředníkové hřídele a unašeče (Zdroj: autor).....	43
Obrázek 41 Síťový model čepu (Zdroj: autor).....	44
Obrázek 42 Nahrazení kolíků 1D růžicemi RB2 (Zdroj: autor).....	44
Obrázek 43 1D růžice přichycena k ploše výstředníkové hřídele (Zdroj: autor)	44
Obrázek 44 Umístění kontaktů na unašeči (Zdroj: autor)	45
Obrázek 45 Silové zatížení modelu (Zdroj: autor).....	45
Obrázek 46 Ukotvení modelu v prostoru za středový node 1D růžice přichycené k výstředníkové hřídeli (Zdroj: autor).....	45
Obrázek 47 Výsledky napětí MKP analýzy prvotního unašeče (Zdroj: autor)	46
Obrázek 48 Deformace prvotního unašeče (Zdroj: autor)	47
Obrázek 49 Pohled z vrchní strany prvotního unašeče na vychýlení čepu vlivem zkřutu konstrukce (Zdroj: autor)	47
Obrázek 50 Optimalizovaná konstrukce unašeče (Zdroj: autor).....	48
Obrázek 51 Výsledky napětí MKP analýzy optimalizovaného unašeče (Zdroj: autor).....	48
Obrázek 52 Deformace optimalizovaného unašeče (Zdroj: autor)	49
Obrázek 53 Pohled z vrchní strany prvotního unašeče na vychýlení čepu vlivem zkřutu konstrukce (Zdroj: autor)	50
Obrázek 54 Znárodnění uložení satelitu (Zdroj: autor).....	50
Obrázek 55 Schéma působení síly F_{o_u} (Zdroj: autor).....	51
Obrázek 56 Znárodnění kolíků, šroubů M36x180 a podložek pro axiální zajištění kolíků (Zdroj: autor).....	51
Obrázek 57 Schéma diferenciálu s popisem pohybů jednotlivých částí (Zdroj: autor)	52
Obrázek 58 Návrh konstrukce korunového kola včetně čelního ozubení (Zdroj: autor)	54
Obrázek 59 Odlehčená konstrukce rotačního korunového kola (Zdroj: autor).....	55
Obrázek 60 Nosič korunového kola (Zdroj: autor)	56
Obrázek 61 Ukázka spojení korunového kola a jeho nosiče (Zdroj: autor).....	57

Obrázek 62 Obrázek částí, které dává do pohybu torque motor (Zdroj: autor)	58
Obrázek 63 3D model setrvačnicku (Zdroj: autor)	60
Obrázek 64 Výstupní hodnoty z návrhu řemenového převodu z programu Design Flex Pro (Zdroj: autor)	61
Obrázek 65 Spojka Ortlinghaus s vypsáním základními parametry (Zdroj: www.ortlinghaus.com)	61
Obrázek 66 Schéma výpočtu sil zatěžujících ložiska setrvačnicku (Zdroj: autor)	62
Obrázek 67 Uložení ložisek v setrvačnicku (Zdroj: autor)	63
Obrázek 68 Výpočtový model duté centrální hřídele v programu KISSsoft (Zdroj: autor)	64
Obrázek 69 Průběh redukováného napětí podél duté centrální hřídele (Zdroj: autor)	65
Obrázek 70 Schéma znázorňující výpočet kolíků mezi centrální dutou hřídelí a centrálním kolem (Zdroj: autor)	66
Obrázek 71 Základní parametry torque motorů řady TF 96 od firmy Oswald (Zdroj: www.oswald.de)	67
Obrázek 72 Znázornění návratnosti vyšší vstupní ceny nové varianty lisu https://www.oswald.de/	68

Seznam tabulek

Tabulka 1 Výrobní řady svislých kovacích lisů výrobce Šmeral Brno a.s. (Zdroj: www.smeral.cz)	25
Tabulka 2 Technické parametry lisu SKL 2500 (Zdroj: www.smeral.cz)	25
Tabulka 3 Vstupní data pro konstrukci (Zdroj: zadání diplomové práce)	28
Tabulka 4 Vstupní data pro návrh ozubení varianty A (Zdroj: autor)	34
Tabulka 5 Vstupní data pro návrh ozubení varianty B (Zdroj: autor)	35
Tabulka 6 Základní parametry navrženého planetového soukolí varianty B (Zdroj: autor)	37
Tabulka 7 Převodové poměry a otáčky jednotlivých členů planetového soukolí (Zdroj: autor)	37
Tabulka 8 Výsledky bezpečností Flank safety a Root safety (Zdroj: autor)	38
Tabulka 9 Výsledky bezpečností Safety against scuffing (internal and flash temperature) (Zdroj: autor)	38
Tabulka 10 Výsledné hodnoty redukováného napětí v konkrétních bodech prvotního unašeče (Zdroj: autor)	46
Tabulka 11 Výsledné hodnoty redukováného napětí v konkrétních bodech prvotního unašeče (Zdroj: autor)	49
Tabulka 12 Vstupní parametry do programu KISSsoft pro návrh čelního ozubení (Zdroj: autor)	53
Tabulka 13 Výstupní parametry z programu KISSsoft čelního ozubení (Zdroj: autor)	53
Tabulka 14 Výsledky bezpečností Flank safety a Root safety (Zdroj: autor)	53
Tabulka 15 Výsledky bezpečností Safety against scuffing (internal and flash temperature) (Zdroj: autor)	53
Tabulka 16 Vstupní parametry do programu Design Flex Pro pro návrh řemenového převodu (Zdroj: autor)	60
Tabulka 17 Vstupní parametry do programu KISSsoft pro návrh ložisek setrvačnicku (Zdroj: autor)	62
Tabulka 18 Vstupní parametry do programu KISSsoft při návrhu ložisek duté centrální hřídele (Zdroj: autor)	64

Seznam příloh

- | | |
|--------------|--|
| Příloha č. 1 | Návrh planetového soukolí v programu KISSsoft |
| Příloha č. 2 | Návrh ložisek satelitů v programu MITCalc |
| Příloha č. 3 | Návrh čelního ozubení korunového kola v programu KISSsoft |
| Příloha č. 4 | Návrh řemenu v programu Design Flex Pro |
| Příloha č. 5 | Návrh ložisek setrvačnicku v programu KISSsoft |
| Příloha č. 6 | Kontrola duté centrální hřídele a návrh její ložisek v programu KISSsoft |

PŘÍLOHA č. 1

Návrh planetového soukolí v programu KISSsoft

Name : Unnamed

Changed by: kajag on: 30.04.2021 at: 14:16:56

Calculation of a spur planetary gear stage

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0

Gear 2: 0.000.0

Gear 3: 0.000.0

Calculation method: DIN 3990:1987 Method B (YF Method C)

		----- Sun -----	Planets -----	Internal gear ---
Number of planets	[p]	1	3	1
Power (kW)	[P]	12828.170		
Speed (1/min)	[n]	282.7		-0.0
Speed planet carrier (1/min)	[nSteg]	70.0		
Power (kW)	[P]	12828.170		0.000
Planet carrier performance (kW)	[PSteg]	12828.170		
Torque (Nm)	[T]	433333.3	0.0	1316666.7
Torque Pl.-Carrier (Nm)	[TSteg]	1750000.000		
Application factor	[KA]	2.25		
Distribution factor	[K _γ]	1.15		
Required service life (h)	[H]	50000.00		
Gear driving (+) / driven (-)		-	+/-	+
Gear 1 direction of rotation:		Clockwise		
Planet carrier direction of rotation:		clockwise		

Tooth geometry and material

Center distance (mm)	[a]	849.400		
Normal module (mm)	[mn]	32.0000		
Normal pressure angle (°)	[αn]	20.0000		
Helix angle at reference circle (°)	[β]	0.0000		
Number of teeth	[z]	26	25	-79
Facewidth (mm)	[b]	360.00	360.00	360.00
Hand of gear		Spur gear		
Surface hardness		HRC 61	HRC 61	HRC 56
Fatigue strength. tooth root stress (N/mm ²)	[σFlim]	500.00	500.00	370.00

Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm²) [σHlim] 1500.00 1500.00 1220.00

Gear reference profile

1:

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A
Dedendum coefficient	[hfP*] 1.250
Root radius factor	[pfP*] 0.380 (pfPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*] 1.000
Tip radius factor	[paP*] 0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*] 0.000
Protuberance angle	[αprP] 0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*] 0.000
Ramp angle	[αKP] 0.000
	not topping

Gear reference profile

2:

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A
Dedendum coefficient	[hfP*] 1.250
Root radius factor	[pfP*] 0.380 (pfPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*] 1.000
Tip radius factor	[paP*] 0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*] 0.000
Protuberance angle	[αprP] 0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*] 0.000
Ramp angle	[αKP] 0.000
	not topping

Gear reference profile

3:

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A
Dedendum coefficient	[hfP*] 1.250
Root radius factor	[pfP*] 0.380 (pfPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*] 1.000
Tip radius factor	[paP*] 0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*] 0.000
Protuberance angle	[αprP] 0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*] 0.000
Ramp angle	[αKP] 0.000
	not topping

Lubrication type

Oil injection lubrication

Oil nominal kinematic viscosity at 40°C (mm ² /s)	[v40] 320.00
Oil temperature (°C)	[TS] 70.000

Overall transmission ratio [itot] 0.248

Transverse contact ratio	[$\epsilon\alpha$]	1.472
Overlap ratio	[$\epsilon\beta$]	0.000
Total contact ratio	[$\epsilon\gamma$]	1.472
Overall transmission ratio	[i_{tot}]	0.248

Transverse contact ratio	[$\epsilon\alpha$]	1.550
Overlap ratio	[$\epsilon\beta$]	0.000
Total contact ratio	[$\epsilon\gamma$]	1.550
Profile shift coefficient	[x]	0.4919
Tooth thickness, arc, in module	[sn^*]	1.9289
Reference diameter (mm)	[d]	832.000
Base diameter (mm)	[db]	781.824
Tip diameter (mm)	[da]	927.482
Root diameter (mm)	[df]	783.482
Profile shift coefficient	[x]	0.6942
Tooth thickness, arc, in module	[sn^*]	2.0761
Reference diameter (mm)	[d]	800.000
Base diameter (mm)	[db]	751.754
Tip diameter (mm)	[da]	908.428
Root diameter (mm)	[df]	764.428
Profile shift coefficient	[x]	-0.2690
Tooth thickness, arc, in module	[sn^*]	1.3750
Reference diameter (mm)	[d]	-2528.000
Base diameter (mm)	[db]	-2375.543
Tip diameter (mm)	[da]	-2481.214
Root diameter (mm)	[df]	-2625.214
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	866.055
Specific sliding at the tip	[ζ_a]	0.517
Specific sliding at the root	[ζ_f]	-1.402
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	832.745
Specific sliding at the tip	[ζ_a]	0.584
Specific sliding at the root	[ζ_f]	-1.070
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	786.481
Specific sliding at the tip	[ζ_a]	0.374
Specific sliding at the root	[ζ_f]	-0.044
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	-2485.281
Specific sliding at the tip	[ζ_a]	0.042
Specific sliding at the root	[ζ_f]	-0.597

General influence factors

Nominal circum. force at pitch circle (N)	[F_t]	347222.222347222.222
Nominal circumferential force (N)	[F_{tw}]	333568.794353190.487
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	9.27 (Planet)

Meshing stiffness (N/mm/μm)	[cy]	16.758	18.971
Resonance ratio (-)	[N]	0.103	0.177
Dynamic factor	[Kv]	1.00	1.00
Face load factor - flank	[KHβ]	1.25	1.25
- Tooth root	[KFβ]	1.20	1.20
- Scuffing	[KBβ]	1.25	1.25
Transverse load factor - flank	[KHα]	1.00	1.00
- Tooth root	[KFα]	1.00	1.00
- Scuffing	[KBα]	1.00	1.00

Tooth root load capacity

Calculation of Tooth form coefficients according method: C

Tooth form factor	[YF]	2.14		
	[YF]		2.02 /2.02	
	[YF]			1.73
Stress correction factor	[YS]	1.82		
	[YS]		1.89 /1.89	
	[YS]			2.09
Contact ratio factor	[Yε]	0.76	0.73	
Helix angle factor	[Yβ]	1.00	1.00	
Tooth root stress (N/mm ²)	[σF]	276.49		
(N/mm ²)	[σF]		270.48 /261.38	
(N/mm ²)	[σF]			247.26
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	1.001		
Notch sensitivity factor	[YdrelT]		1.004 /	1.004
Notch sensitivity factor	[YdrelT]			1.008
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957	0.957
Size factor, tooth root	[YX]	0.800	0.800	0.800
Finite life factor	[YNT]	1.000	1.000	1.000
Alternating bending factor, mean stress influence coefficient	[YM]	1.000	0.700	1.000
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[σFG]	766.46		
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[σFG]		537.95 /537.95	
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[σFG]			570.68
Safety for tooth root stress	[SF=σFG/σF]	2.77		
	[SF=σFG/σF]		1.99 /2.06	
	[SF=σFG/σF]			2.31

Flank safety

Zone factor	[ZH]	2.18	2.71
-------------	------	------	------

Elasticity factor ($\sqrt{N/mm^2}$)	[ZE]	189.81	189.81		
Contact ratio factor	[Zε]	0.918	0.904		
Helix angle factor	[Zβ]	1.000	1.000		
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[σHw]	1050.52	760.11		
Contact stress (N/mm ²)	[σHB, σHD]	1062.59	1058.13 / 760.11		760.11
Lubrication factor for NL	[ZL]	1.047	1.047 /	1.047	1.047
Speed factor for NL	[ZV]	0.998	0.998 /	0.998	0.998
Roughness factor for NL	[ZR]	1.020	1.020 /	1.038	1.038
Material hardening factor for NL	[ZW]	1.000	1.000 /	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	1.000	1.000	1.000	
Size factor (flank)	[ZX]	0.900	0.900	0.900	
Pitting stress limit (N/mm ²)	[σHG]	1438.69	1438.69 / 1464.05		1190.76
Safety factor for contact stress at operating pitch circle	[SHw]	1.37	1.37 / 1.93	1.57	
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=σHG/σHBD]	1.35	1.36 / 1.93	1.57	

Micropitting according to

ISO/TS 6336-22:2018

Pairing Gear 1 -2 :

Calculation has not been carried out, lubricant: Load stage micropitting test not known

Pairing Gear 2 -3 :

Calculation has not been carried out, lubricant: Load stage micropitting test not known

Scuffing load capacity

Calculation method according to	DIN 3990:1987		
Helical load factor for scuffing	[KBy]	1.00	1.00
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	3119.575	3119.575
Flash temperature-criteria			
Tooth mass temperature (°C)	[θMB]	159.42	101.42
Scuffing temperature (°C)	[θS]	403.59	403.59
Margin of safety for scuffing, flash temperature	[SB]	1.345	3.829
Integral temperature-criteria			
Tooth mass temperature (°C)	[θMC]	119.27	101.06
Integral scuffing temperature (°C)	[θSint]	403.59	403.59
Integral tooth flank temperature (°C)	[θint]	207.24	156.54
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	1.95	2.58

Measurements for tooth thickness

		Gear 1	Gear 2	Gear 3	
Tooth thickness tolerance		Own Input	Own Input	Own Input	
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.128 /	-0.192-0.192 /	-0.266-0.266 /	-0.426

Number of teeth spanned	[k]	4.000	4.000	-9.000	
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	353.059	357.038	-844.273	
Base tangent length with allowance (mm)	[Wk.e/i]	352.938 /	352.878356.858 /356.788	-844.523 /	-844.673
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	69.400	67.500	55.400	
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	977.254	946.076	-2465.371	
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	977.017 /	976.899945.730 /945.596	-2466.116 /	-2466.564
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	977.017 /	976.899945.730 /945.596	-2466.116 /	-2466.564
Measurement over 3 pins, axial, according to AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	977.017 /	976.899945.730 /945.596	-2466.116 /	-2466.564
Circumferential backlash, transverse section (mm)	[jtw]	0.520 /	0.2900.708 /	0.423	
Normal backlash (mm)	[jrw]	0.461 /	0.2700.681 /	0.400	
Total torsional angle (°)	[j.tSys]	0.0392/	0.0265		

Service life, damage

Required safety for tooth flank	[SHmin]		1.00	
System service life (h)	[Hatt]		> 1000000	
Tooth root service life (h)	[HFatt]	1e+06	1e+06	1e+06
Tooth flank service life (h)	[HHatt]	1e+06	1e+06	1e+06

End of Report lines: 263

PŘÍLOHA č. 2

Návrh ložisek satelitů v programu MITCalc



Valivá ložiska INA/FAG

i Výpočet bez chyb.

ii Informace o projektu

?

Kapitola vstupních parametrů

1.0 Volba typu ložiska, zatížení ložiska

1.1 Jednotky výpočtu

SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ ložiska



FAG : Soudečková ložiska s válcovou dírou

1.7 Zatížení ložiska

1.8 Otáčky	n	256,9	[/min]
1.9 Radiální zatížení	Fr	140086,2	[N]
1.10 Axiální zatížení	Fa	0,0	[N]
1.11 Součinitel přídatných dynamických sil		1,92	

1.12 Požadované parametry ložiska

1.13 Trvanlivost ložiska	Lh	25000	[h]
1.14 Součinitel statické bezpečnosti	s0	2,00	

1.3 Provedení ložiska

1.4

1.5

1.6

1.15 Přídatné dynamické síly

1.16 Žádné

1.17 Od ozubených převodů

1.18 Běžná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče 0.02)

1.19 Součinitel fk 1,1 - 1,3 1,20

1.20 Válcovací stolice, kladiva, nůžky na plech, razící st

1.21 Součinitel fd 1,3 - 2 1,60

1.22 Od řemenových převodů

1.23 Klínové řemeny

1.24 Součinitel fb 1,9 - 2,5 2,20

2.0 Volba rozměrů ložiska

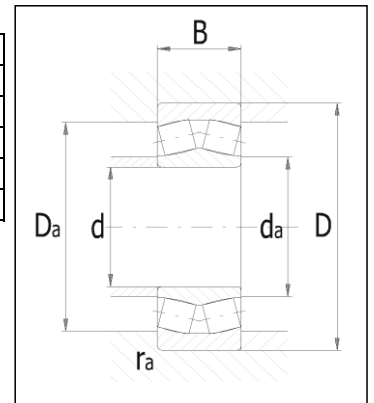
2.1 Rozměry ložiska

ID	d	D	B	C	C0	nr	nmax	Ložisko
207	280,0	420,0	140,0	2000000	4000000	800	1100	24056-B-MB

2.2 Parametry ložiska

2.3 Základní dynamická únosnost	C	2000000	[N]
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení	P	268965,5	[N]
2.5 Základní trvanlivost	L10h	52063	[h]
2.6 Základní statická únosnost	C0	4000000	[N]
2.7 Statické ekvivalentní zatížení	P0	268965,5	[N]
2.8 Součinitel statické bezpečnosti	s0	14,87	
2.9 Dovolené radiální zatížení	F _{rmax}	-	[N]
2.10 Dovolené axiální zatížení	F _a max	-	[N]
2.11 Referenční otáčky	nr	800	[/min]
2.12 Mezní otáčky	nmax	1100	[/min]
2.13 Ztrátový výkon	NR	1823,43	[W]
2.14 Váha ložiska	g	70,8	[kg]

d	280
D	420
B	140
ramax	3
Damax	405,4
damin	294,6



3.0 Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

3.1 Kinematická viskozita maziva

3.2 Vztažná viskozita	v ₁	24	[mm ² /s]
3.3 Provozní viskozita	v	130,0	[mm ² /s]
3.4 Viskozní poměr	κ	5,42	

3.5 Požadované minimální zatížení

3.6 Minimální radiální zatížení	F _{rmin}	-	[N]
---------------------------------	-------------------	---	-----

3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti

3.8 Mezní únavové zatížení	Pu	225000	[N]
3.9 Požadovaná spolehlivost		90 %	
3.10 Znečištění maziva		Typické znečištění	
3.11 Součinitel úrovně znečištění	η	0,4 - 0,2	0,30
3.12 Součinitel trvanlivosti	a ₁ /a ₂₃	1	1,8
3.13 Modifikovaná trvanlivost	Lmh	93713	[h]

Kapitola doplňků

4.0 Pomocné výpočty

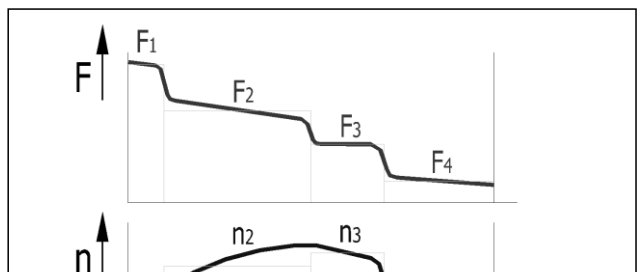
5.0 Proměnlivé zatížení ložiska

5.1 Počet různých podmínek zatížení

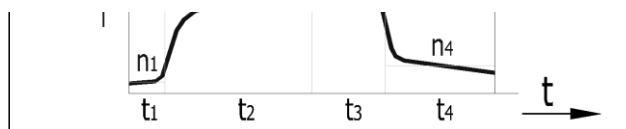
3

5.2 Tabulka zatížení

i	F _{ri} [N]	F _{ai} [N]	n _i [/min]	t _i /t [%]
1	403976,1	0,0	221,2	3,4
2	40397,6	0,0	221,2	47,7
3	40397,6	0,0	294,0	49,0
4				
5				
6				



7				
8				
9				
10				
11				
12				
13				
14				
15				



5.3 **Střední zatížení**

5.4 Otáčky	n	256,9	[/min]
5.5 Radiální zatížení	Fr	140086,2	[N]
5.6 Axiální zatížení	Fa	0	[N]
5.7 Přenos zatížení do hlavního výpočtu			

6.0 Výpočet ložisek s kosoúhlým stykem

7.0 Grafický výstup, CAD systémy

PŘÍLOHA č. 3

Návrh čelního ozubení korunového kola v programu KISSsoft

Name : vnejsi_ozubeni

Changed by: kajag on: 30.04.2021 at: 14:24:19

Calculation of a spur-toothed cylindrical gear pair

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0

Gear 2: 0.000.0

Calculation method ISO 6336:2019

----- Gear 1 ----- Gear 2 --

Power (mW)	[P]	3803.614	
Speed (1/min)	[n]	0.0	0.0
Torque (Nm)	[T]	363218.4	1316666.7
Application factor	[KA]	2.25	
Required service life (h)	[H]	25000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Gear 1 direction of rotation:		Clockwise	

Tooth geometry and material

Center distance (mm)	[a]	2298.000	
Normal module (mm)	[mn]	25.0000	
Normal pressure angle (°)	[an]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[β]	0.0000	
Number of teeth	[z]	40	145
Facewidth (mm)	[b]	200.00	200.00
Hand of gear		Spur gear	
Surface hardness		HRC 61	HRC 61
Fatigue strength, tooth root stress (N/mm ²)	[σFlim]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σHlim]	1500.00	1500.00

Gear reference profile

1:

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[pfP*]	0.380	(pfPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[paP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[αprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[αkP]	0.000	
		not topping	

Gear reference profile

2:

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[pfP*]	0.380	(pfPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[paP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[αprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[αkP]	0.000	
		not topping	

Lubrication type Grease lubrication

Base oil nominal kinematic viscosity at 40°C (mm²/s) [ν40] 120.00

Overall transmission ratio [itot] -3.625

Transverse contact ratio [εα] 1.843

Overlap ratio [εβ] 0.000

Total contact ratio	[ε _γ]	1.843
Profile shift coefficient	[x]	-0.0040
Tooth thickness, arc, in module	[sn*]	1.5679
Reference diameter (mm)	[d]	1000.000
Base diameter (mm)	[db]	939.693
Tip diameter (mm)	[da]	1049.098
Root diameter (mm)	[df]	937.300
Profile shift coefficient	[x]	-0.5620
Tooth thickness, arc, in module	[sn*]	1.1617
Reference diameter (mm)	[d]	3625.000
Base diameter (mm)	[db]	3406.386
Tip diameter (mm)	[da]	3646.200
Root diameter (mm)	[df]	3534.402
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	993.730
Specific sliding at the tip	[ζ _a]	0.392
Specific sliding at the root	[ζ _f]	-0.845
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	3602.270
Specific sliding at the tip	[ζ _a]	0.458
Specific sliding at the root	[ζ _f]	-0.644

General influence factors

Nominal circum. force at pitch circle (N)	[F _t]	726436.8
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	0.00
Meshing stiffness (N/mm/μm)	[c _{γα}]	22.927
Resonance ratio (-)	[N]	0.000
Load in accordance with Figure 13, ISO 6336-1:2006 0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)	[-]	4
Without stiffening		
Tooth trace deviation (active) (μm)	[Fβ _y]	78.00
Tooth without tooth trace modification		
Position of contact pattern:	favorable	
Dynamic factor	[K _v]	1.000
Face load factor - flank	[K _{Hβ}]	1.093
- Tooth root	[K _{Fβ}]	1.067
- Scuffing	[K _{Bβ}]	1.093
Transverse load factor - flank	[K _{Hα}]	1.000
- Tooth root	[K _{Fα}]	1.000
- Scuffing	[K _{Bα}]	1.000

Tooth root load capacity

Calculation of Tooth form coefficients according method: B			
Tooth form factor	[Y _F]	1.12	1.20
Stress correction factor	[Y _S]	2.12	2.05
Helix angle factor	[Y _β]		1.000
Tooth root stress (N/mm ²)	[σ _F]	827.76	857.23
Notch sensitivity factor	[Y _{drelT}]	1.054	1.021
Surface factor	[Y _{RrelT}]	1.000	1.000
Size factor, tooth root	[Y _X]	1.000	1.000
Finite life factor	[Y _{NT}]	2.500	2.500
Alternating bending factor, mean stress influence coefficient	[Y _M]	1.000	1.000
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[σ _{FG}]	2265.75	2194.34
Safety for tooth root stress	[SF=σ _{FG} /σ _F]	2.74	2.56

Flank safety

Zone factor	[Z _H]	2.566
Elasticity factor (√N/mm ²)	[Z _E]	189.812
Contact ratio factor	[Z _ε]	0.848
Helix angle factor	[Z _β]	1.000
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[σ _{Hw}]	1394.27
Contact stress (N/mm ²)	[σ _{HB} , σ _{HD}]	1401.19 1394.27
Lubrication factor for NL	[Z _L]	1.000 1.000
Speed factor for NL	[Z _V]	1.000 1.000
Roughness factor for NL	[Z _R]	1.000 1.000
Material hardening factor for NL	[Z _W]	1.000 1.000

Finite life factor	[ZNT]	1.600	1.600
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Pitting stress limit (N/mm ²)	[σHG]	2400.00	2400.00
Safety factor for contact stress at operating pitch circle	[SHw]	1.72	1.72
Safety against pressure, σHG/σHBD Single contact	[SHBD]	1.71	1.72

Micropitting according to ISO/TS 6336-22:2018

Calculation has not been carried out, lubricant: Load stage micropitting test not known

Scuffing load capacity

Calculation method according to	ISO/TS 6336-20/21:2017
Helical load factor for scuffing	[KBγ] 1.000
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt] 8932.414
Flash temperature-criteria	
Tooth mass temperature (°C)	[θMi] 70.46
Scuffing temperature (°C)	[θS] 301.13
Margin of safety for scuffing, flash temperature	[SB] 80.207

Integral temperature-criteria	
Tooth mass temperature (°C)	[θMC] 70.22
Integral scuffing temperature (°C)	[θSint] 312.10
Integral tooth flank temperature (°C)	[θint] 70.62
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint] 4.420

Measurements for tooth thickness

Tooth thickness tolerance		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.175 /	-0.255-0.430 / -0.590
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	346.052	1185.111
Base tangent length with allowance (mm)	[Wk.e/i]	345.887 /	345.8121184.707 / 1184.557
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.164 /	-0.240 -0.404 / -0.554
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	45.000	45.000
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)[MdK]		1066.806	3665.347
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	1066.387 /	1066.1953664.153 / 3663.708
Diametral measurement over pins without clearance (mm)[MdR]		1066.806	3665.347
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	1066.387 /	1066.1953664.153 / 3663.708
Measurement over 3 pins, axial, according to AGMA 2002 (mm)			
	[dk3A.e/i]	1066.387 /	1066.1953664.153 / 3663.708
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw.e/i]	0.900 /	0.541
Normal backlash (mm)	[jn.e/i]	0.854 /	0.509
Total torsional angle (°)	[j.tSys]	0.1038/	0.0624

Service life, damage

Required safety for tooth flank	[SHmin]	1.00
System service life (h)	[Hatt]	> 1000000
Tooth root service life (h)	[HFatt]	1e+06
Tooth flank service life (h)	[HHatt]	1e+06

End of Report

lines: 203

PŘÍLOHA č. 4

Návrh řemenu v programu Design Flex Pro



Návrh řemenového převodu - Detaily pohonu

Design Flex

Navrženo pro:

Zajišťuje:

Karel Glatz
ZCU
karelg@students.zcu.cz
775619602 Telefon

Aplikace: **Konstrukce #1**
Soubor: vypocet.sdf

VSTUP

Info. o pohonu

Hnací

Hnaný

Poměr otáček: 5,25 Do pomala
Výkon motoru: 75 kW, Účinnost: 95,00 %
Provozní faktor: 2,0
Konstr. výkon: 150 kW
Středová vzdálenost: 2175 mm +/-3%
Stand. motoru: Elektrický motor

Otáčky za minutu: 1485 282,7 +4%/-4%

Kontrolovaná pouzdra: QD, Bez provedení s min dírou
Kontrolované řemeny: Predator

Jednotlivé řemeny, Pásma,

ZVOLENÝ POHON

Typ řemene: **Predator - 8VP**

Řemen

Hnací

Hnaný

Poměr otáček: 5,43 Do pomala	Počet drážek / žeber: 3	Díl č.: 1-3/8VP3000	QD4/8V12.50	1700 mm Vnější
Rychlost hnaná: 273,7	Díl č.: 9182-3300	Produkt č.: 9182-3300	7876-4125	Neskladová položka
Nominální výkon: 163,81 kW	Roztečný průměr: --	Obv. rychl. m/s: 24,3 m / s	312,4 mm	1694,9 mm
Předimanzování: 1,09	Otáčky za minutu: 191,3	Horní šířka: --	1485	273,7
Na hřídel: 5301 N	Obv. rychl. m/s: 24,3 m / s	Horní šířka: --	24,7 m / s	24,4 m / s
Středová vzdálenost: 2111,3 mm	Horní šířka: --	Obv. rychl. m/s: 24,3 m / s	123,8 mm	--
Instalační tolerance: 2019,8 mm až 2187,8 mm	Pouzdro položka č.: --	Díra: --	F	--
	Díra: --	Bolt točivého momentu: --	25,4 mm - 101,6 mm	--
	Hmotnost: 14 kg		149 Nm	--
			34 kg	--

NAPĚTÍ

Nový řemen

Použitý řemen

Statické napětí (na drážku/žebro): 1537 až 1647 N	1318 až 1428 N
Statický Belt Pull (Celková síla): 8716 až 9339 N	7471 až 8094 N
Průhyb na drážku/žebro: 31,00 mm	31,00 mm
Síla v průhybu na drážku/žebro: 13 kgf	11 až 12 kgf
Sonic - měřič napětí: 4612 až 4942 N	3953 až 4283 N
Frekvence řemene: 14 Hz	13 Hz
Powerband multiplikátor: 1,0020 až 1,0022	1,0017 až 1,0019

Nastavení Sonicu:
Hmotnost 527,85g / m, Šířka: 3 mm/#R, Rozpětí: 1995 mm

POZNÁMKY

- Motážní přesnost vychází ze zadaného rozsahu osových vzdáleností.
- Brány sériových řemenic a pouzder jsou navrženy tak, aby nesly vysoký točivý moment zatížení této aplikace.
- NEMA min dia doporučení neexistují pro HP / RPM vybraný. obraťte se na výrobce motoru potvrdit, že tah řemenů je přijatelná.
- Hmotnost řemenice/pouzdra překračuje 20 kg. Během instalace buďte opatrní.
- Hnací řemenice je širší, než je nezbytné.
- Hnaná řemenice je předmětem zvláštní objednávky. Průměr řemenice a pouzdro nejsou známy.

Tato zpráva: (1) se vztahuje pouze na produkty Gates; (2) obsahuje důvěrné informace; (3) lze poskytnout pouze na podporu prodeje nebo údržbu našich výrobků; a (4) není zárukou výkonnosti.

Výrobky Brány nejsou navrženy, vyrobeny nebo zkoušeny pro použití v aplikacích letadel, včetně letadel, vrtule nebo rotoru pohonné systémy, a všechny osazené nebo bezpilotních vzdušných prostředcích všeho druhu. Zvedací a Brzdové systémy mají zvláštní ohledy. Kupující má výlučnou odpovědnost za výběr a testování produktů pro každé zamýšlené použití.

Tato zpráva a jakýkoli výrobek uvedený v této zprávě se vztahují Gates Standardních podmínkách prodeje, včetně všech odmítnutí odpovědnosti, vyloučení a omezení záruky, vyjádřené nebo předpokládané. Tyto podmínky lze nalézt na ww2.gates.com/terms_of_sale~~pobj.

PŘÍLOHA č. 5

Návrh ložisek setrvačnicku v programu KISSsoft

Name : loziska

Changed by: kajag on: 30.04.2021 at: 14:47:39

ROLLING BEARING ANALYSIS

Calculation method: ISO 281:2007 and manufacturer's notes
- With constant a23-factor (1.0)

General data:

Speed (1/min)	282.700
Axial force (N)	0.000
Required service life (h)	25000.000

Rolling bearing A:

Designation	SKF 618/560 MA
Type	Deep groove ball bearing (single row)
	SKF Popular Item
Bearing clearance:	C0
Radial and axial load	
Radial force (N)	[Fr] 1015.800
Axial force (N)	[Fa] 0.000
Inner diameter (mm)	[d] 560.000
External diameter (mm)	[D] 680.000
Width (mm)	[B] 56.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C] 345.000
Basic static load rating (kN)	[C0] 695.000
Fatigue load limit (kN)	[Cu] 11.800
Dynamic equivalent load (N)	[P] 1015.800
Speed limit (oil) (1/min)	[n.max] 1300
Static equivalent load (N)	[P0] 1015.800
Rolling moment of friction (Nmm)	[Mrr] 2934.591
Sliding moment of friction (Nmm)	[Msl] 48.112
Moment of friction, seals (Nmm)	[Mseal] 0.000
Mseal according to SKF Main Catalog 17000/1 EN: 2018	
Moment of friction flow losses (Nmm)	[Mdrag] 0.000
Total moment of friction (Nmm)	[M] 2982.703
Basic rating life (h)	[Lnh]1000000.000
Bearing rating life (h)	[Lnh]1000000.000
Static safety factor	[S0] 684.190

Rolling bearing B:

Designation	SKF 618/530 MA
Type	Deep groove ball bearing (single row)
	SKF Popular Item
Bearing clearance:	C0
Radial and axial load	
Radial force (N)	[Fr] 43861.400
Axial force (N)	[Fa] 0.000
Inner diameter (mm)	[d] 530.000
External diameter (mm)	[D] 650.000
Width (mm)	[B] 56.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C] 332.000
Basic static load rating (kN)	[C0] 655.000
Fatigue load limit (kN)	[Cu] 11.200
Dynamic equivalent load (N)	[P] 43861.400
Speed limit (oil) (1/min)	[n.max] 1400
Static equivalent load (N)	[P0] 43861.400
Rolling moment of friction (Nmm)	[Mrr] 10607.366
Sliding moment of friction (Nmm)	[Msl] 3375.258
Moment of friction, seals (Nmm)	[Mseal] 0.000

Mseal according to SKF Main Catalog 17000/1 EN: 2018

Moment of friction flow losses (Nmm) [Mdrag] 0.000

Total moment of friction (Nmm) [M] 13982.623

Basic rating life (h) [Lnh] 25567.586

Bearing rating life (h) [Lnh] 25567.586

Static safety factor [S0] 14.933

End of Report

lines: 84

PŘÍLOHA č. 6

Kontrola duté centrální hřídele a návrh její ložisek v programu KISSsoft

Name : vypočet_s_momentem

Changed by: kajag on: 30.04.2021 at: 15:03:07

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Duta hridel	
Drawing		
Initial position (mm)		0.000
Length (mm)		1479.000
Speed (1/min)		282.70
Direction of rotation:	clockwise	

Material		
Young's modulus (N/mm ²)		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300
Density (kg/m ³)		7830.000
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)		20.000
Weight of shaft (kg)		1043.077
Note: the weight is only for the shaft. The gears are not considered.		
Weight of shaft, including additional masses (kg)		1043.077
Mass moment of inertia (kg*m ²)		61.188
Momentum of mass GD2 (Nm ²)		2401.014

Position in space (°)		0.000
Gears mounted with stiffness according to ISO		
Consider deformations due to shearing		
Shear correction factor		1.100
Contact angle of rolling bearings is considered		
Tolerance field:	Mean value	

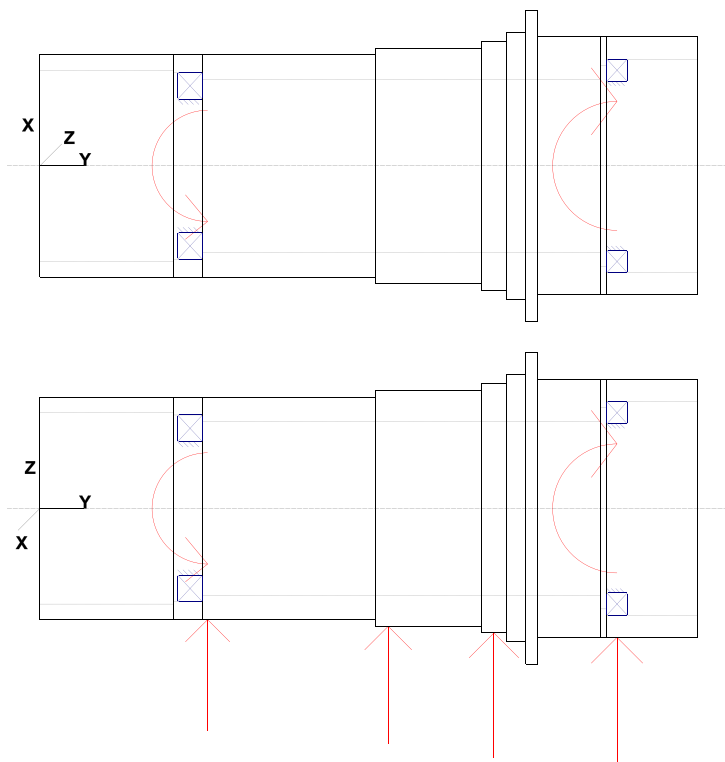


Figure: Load applications

Shaft definition

(Shaft 1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)		0.000 mm ... 755.000 mm
Diameter (mm)	[d]	500.0000
Length (mm)	[l]	755.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000
Cylinder (Cylinder)		755.000 mm ... 994.000 mm
Diameter (mm)	[d]	530.0000
Length (mm)	[l]	239.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000
Cylinder (Cylinder)		994.000 mm ...1050.000 mm
Diameter (mm)	[d]	560.0000
Length (mm)	[l]	56.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000
Cylinder (Cylinder)		1050.000 mm ...1094.000 mm
Diameter (mm)	[d]	600.0000
Length (mm)	[l]	44.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000
Cylinder (Cylinder)		1094.000 mm ...1119.000 mm
Diameter (mm)	[d]	700.0000
Length (mm)	[l]	25.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000
Cylinder (Cylinder)		1119.000 mm ...1479.000 mm
Diameter (mm)	[d]	580.0000
Length (mm)	[l]	360.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Inner contour

Cylindrical bore (Cylindrical bore)		0.000 mm ... 300.000 mm
Diameter (mm)	[d]	430.0000
Length (mm)	[l]	300.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000
Cylindrical bore (Cylindrical bore)		300.000 mm ... 366.000 mm
Diameter (mm)	[d]	420.0000
Length (mm)	[l]	66.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000
Cylindrical bore (Cylindrical bore)		366.000 mm ... 1262.000 mm
Diameter (mm)	[d]	390.0000
Length (mm)	[l]	896.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000
Cylindrical bore (Cylindrical bore)		1262.000 mm ... 1276.000 mm
Diameter (mm)	[d]	452.0000
Length (mm)	[l]	14.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000
Cylindrical bore (Cylindrical bore)		1276.000 mm ... 1479.000 mm
Diameter (mm)	[d]	480.0000
Length (mm)	[l]	203.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Forces

Type of force element	Centric force
Label in the model	silna od centralniho kola
Position on shaft (mm)	1299.0000
Length of load application (mm)	359.0000

Power (kW)	12828.5190 driving (output)
Torque (Nm)	-433333.3300
Axial force (N)	0.0000
Shearing force X (N)	0.0000
Shearing force Z (N)	8556.4700
Bending moment X (Nm)	0.0000
Bending moment Z (Nm)	0.0000

Type of force element	Centric force
Label in the model	síla od spojky
Position on shaft (mm) [y _{local}]	377.5000
Length of load application (mm)	700.0000
Power (kW)	12828.5190 driven (input)
Torque (Nm)	433333.3300
Axial force (N)	0.0000
Shearing force X (N)	0.0000
Shearing force Z (N)	13080.0600
Bending moment X (Nm)	0.0000
Bending moment Z (Nm)	0.0000

Type of force element	Centric force
Label in the model	RB
Position on shaft (mm) [y _{local}]	784.0000
Length of load application (mm)	0.0000
Power (kW)	0.0000
Torque (Nm)	-0.0000
Axial force (N)	0.0000
Shearing force X (N)	0.0000
Shearing force Z (N)	43861.3500
Bending moment X (Nm)	0.0000
Bending moment Z (Nm)	0.0000

Type of force element	Centric force
Label in the model	RA
Position on shaft (mm) [y _{local}]	1022.0000
Length of load application (mm)	0.0000
Power (kW)	0.0000
Torque (Nm)	-0.0000
Axial force (N)	0.0000
Shearing force X (N)	0.0000
Shearing force Z (N)	1015.8400
Bending moment X (Nm)	0.0000
Bending moment Z (Nm)	0.0000

Bearing

Label in the model	lozisko C
Bearing type	Deep groove ball bearing (single row)
Bearing position (mm) [y _{local}]	338.000
Attachment of external ring	Set fixed bearing left
Basic static load rating (kN) [C ₀]	375.000
Basic dynamic load rating (kN) [C]	270.000
Fatigue load limit (kN) [C _u]	8.300

Label in the model	lozisko D
Bearing type	Deep groove ball bearing (single row)
Bearing position (mm) [y _{local}]	1299.000
Attachment of external ring	Set fixed bearing right
Basic static load rating (kN) [C ₀]	390.000
Basic dynamic load rating (kN) [C]	242.000
Fatigue load limit (kN) [C _u]	8.000

Results

Shaft

Maximum deflection (µm)	51.286
Position of the maximum (mm)	1479.000
Mass center of gravity (mm)	852.354
Total axial load (N)	0.000
Torsion under torque (°)	-0.058

Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance (ISO 281)	[u _A]	10.00	µm
Lubricant	ISO-VG 320		
Lubricant - service temperature	[T _B]	70.00	°C
Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)			

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'C'

Position (Y-coordinate)	[y]	338.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	31.60	kN
Static equivalent load	[P ₀]	31.60	kN

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	36773.51	h
Static safety factor	[S ₀]	11.87	

Bearing reaction force	[F _x]	-0.000	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _z]	-31.600	kN
Bearing reaction force	[F _r]	31.600	kN (-90°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M _{rr}]	3.842	Nm
Sliding moment of friction	[M _{sl}]	1.624	Nm
Moment of friction, seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Moment of friction flow losses	[M _{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	5.466	Nm
Power loss	[P _{loss}]	161.817	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant µbl=0.15.

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'D'

Position (Y-coordinate)	[y]	1299.00	mm
Dynamic equivalent load	[P]	24.68	kN
Static equivalent load	[P ₀]	24.68	kN

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	55576.99	h
Static safety factor	[S ₀]	15.80	

Bearing reaction force	[F _x]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _z]	-24.681	kN
Bearing reaction force	[F _r]	24.681	kN (-90°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M _{rr}]	5.051	Nm
Sliding moment of friction	[M _{sl}]	1.405	Nm
Moment of friction, seals	[M _{seal}]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018			
Moment of friction flow losses	[M _{drag}]	0.000	Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	6.456	Nm
Power loss	[P _{loss}]	191.127	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant µbl=0.15.

Damage (%)	[Lreq] (20000.000)
Bin no B1 B2	
1 54.39 35.99	

Σ 54.39 35.99

Utilization (%) [Lreq] (20000.000)

B1 B2

81.63 71.13

Note: Utilization = $(Lreq/Lh)^{1/k}$

Ball bearing: $k = 3$, roller bearing: $k = 10/3$

B1 : mensi lozisko

B2 : vetsi lozisko

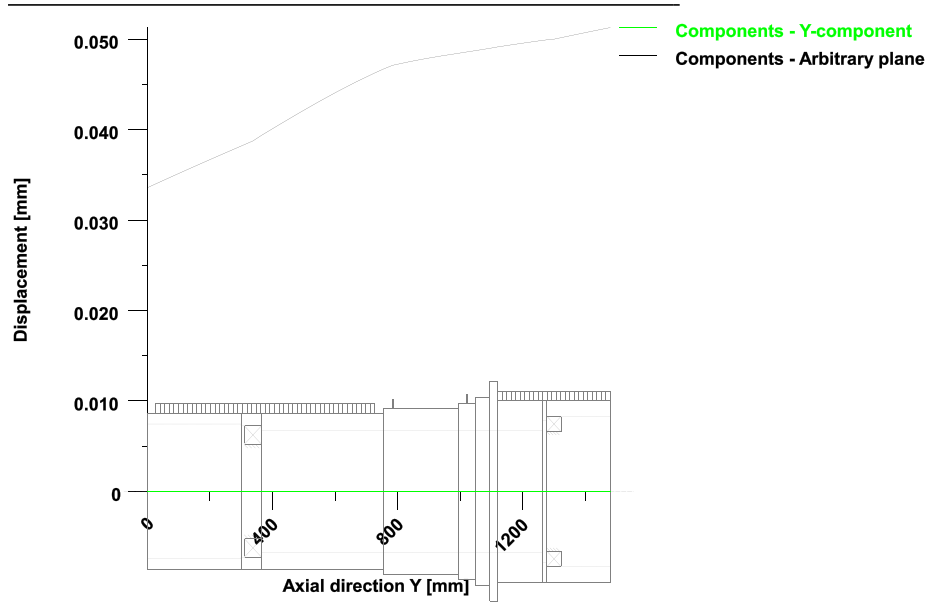
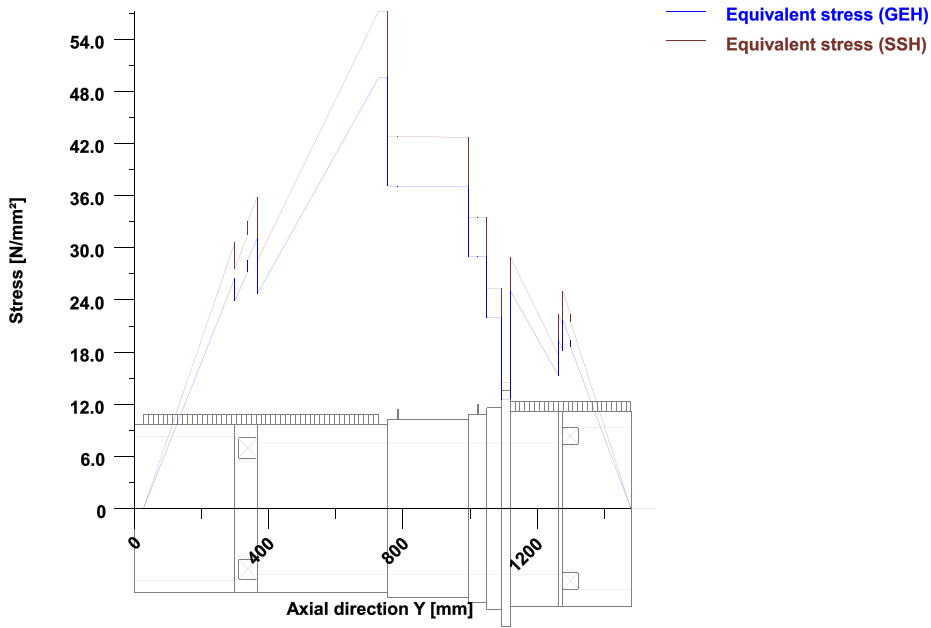


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 90 124)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations

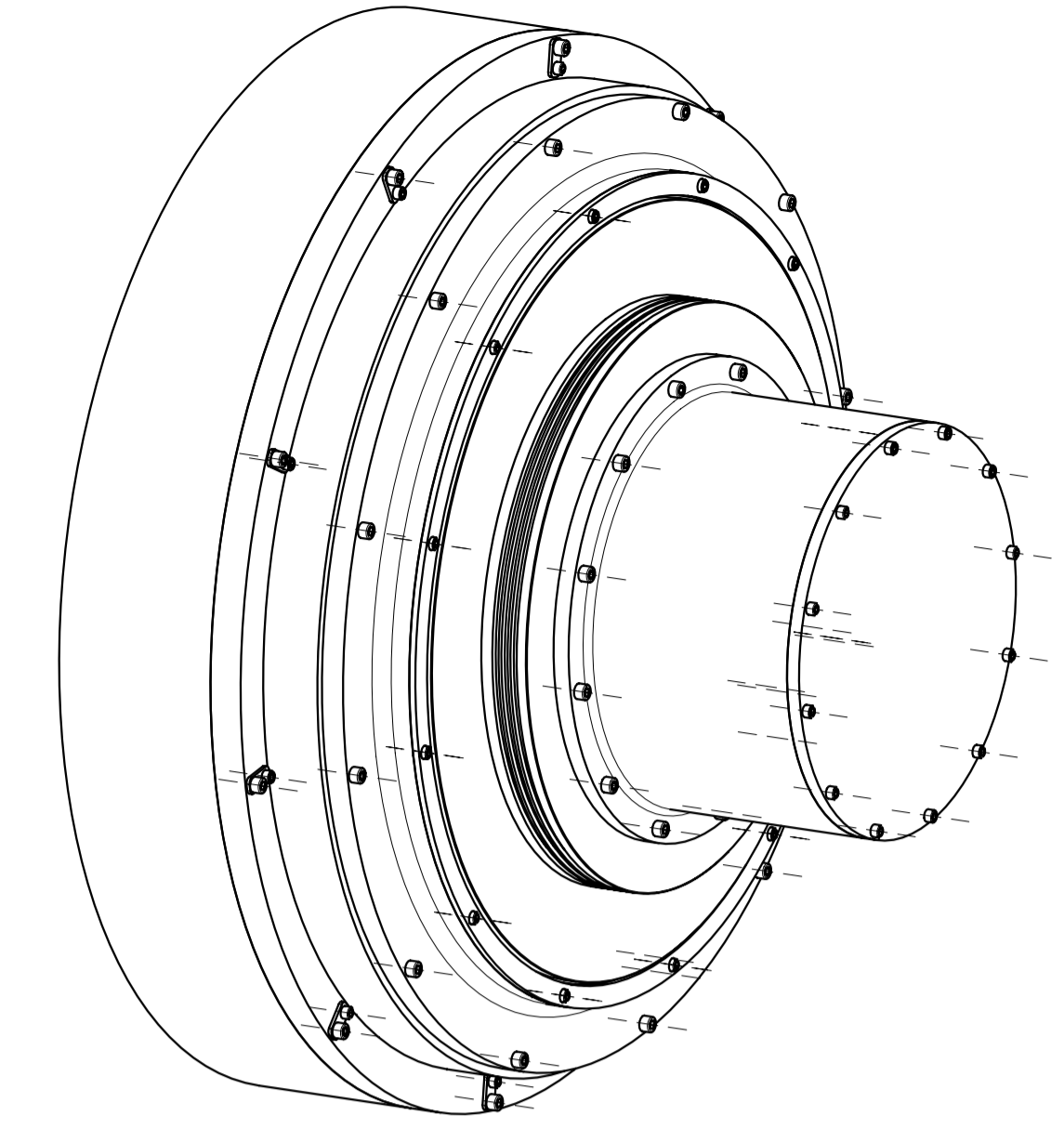
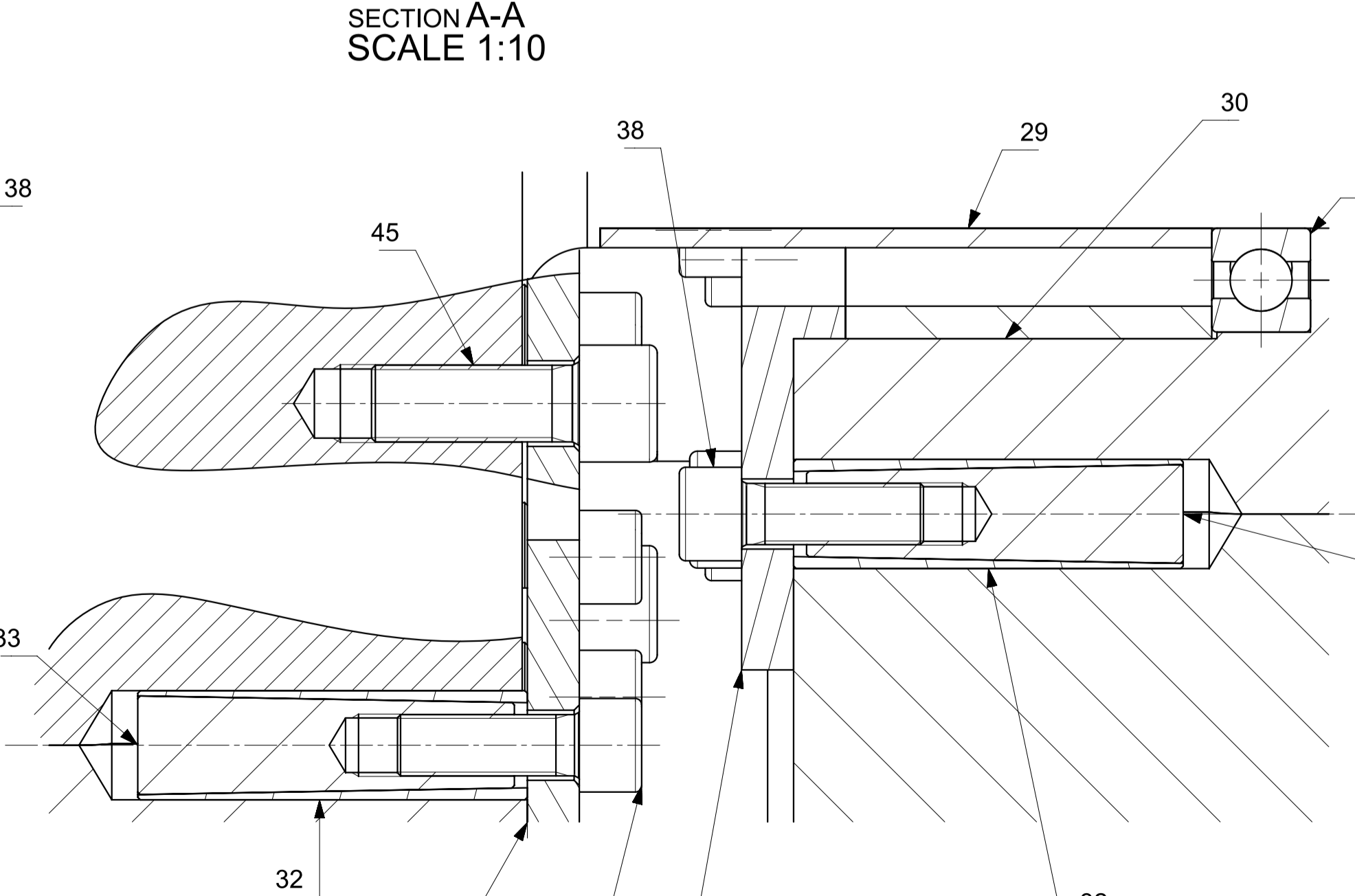
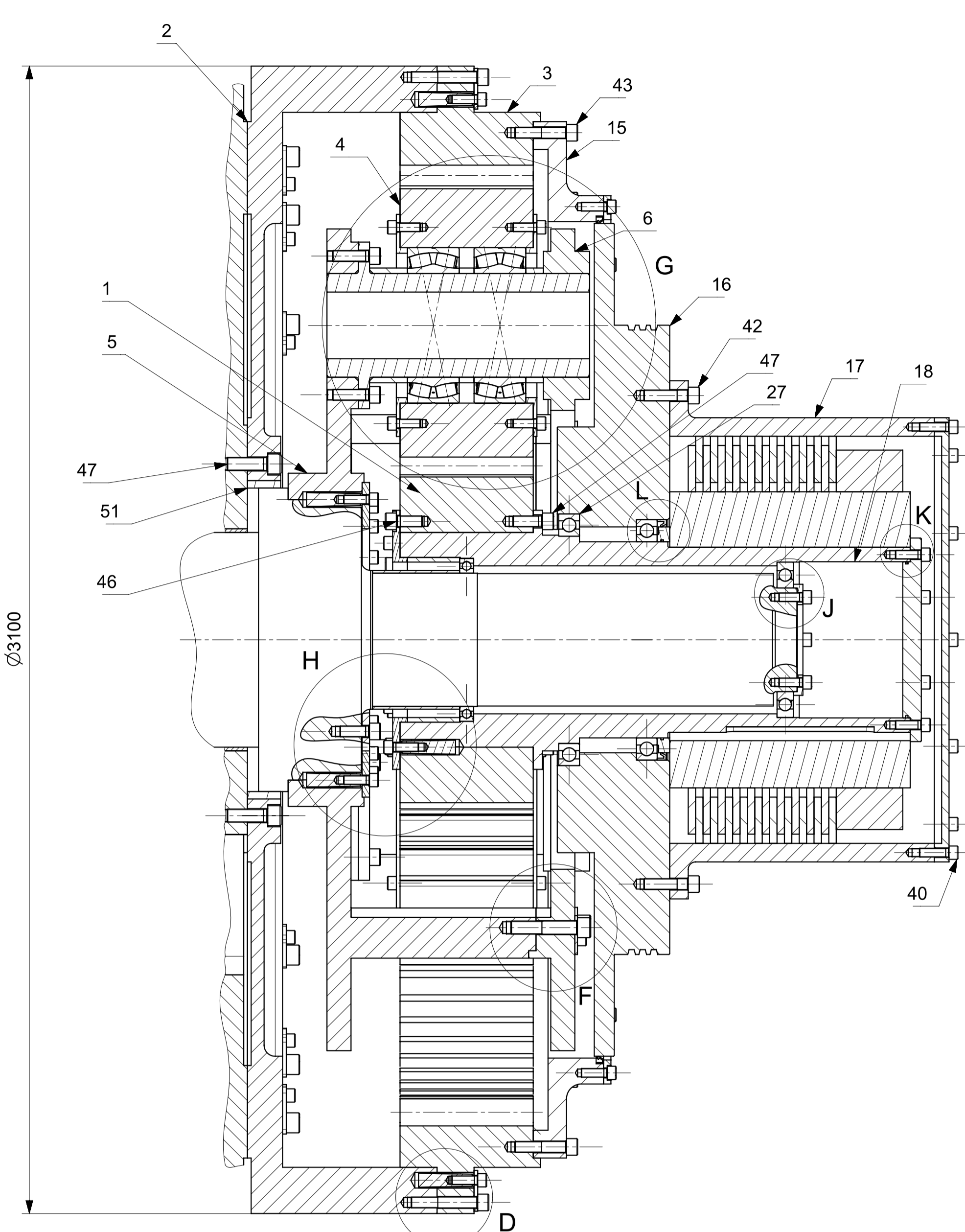
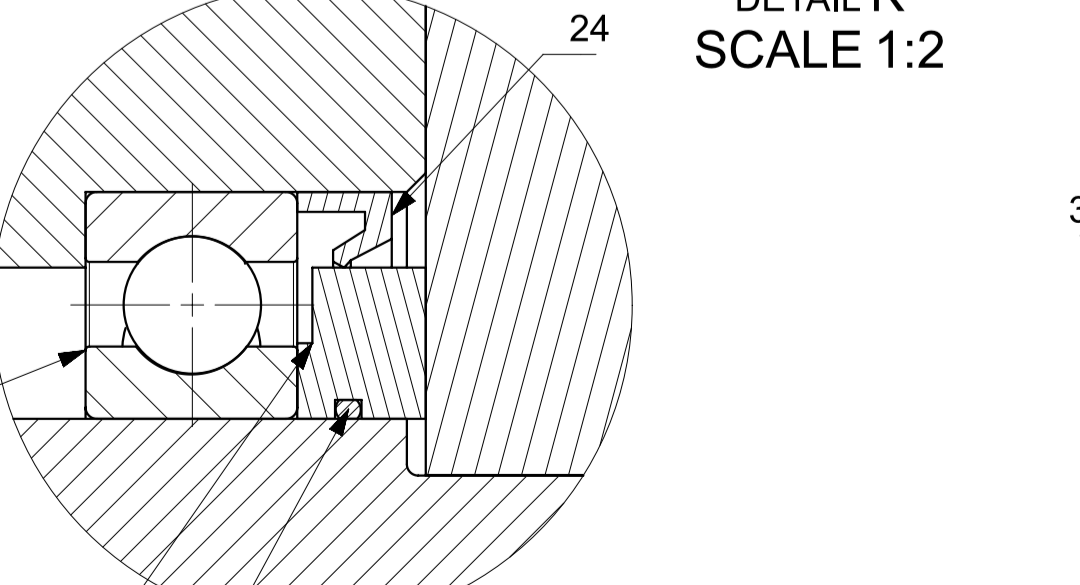
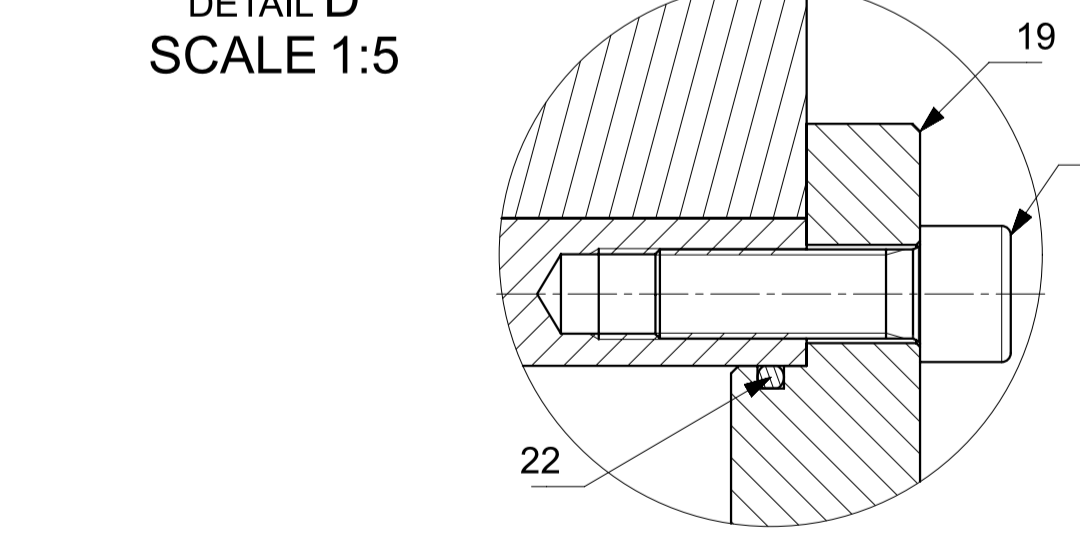
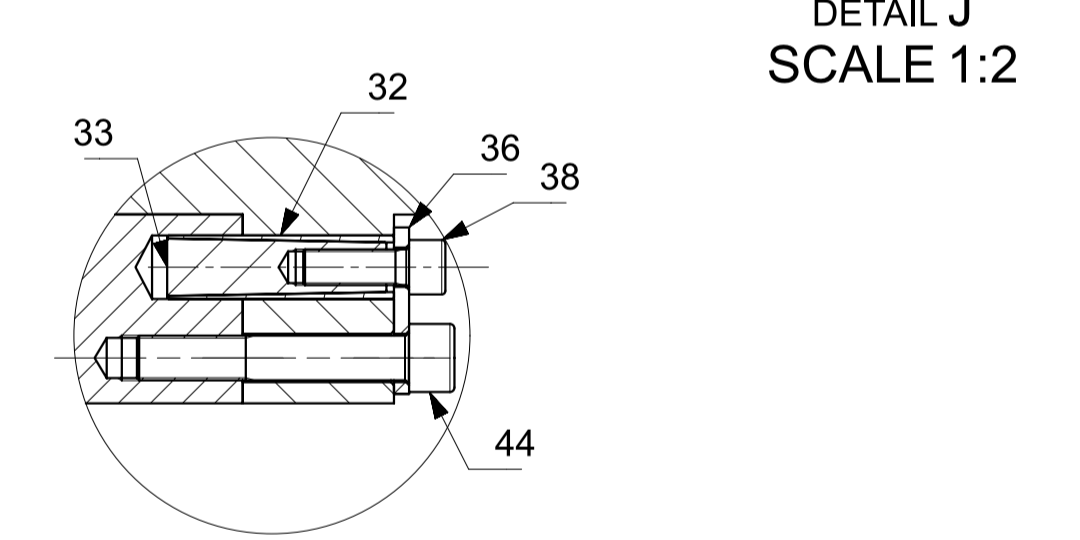
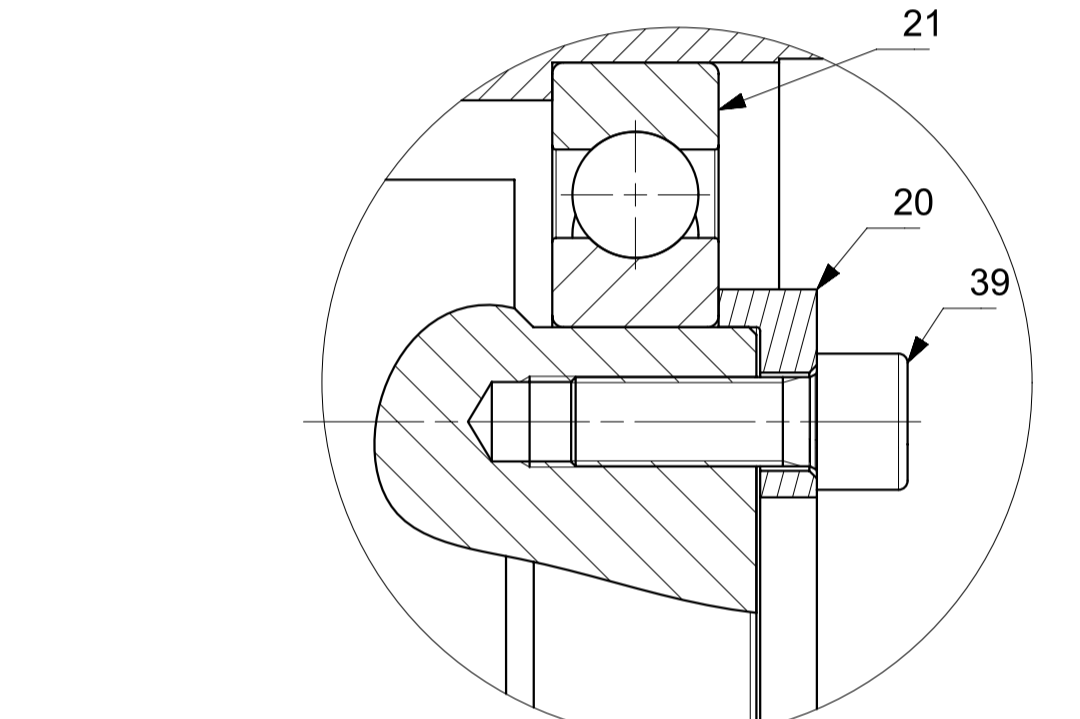
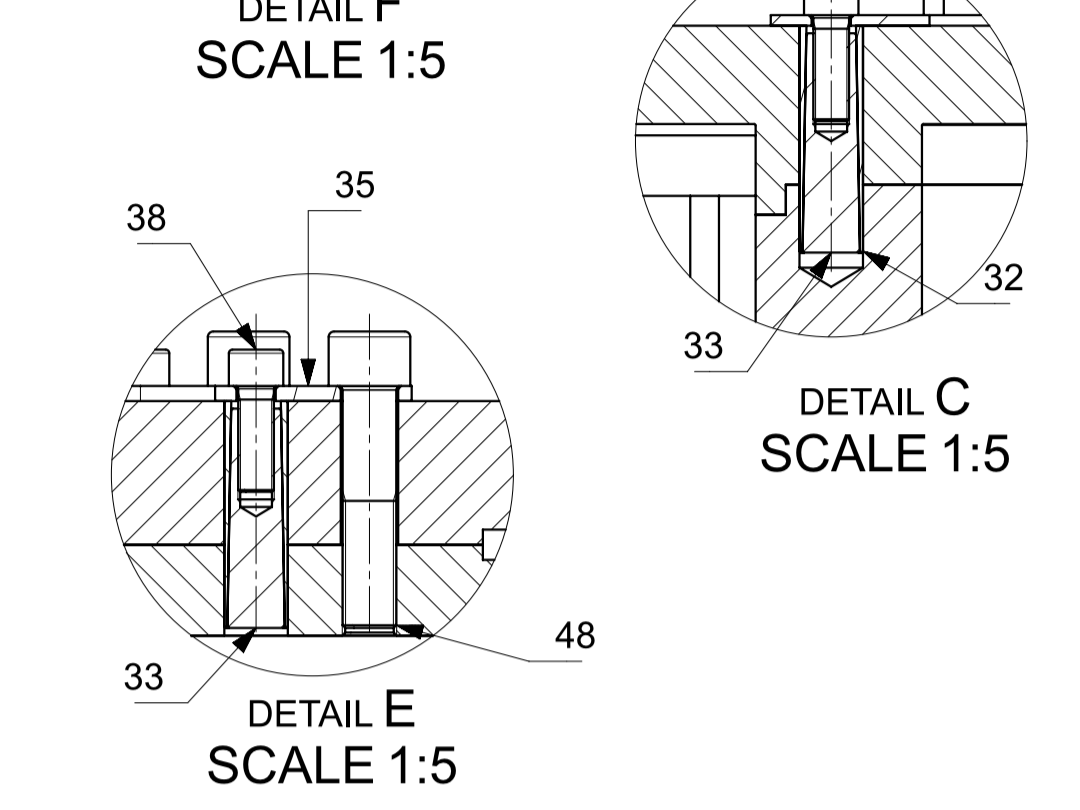
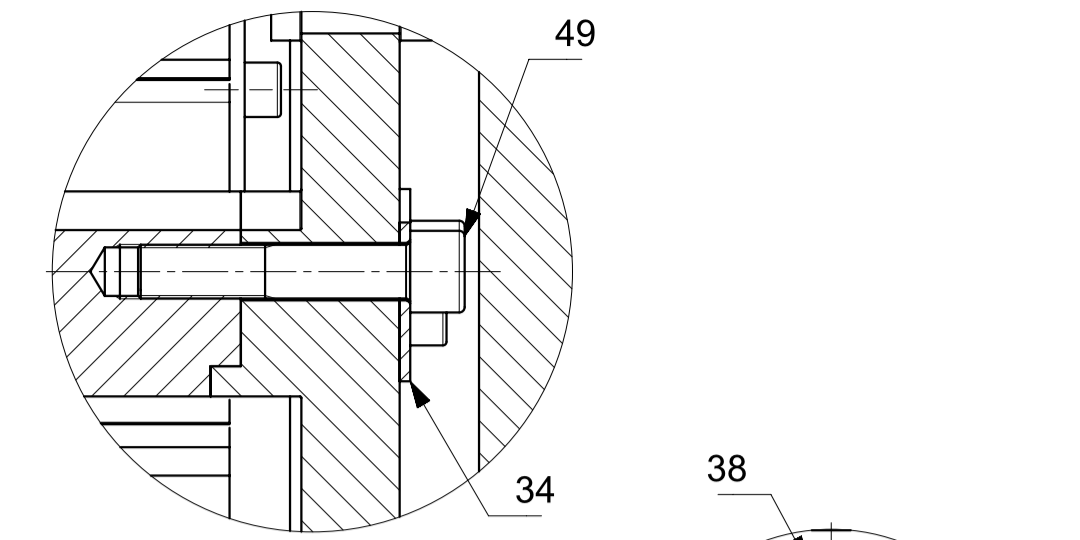
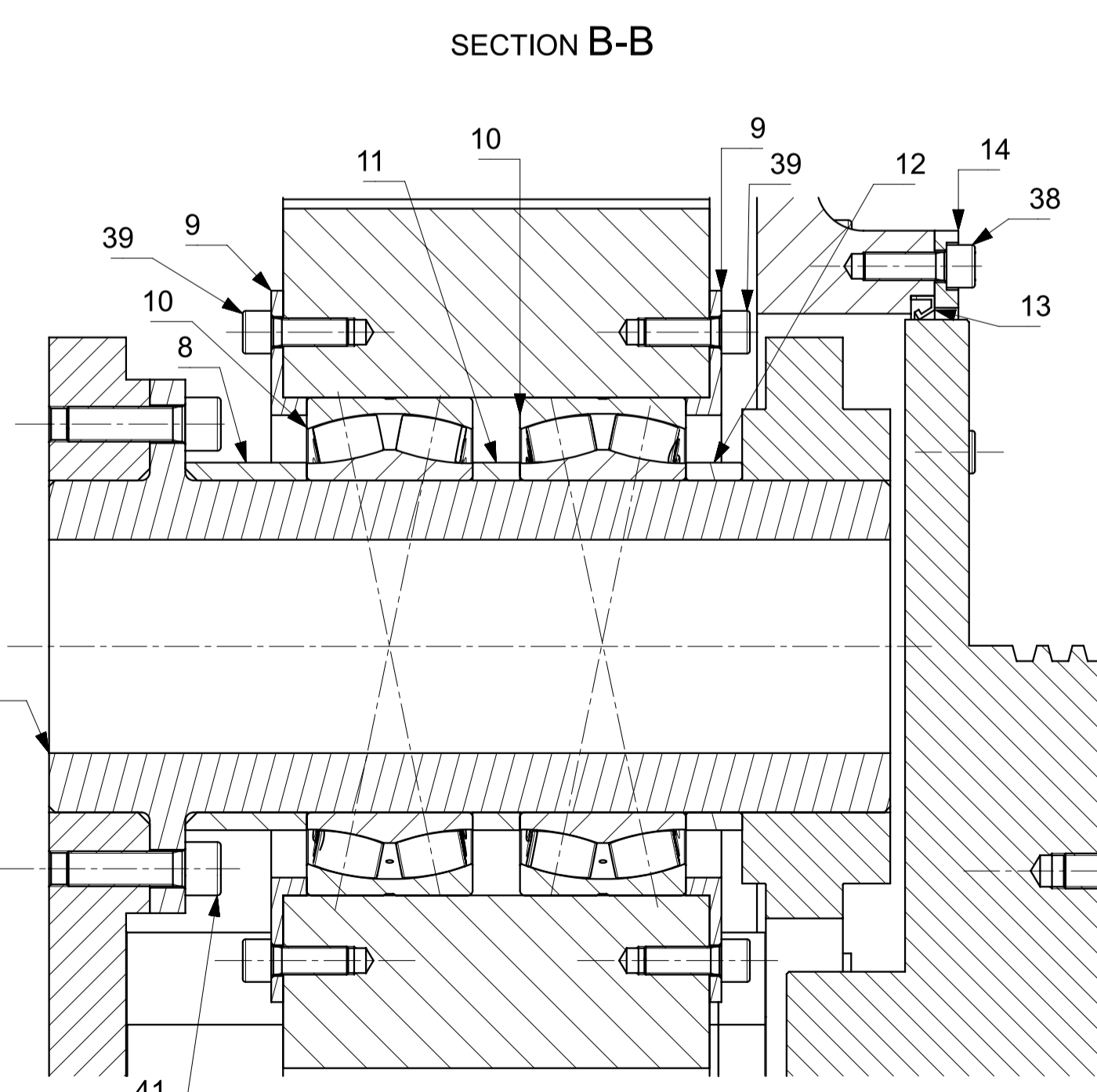
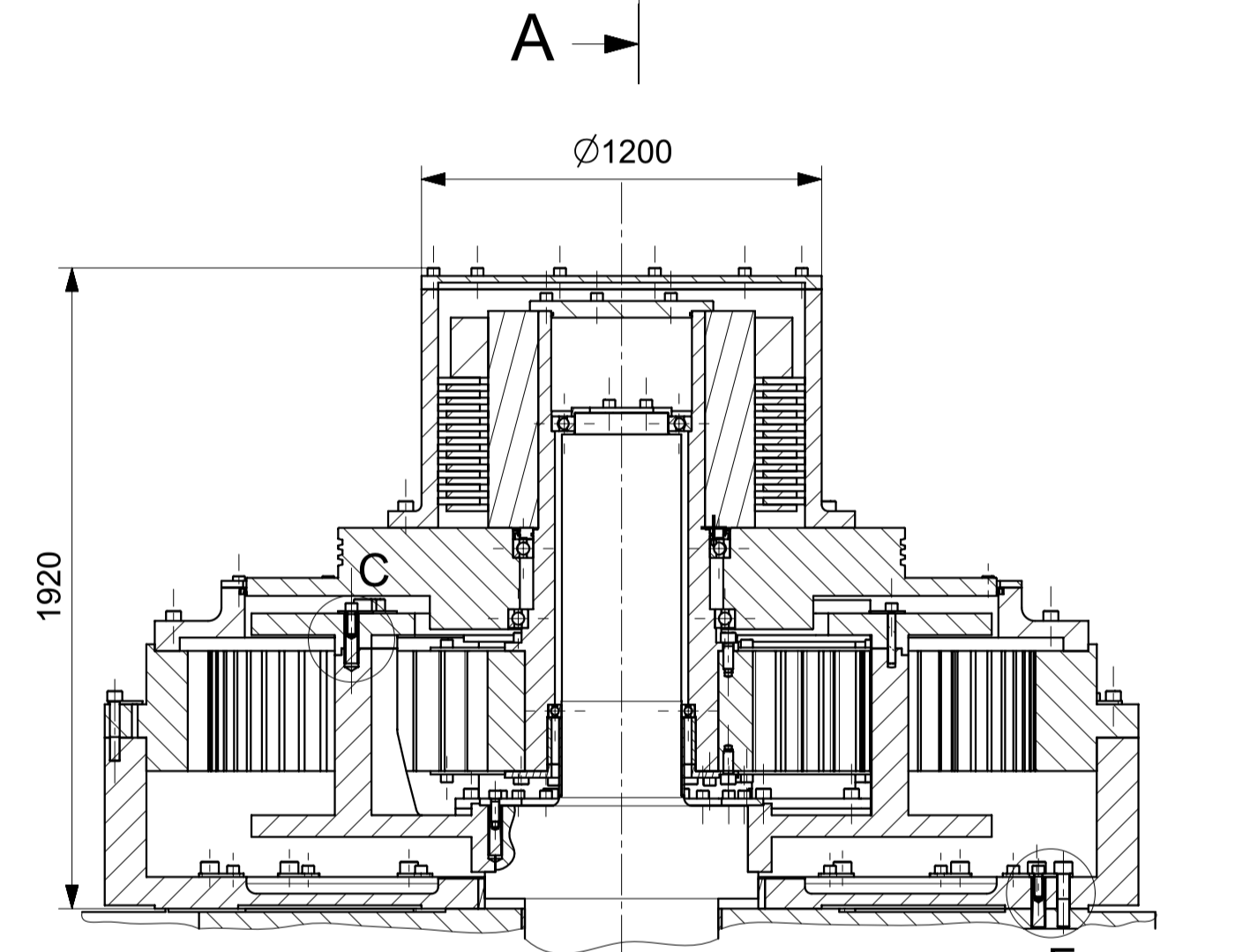
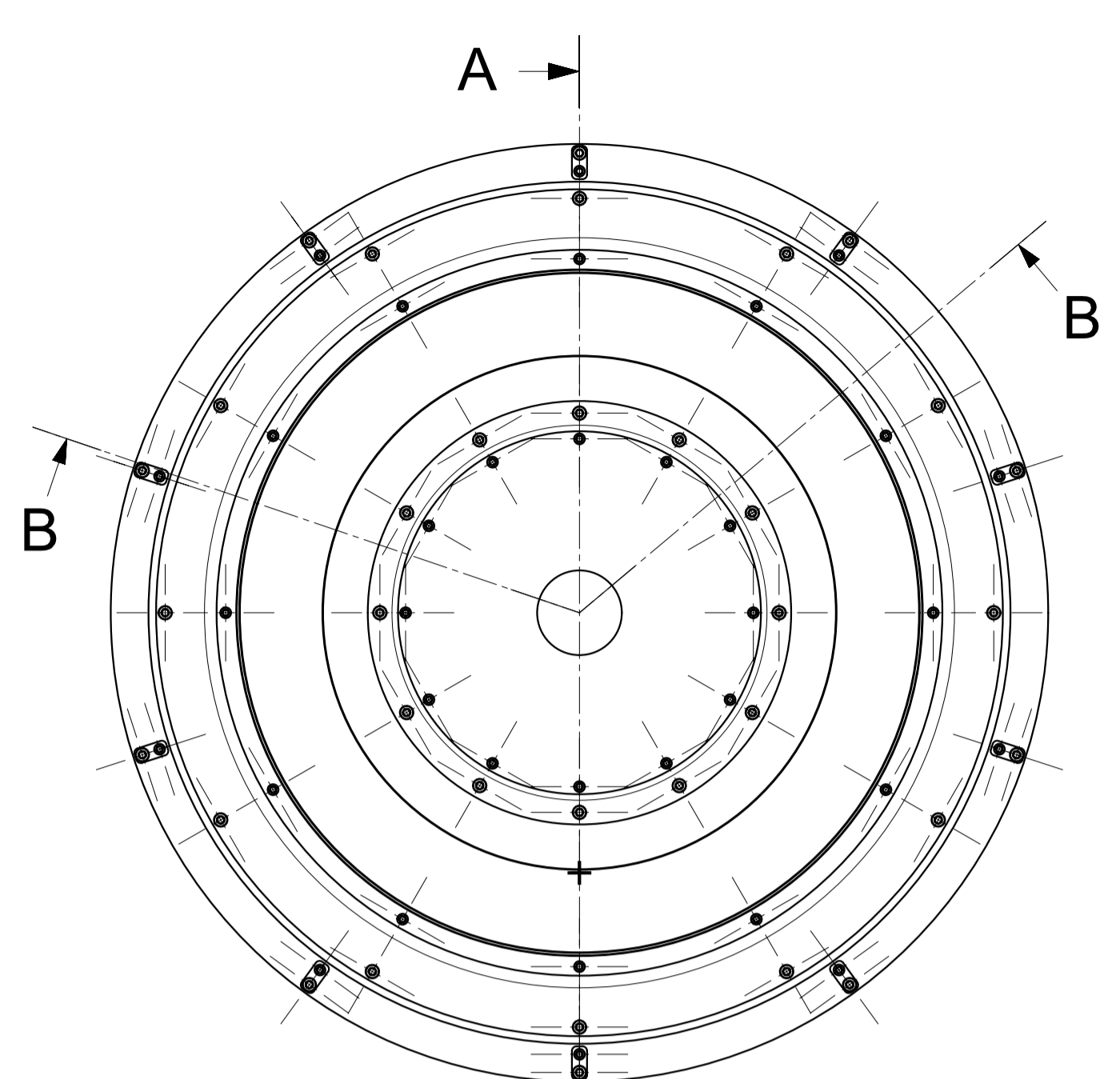
GEH(von Mises): $\text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ}, D)^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

SSH(Tresca): $\text{sigV} = ((\text{sigB} - \text{sigZ}, D)^2 + 4 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

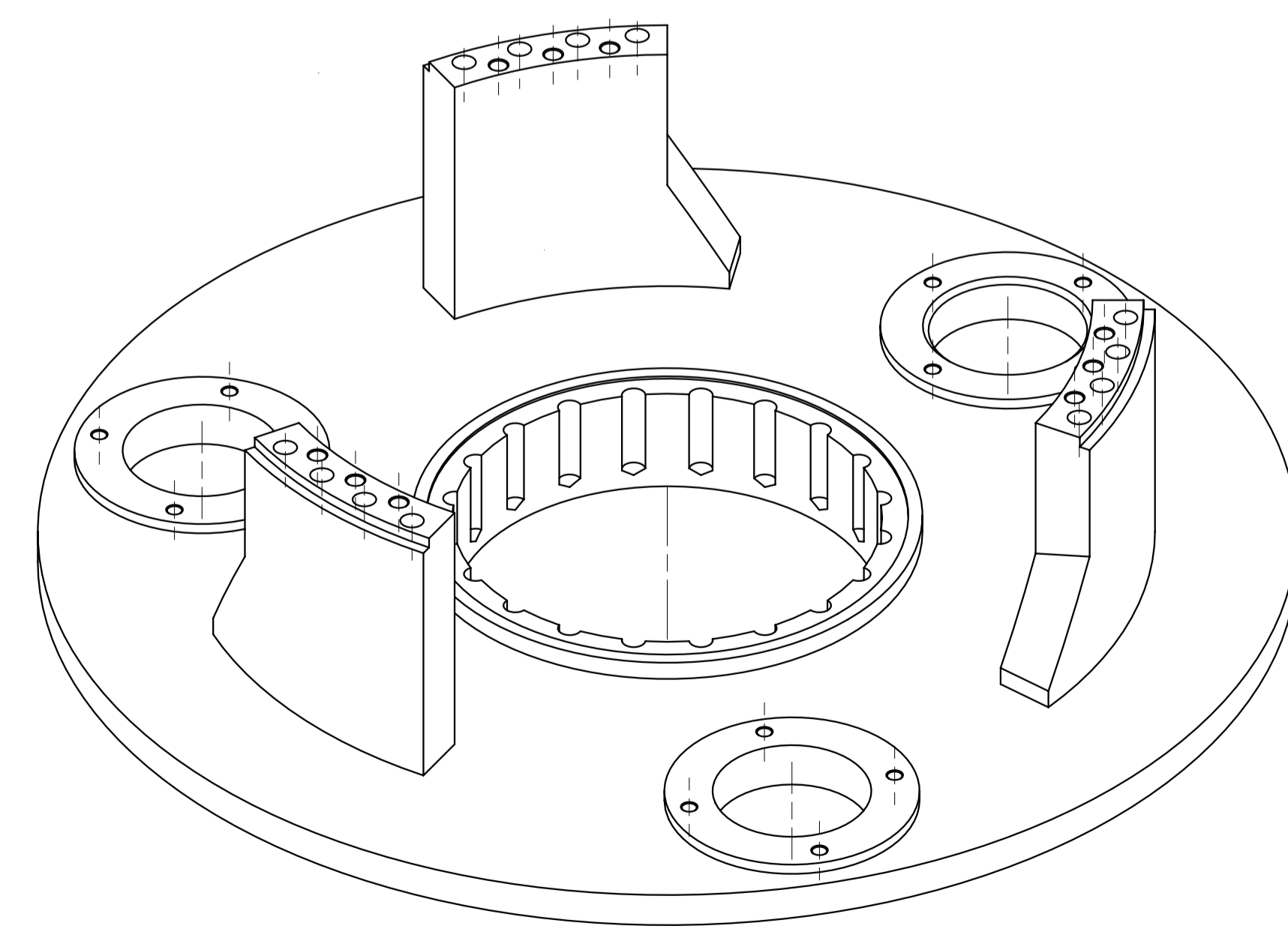
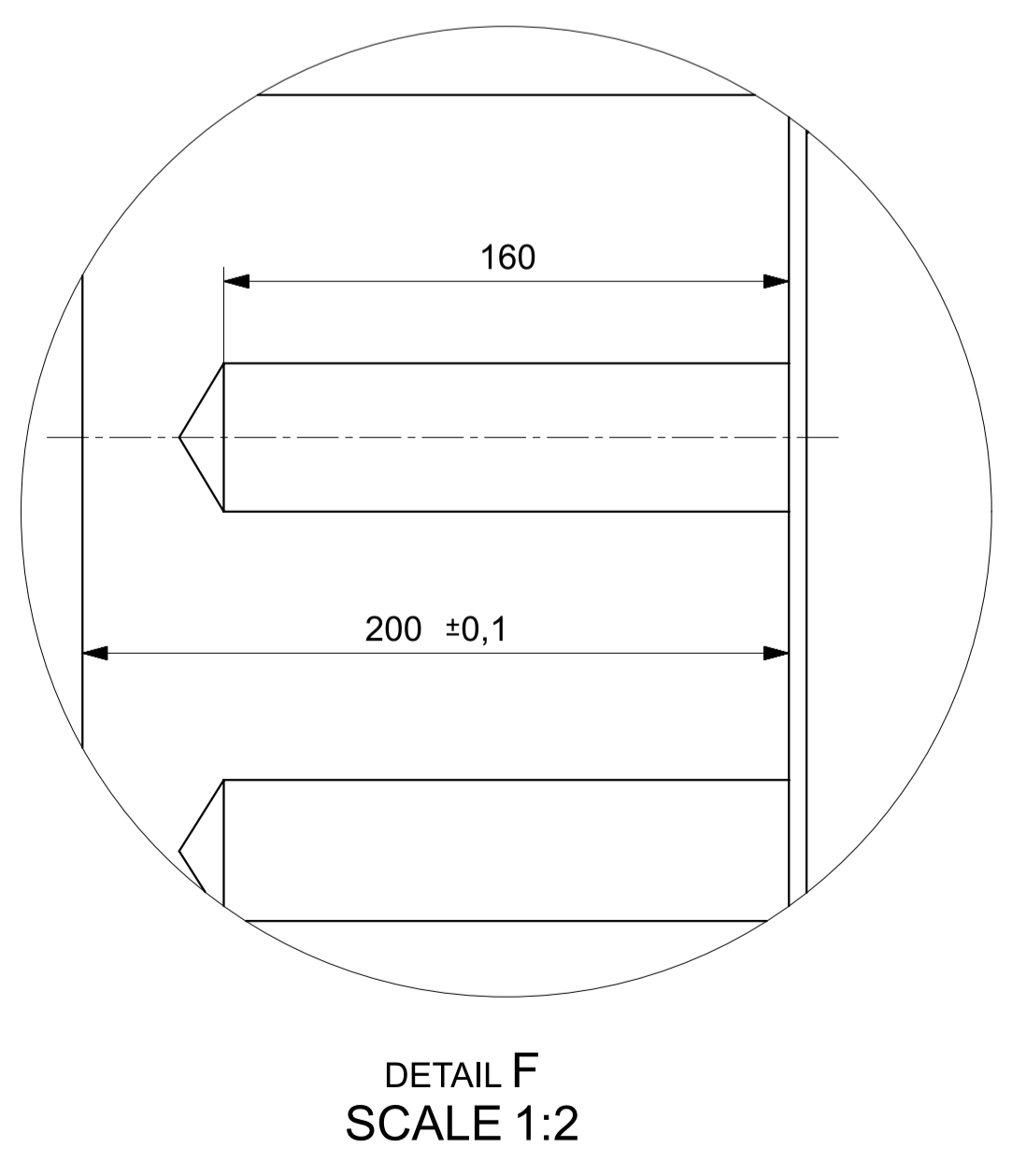
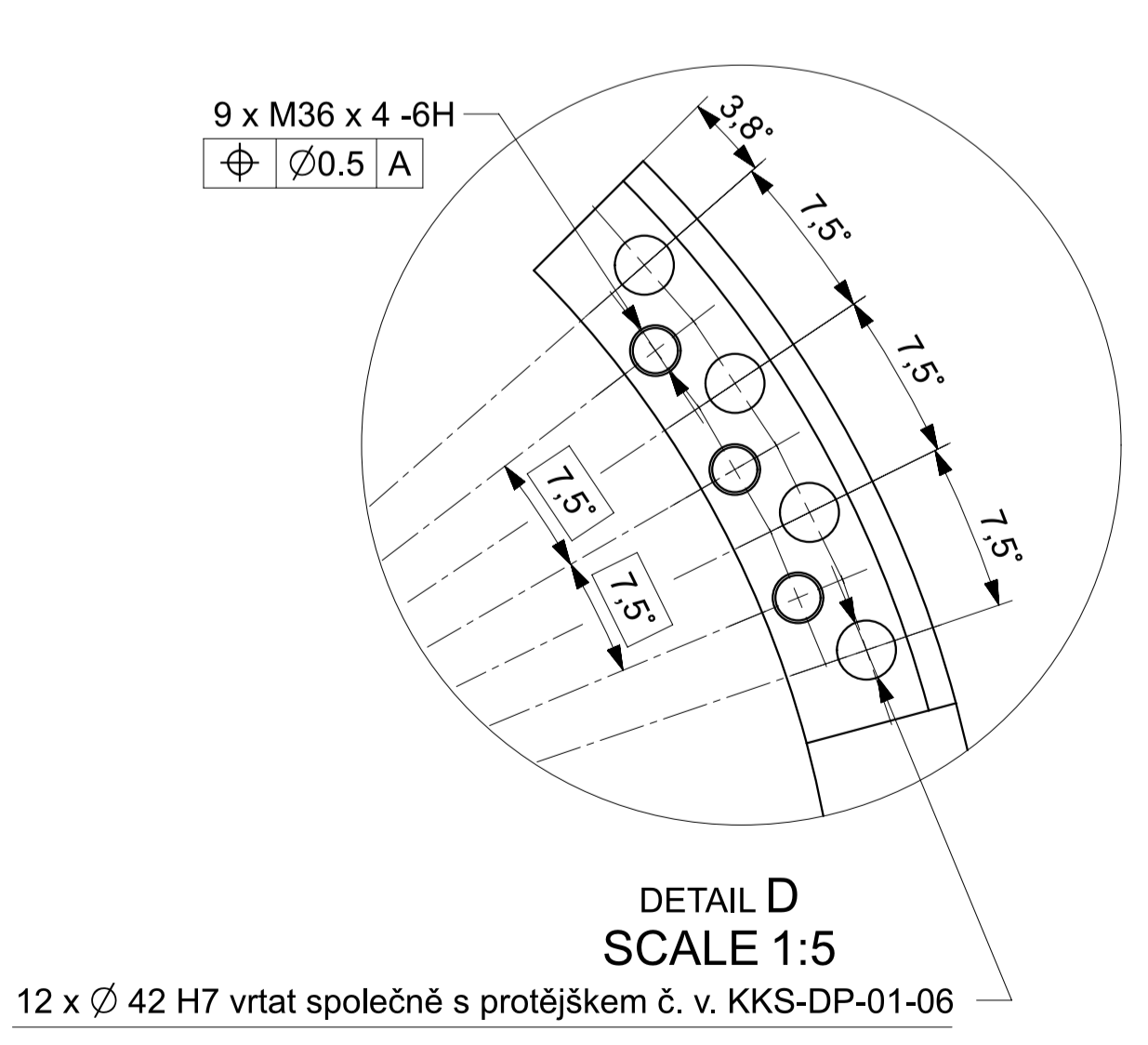
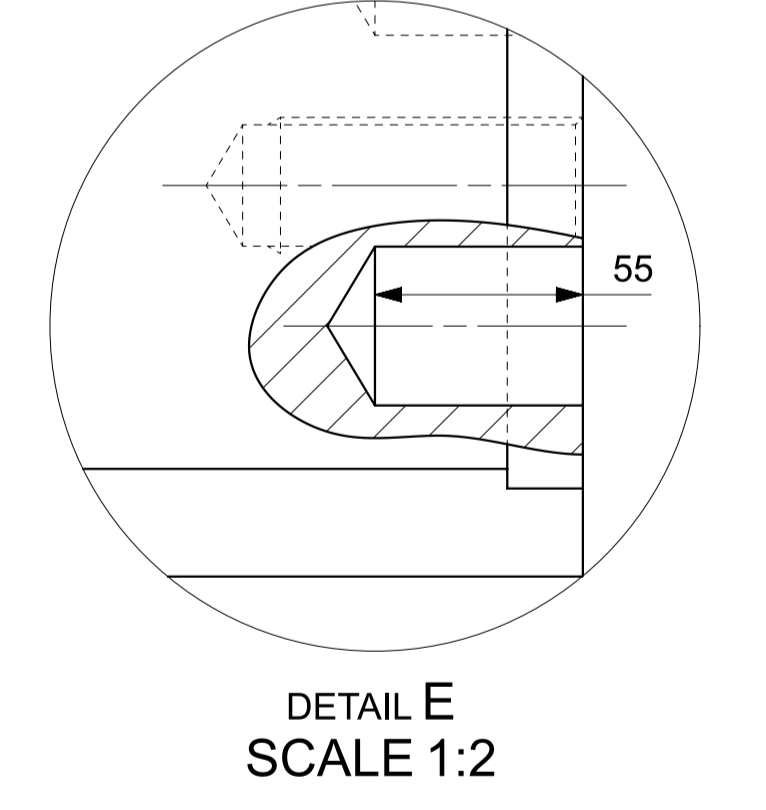
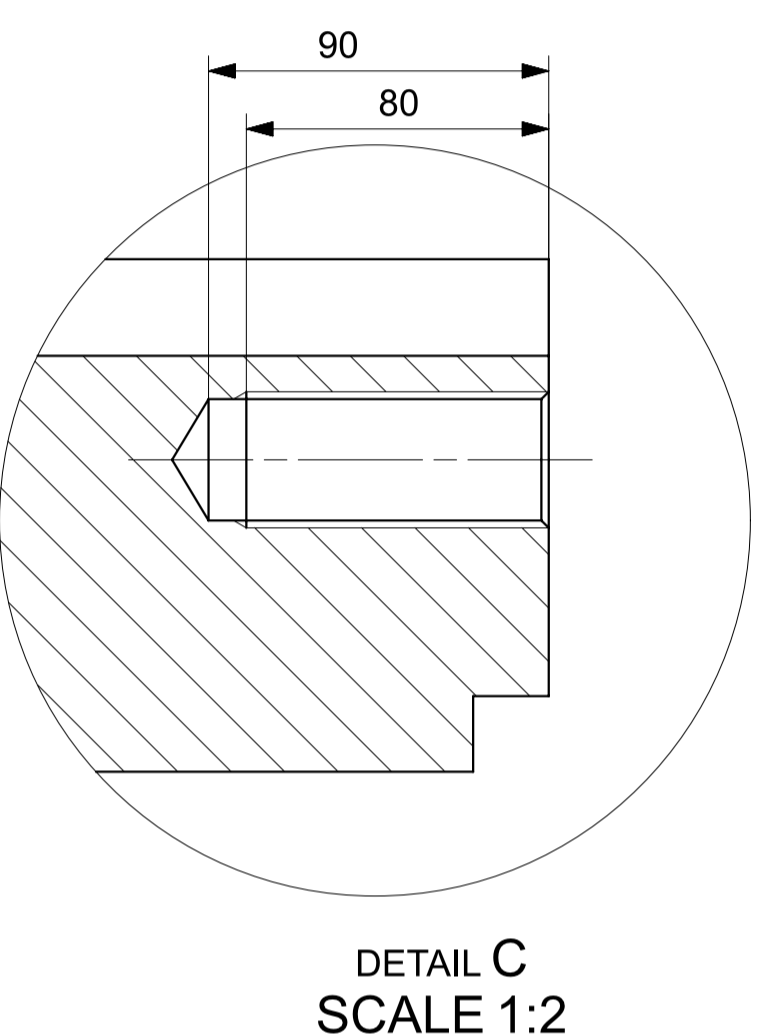
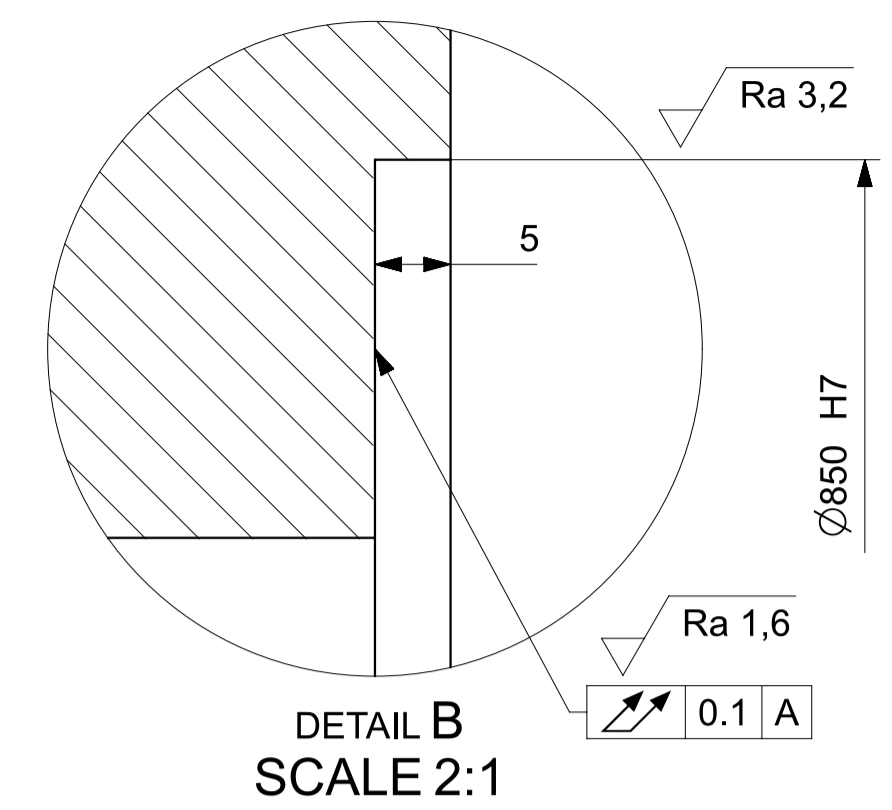
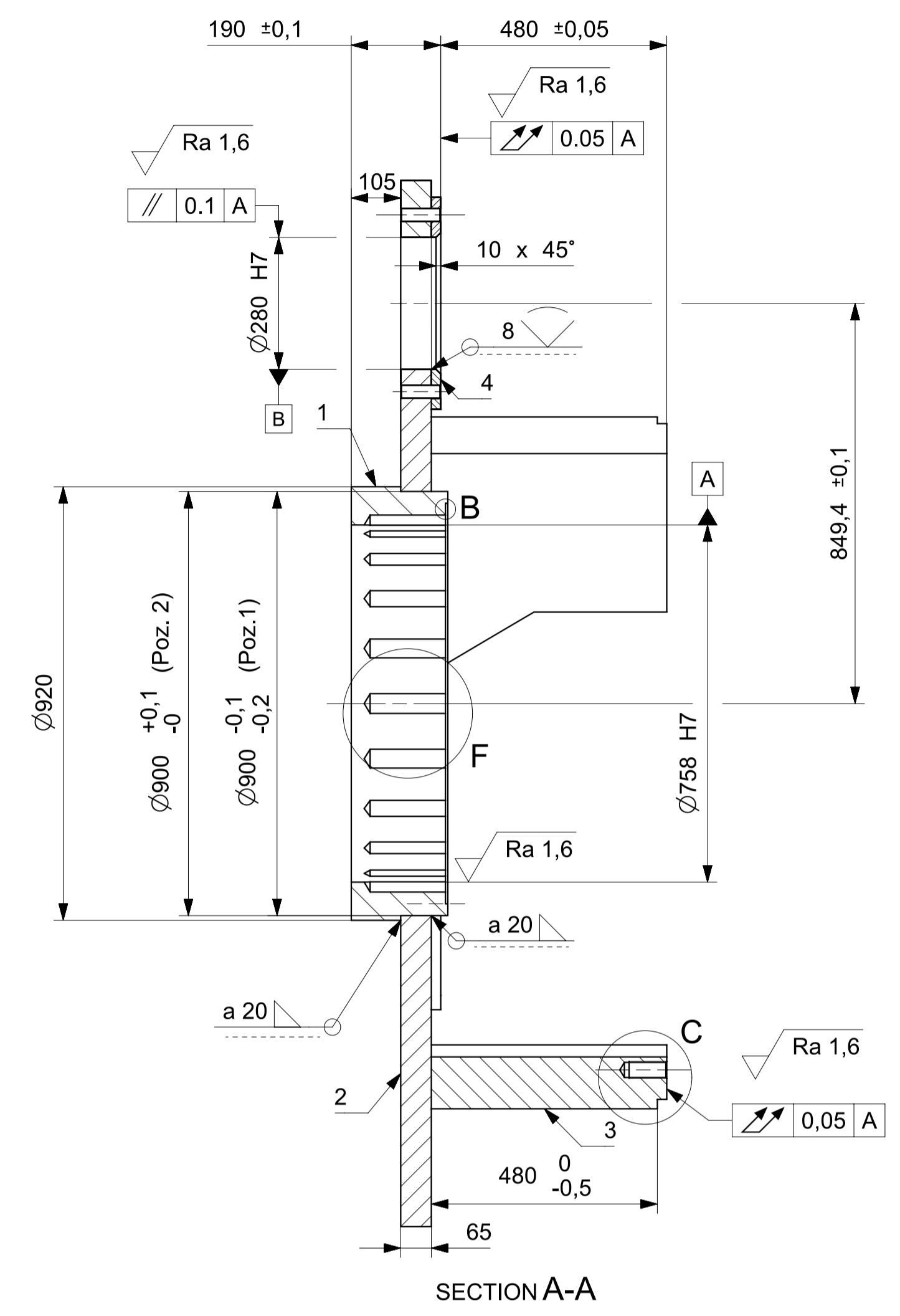
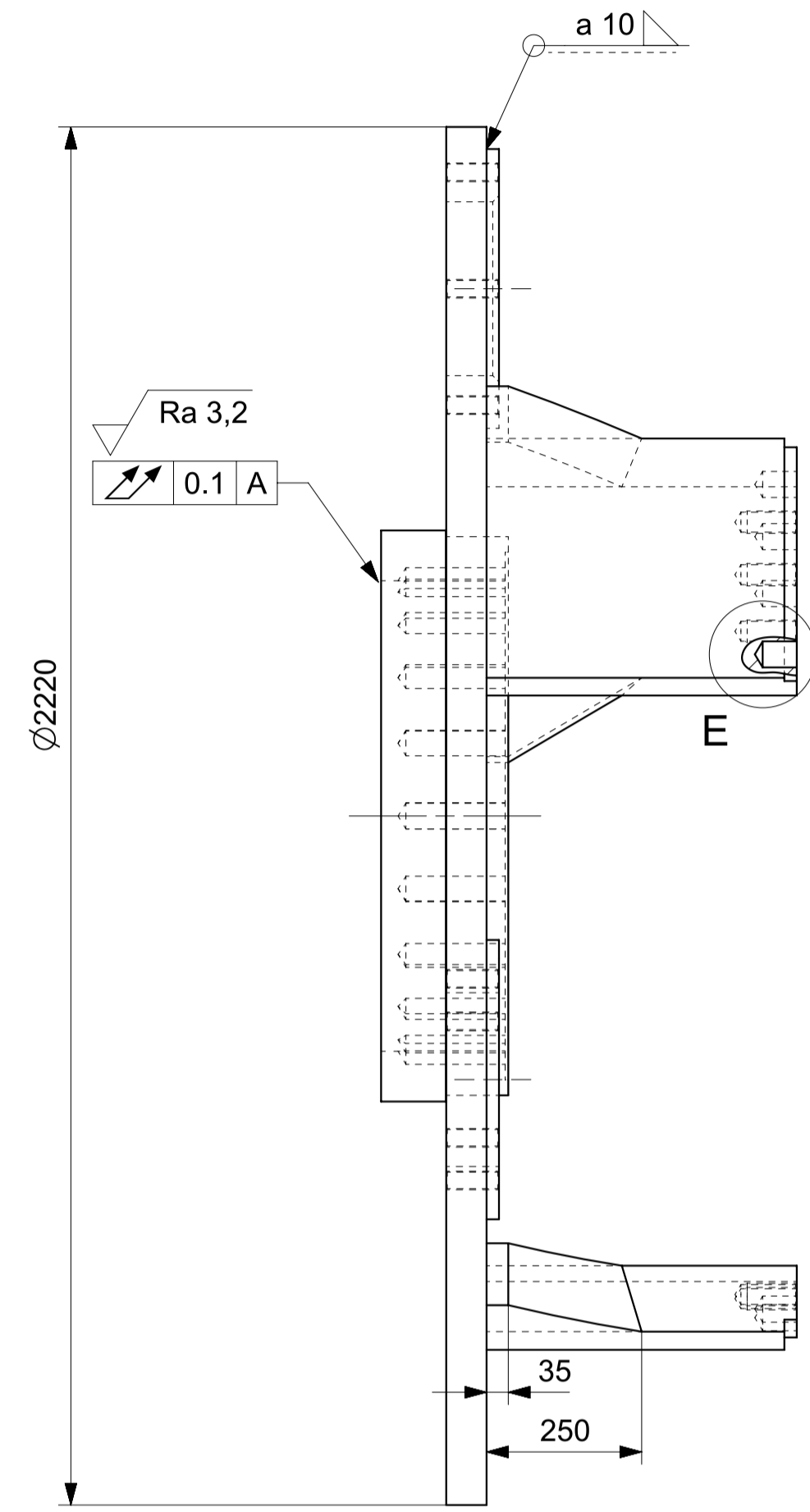
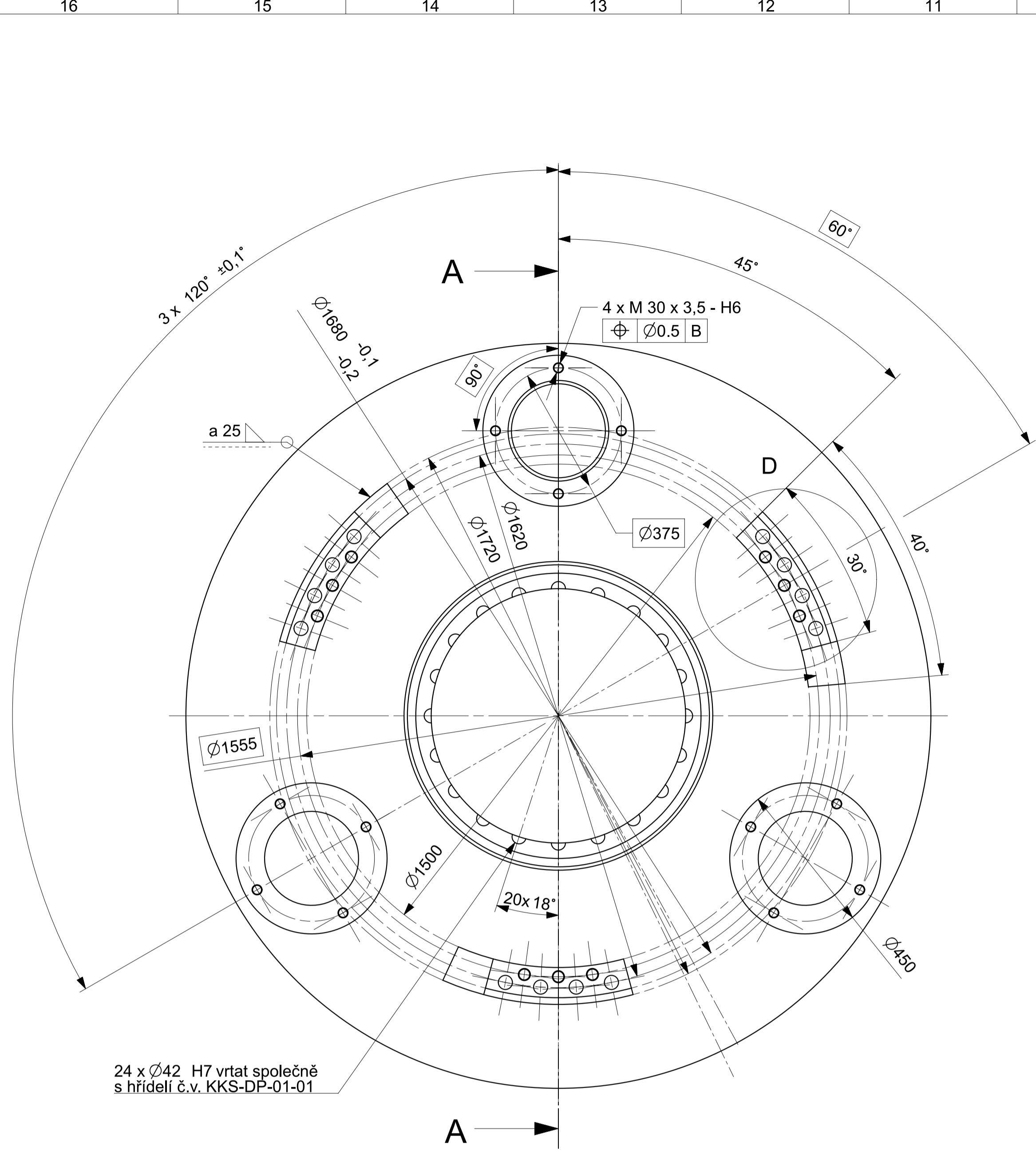
End of Report

lines: 277



Pos.	Název - rozměr	Polotovary	Material	T. O.	Hmotnost	Hr.hmot.	Číslo výkresu	Počet ks.
Pos.	Title - size	Blank	Material	C. W.	Weight	R.weight	Model No.	Quant.
51	Výmезovací bronzová vložka ∅860x90	-	-	-	-	-	-	1
49	Šroub M36x180	DIN 4762 - 8.8	-	-	-	-	-	9
48	Šroub M36x140	DIN 4762 - 8.8	-	-	-	-	-	12
47	Šroub M36x110	DIN 4762 - 8.8	-	-	-	-	-	4
46	Šroub M30x70	DIN 4762 - 8.8	-	-	-	-	-	7
45	Šroub M30x80	DIN 4762 - 8.8	-	-	-	-	-	12
44	Šroub M30x180	DIN 4762 - 8.8	-	-	-	-	-	10
43	Šroub M30x140	DIN 4762 - 8.8	-	-	-	-	-	12
42	Šroub M30x120	DIN 4762 - 8.8	-	-	-	-	-	12
41	Šroub M30x100	DIN 4762 - 8.8	-	-	-	-	-	12
40	Šroub M24x80	DIN 4762 - 8.8	-	-	-	-	-	12
39	Šroub M24x55	DIN 4762 - 8.8	-	-	-	-	-	4
38	Šroub M24x70	DIN 4762 - 8.8	-	-	-	-	-	79
37	Příložka kolíku u hřídele ∅425x20	ČSN EN 10051	S235JR+N	41,1	-	-	KKS-DP-01-27	1
36	Příložka kolíku koronového kola 110x60x10	ČSN EN 10 051	S235JRC+N	0,3	-	-	KKS-DP-01-27	10
35	Příložka kolíku u námu 130x60x10	ČSN EN 10 051	S235JRC+N	0,5	-	-	KKS-DP-01-26	12
34	Příložka kolíku unášeče 411x105x10	EN 10 025	ČSN 11 443	1,9	-	-	KKS-DP-01-25	61
33	Vnitřní kuželová část kolíku ∅38x145	ČSN 42 6510	ČSN 11 700	-	0,9	-	KKS-DP-01-24	61
32	Vnější dutá část kolíku ∅42x150	ČSN 42 5715	ČSN 11 700	-	0,5	-	KKS-DP-01-23	1
31	Víko centrálního kola	ČSN EN 10029	S235JR+N	-	38,8	-	KKS-DP-01-22	1
30	Výmезovací vložka ložiska ∅445x141	DIN 1629	ČSN 11 373	-	18,8	-	KKS-DP-01-21	1
29	Vložka centrálního kola ∅375x235	DIN 1629	ČSN 11 373	-	15,9	-	KKS-DP-01-20	1
28	Ložisko SKF 61872 MA ∅440x38	-	-	-	12	-	-	1
27	Ložisko SKF 618560 MA ∅680x56	-	-	-	42	-	-	1
26	O-kroužek Hennich ∅540x5	-	NBR 70	-	-	-	-	1
25	Výmезovací vložka ložiska ∅610x34	ČSN EN 10029	S235JR+N	-	17,4	-	KKS-DP-01-19	1
24	Gufero Hennich ∅2290x20	-	-	-	-	-	-	1
23	Ložisko SKF 618530 MA ∅650x58	-	-	-	39,5	-	-	1
22	O-kroužek Hennich ∅425x5	-	NBR 70	-	-	-	-	1
21	Ložisko SKF 16056 MA ∅420x44	-	-	-	23,6	-	KKS-DP-01-18	1
20	Víko výtředníkové hřídele ∅300x25	ČSN EN 10029	S235JR+N	-	5,5	-	KKS-DP-01-17	1
19	Víko duté centrální hřídele ∅550x50	ČSN EN 10029	S235JR+N	-	76,4	-	KKS-DP-01-16	1
18	Dutá centrální hřídel ∅700x1379	EN 10 297-1	ČSN 11 523	-	989,9	-	KKS-DP-01-15	1
17	Spojka Orlinghausa ∅1200x755	-	-	-	2000,0	-	-	1
16	Selvašník ∅2250x304	Odtěk	ČSN 42 2303	-	4385,5	-	KKS-DP-01-14	1
15	Víko koronového kola ∅2800x125	-	ČSN 11 443	-	1437,0	-	KKS-DP-01-13	1
14	Víko guferu ∅2400x20	ČSN EN 10029	S355J2+N	-	72,9	-	KKS-DP-01-12	1
13	Gufero Hennich ∅2290x20	-	-	-	-	-	-	1
12	Výmезovací vložka kratší ∅310x47	DIN 1629	ČSN 11 373	-	5,14	-	KKS-DP-01-11	3
11	Výmезovací vložka vnitřní ∅310x40	DIN 1629	ČSN 11 373	-	4,35	-	KKS-DP-01-10	3
10	Ložisko SKF 24056-B-MB ∅420x140	-	-	-	69,0	-	-	6
9	Víko satelitu ∅600x30	ČSN EN 10029	S235JR+N	-	15,6	-	KKS-DP-01-09	6
8	Výmезovací vložka delší ∅310x102	DIN 1629	ČSN 11 373	-	8,2	-	KKS-DP-01-08	3
7	Čep ∅450x710	EN 10 297-1	ČSN 11 523	-	223,8	-	KKS-DP-01-07	3
6	Protěžeč unášeče ∅2220x125	Svalenec	ČSN 11 523	-	1377,2	-	KKS-DP-01-06	1
5	Unášeč ∅2220x670	Svalenec	ČSN 11 523	-	2513,1	-	KKS-DP-01-05	1
4	Satelit ∅908x360	Výkovek	18CrNiMo7-6	-	1158,0	-	KKS-DP-01-04	1
3	Koronové kolo ∅3100x390	Výkovek	36 CrNiMo 4	-	4540,2	-	KKS-DP-01-03	1
2	Rám koronového kola ∅3100x34	Odtěk	ČSN 42 2425	-	7437,7	-	KKS-DP-01-02	1
1	Centrální kolo ∅927,5x360	Výkovek	18CrNiMo7-6	-	871,4	-	KKS-DP-01-01	1

Číslo / Kreslí / Drawn by 30.3.2021	Jméno / Name KAREL GLATZ	FAKULTA STROJNÍ ZAPADOCESKÉ UNIVERZITY V PLZNI
Schválil / Checked by Schválil / Approved by	Datum / Date 30.3.2021	
Index změny / Change description	Schvál. / APP Datum / Date Podpis / Signature	Poznámka / Note
Celková váha sestavy: 34 159,9 kg		Projekt / Project DIPLOMOVÁ PRÁCE
Tolerance / Tolerances ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK	Souboj-motodl / ASM-file planetova_převodovka_SKL2500	Marka / Scale 1:20
Souboj-vykres / DRW-file planetova_převodovka_SKL2500_vykres	C.sestavy / Assembly No. 02-01	Model / Model No. KKS-DP-02-01
Rev. 1	Číslo výkresu / Drawing No. KKS-DP-02-01	Formát A1



				Ra 6,3		Ra 3,2		Ra 1,6	
4	Kroužek unášec	Ø450x20	EN 10 029	CSN 11 523	-	13,8	-	-	3
3	Žebro unášec	586x48x116	EN 10 029	CSN 11 523	-	205,7	-	-	3
2	Koloč unášec	Ø920x205	EN 10 029	CSN 11 523	-	312,2	-	-	1
1	Síťec unášec	Ø2220 x 65	EN 10 029	CSN 11 523	-	1542,4	-	-	1
Pos.	Název - rozměr	Polotovary	Material	T.O.	Hmotnost	Hr.hmot.	Číslo výkresu	Model No.	Počet ks.
		Blank							
Datum / Date		31.3.2021		Jméno / Name		KAREL GLATZ		FAKULTA STROJNÍ ZAPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	
Kreslí / Drawn by				Schvál. / APP				Celková hmotnost: 2513,1 kg	
Kontroluje / Checked by				Datum / Date				Projekt / Project: DIPLOMOVÁ PRÁCE	
Schválil / Approved by				Podpis / Signature				Měřítko / Scale: 1:10	
Index změny		Popis změny / change description		Schvál. / APP		Datum / Date		Podpis / Signature	
Tolerance / Tolerování		Soubojná model / ASM-file		unasec		Projekt / Project:		Měřítko / Scale: 1:10	
ISO 128		ISO 8015 ISO 2768mK		Soubojný výkres / DRW-file		unasec_vykres		C. sestavy / Assembly No. 02-01	
Název / Title		UNASEČ		Rev.		Číslo výkresu / Drawing No. KKS-DP-01-05		Format: A1	
List / sheet no. 1		Pocet listu / sheets 1							