

**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI**  
**FAKULTA STROJNÍ**

**Studijní program:** Konstruování strojů a technických zařízení

**Studijní specializace:** Konstruování vozidel a manipulačních zařízení

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**Konstrukční návrh planetové redukce pro kolovou skupinu vozu  
Formula Student**

**Autor:** Bc. Zdeněk SKALA

**Vedoucí práce:** doc. Ing. Martin HYNEK, Ph.D.

Akademický rok 2021/2022

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2021/2022

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Zdeněk SKALA**  
Osobní číslo: **S20N0062P**  
Studijní program: **N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení**  
Specializace: **Konstruování vozidel a manipulačních zařízení**  
Téma práce: **Konstrukční návrh planetové redukce pro kolovou skupinu vozu Formula Student**  
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

## Zásady pro vypracování

### Základní požadavky:

Provedte rešerši současného stavu v oblasti konstrukčního provedení planetových redukcí a jejich využití u vozů kategorie Formula Student. Provedte návrh planetové redukce pro vybraný elektromotor v závislosti na jízdních charakteristikách vozu a zástavbových rozměrech těhlice vozu. Celá konstrukce musí zcela splňovat platná pravidla Formula Student.

### Osnova práce:

1. Rešerše současného stavu konstrukčních řešení elektrických pohonů v soutěži Formula Student.
2. Specifikace požadavků s ohledem na dynamiku vozu a zástavbové prostory.
3. Návrh konstrukčního řešení planetové redukce a její zakomponování do kolové sestavy.
4. Zhodnocení práce, závěr

Konzultant: Ing. Martin Mrázek, KKS ZČU

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

#### Seznam doporučené literatury:

Doporučená literatura:

- [1] HOSNEDL, S. KRÁTKÝ, J. *Příručka strojího inženýra 1*. Praha: Computer Press, 1999
  - [2] HOSNEDL, S. KRÁTKÝ, J. *Příručka strojího inženýra 2*. Praha: Computer Press, 2000
  - [3] Formula SAE. *Series Resources*. [online]. Dostupné z: <https://www.fsaeonline.com/cdsweb/gen/DocumentResources.aspx>
  - [4] Formula Student Germany. *Rules & Important Documents*. [online]. Dostupné z: <https://www.formulastudent.de/fsg/rules/>
- Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu*

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Martin Hynek, Ph.D.**  
Katedra konstruování strojů

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2021**  
Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2022**

L.S.

---

**Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.**  
děkan

---

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

V Plzni dne 16. října 2021

## **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, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne: .....

.....

podpis autora



## **Poděkování**

Děkuji panu doc. Ing. Martinu Hynkovi, Ph.D. za vedení mé diplomové práce a Ing. Martinu Mrázkovi za konzultace a cenné rady v oblasti konstrukčního řešení. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Františkovi Sedláčkovi, Ph.D. za pomoc s výpočty MKP a panu doc. Ing. Miroslavu Byrtusovi, Ph.D. za pomoc s analytickými výpočty.

# ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Skala	Jméno Zdeněk		
<b>STUDIJNÍ PROGRAM</b>	N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení			
<b>VEDOUcí PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hynek, Ph.D.	Jméno Martin		
<b>PRACOVISŤE</b>	ZČU - FST - KKS			
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<del><b>BAKALÁŘSKÁ</b></del>	<b>Nehodící se škrtněte</b>	
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Konstrukční návrh planetové redukce pro kolovou skupinu vozu Formula Student			

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2022
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

## POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	98	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	74	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	24
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;"><b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b></p> <p><b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b></p>	<p>Diplomová práce obsahuje krátkou analýzu konkurenčních řešení planetových redukcí. Hlavní část práce je návrh planetové redukce pro první generaci vozu Formula Student s elektrickým pohonem na Západočeské Univerzitě v Plzni. Konstrukce musí splňovat platná pravidla soutěže a návrh je zaměřen na nalezení optimálního převodového poměru. V závěru je pevnostně vyhodnoceno zvolené řešení pomocí MKP. Výsledkem práce je konstrukční řešení planetové redukce umístěné v kolové skupině vozu.</p>
<p style="text-align: center;"><b>KLÍČOVÁ SLOVA</b></p> <p style="text-align: center;"><b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b></p>	<p style="text-align: center;">Formula Student, kolová skupina, převodový poměr, jízdní charakteristiky, planetové převody, CAD model, návrh, analytický výpočet, FEM analýza, ozubená kola</p>

## SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Skala	Name Zdeněk		
<b>STUDY PROGRAMME</b>	N0715A270017 Design engineering of machines and technical devices			
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hynek, Ph.D.	Name Martin		
<b>INSTITUTION</b>	ZČU – FST - KKS			
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	<b>Delete when not applicable</b>	
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Mechanical design of planetary gearbox for Formula Student racecar.			

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2022
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	98	<b>TEXT PART</b>	74	<b>GRAPHICAL PART</b>	24
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	The diploma thesis contains a brief overview of planetary gearboxes designed by competitors. The main focus of the work is the design of a planetary gearbox for the first generation of the Formula Student car with electric drive, which is being developed at the University of West Bohemia. The design must be subject to the rules of the Formula Student competition. The work is focused on finding the optimal gear ratio and at the very end of the work are selected parts structurally analyzed using FEM.
<b>KEY WORDS</b>	Planetary gear, gearbox, Formula student, mechanical design, FEM analysis, CAD model, gear ratio,

## Obsah

ÚVOD .....	10
1 Rešerše – stav techniky .....	11
1.1 Planetové převody .....	11
1.2 Využívané koncepce pohonů a jejich vývoj .....	11
1.2.1 Přehled konkurenční techniky .....	14
2 Stávající stav .....	15
2.1 Výkonová charakteristika elektromotoru .....	15
2.2 Adhezni limit .....	16
2.3 Jízdní odpory .....	17
2.4 Zástavbové prostory .....	21
3 Specifikace požadavků .....	22
4 Návrh .....	23
4.1 Koncepční uspořádání .....	23
4.2 Návrh převodového poměru .....	24
4.3 Koncepční návrh .....	29
4.3.1 Varianta A .....	29
4.3.2 Varianta B .....	30
4.4 Návrh v programu KISSsys .....	31
4.4.1 Zátěžné stavy .....	31
4.4.2 Model varianty A .....	34
4.4.3 Model varianty B .....	43
4.5 Výběr varianty .....	52
5 Konstrukční řešení varianty A .....	54
6 Pevnostní výpočet .....	63
6.1 Pevnostní analýza náboje při simulaci průjezdu zatáčkou a brzdění .....	65
6.2 Pevnostní analýza náboje při simulaci průjezdu zatáčkou a akceleraci .....	68
6.3 Vyhodnocení pevnostního výpočtu .....	70
7 Závěr .....	71
8 Reference .....	72
9 Přílohy .....	74

## Seznam obrázků

Obrázek 1: Schéma jednoduchého planetového převodu (2).....	11
Obrázek 2: Převodovka URE (4) .....	12
Obrázek 3: Sestava ozubení URE (5).....	12
Obrázek 4: GreenTeam - Sestava planetových kol (7) .....	13
Obrázek 5: Elbflorace – ozubení planetové převodovky (9).....	13
Obrázek 6: Řez původní kolovou skupinou vozu .....	21
Obrázek 7: Schéma koncepčního uspořádání.....	23
Obrázek 8: Schéma varianty A.....	29
Obrázek 9: Schéma varianty B.....	30
Obrázek 10: Strom modelu varianty A .....	35
Obrázek 11: Model varianty A.....	36
Obrázek 12: Geometrie soukolí 1.....	38
Obrázek 13: Metody výpočtu.....	38
Obrázek 14: Geometrii soukolí 2 .....	40
Obrázek 15: Metody výpočtu.....	41
Obrázek 16: Strom modelu varianty B.....	44
Obrázek 17: Model varianty B v programu KISSsys.....	45
Obrázek 18: Geometrie ozubení – centrální kolo/planetové kolo.....	47
Obrázek 19: Geometrie ozubení – planetové kolo/korunové kolo.....	48
Obrázek 20: Metody výpočtu.....	48
Obrázek 21: Geometrie ozubení – druhá sada planet/korunové kolo 2 .....	51
Obrázek 22: Metody výpočtu.....	51
Obrázek 23: Planetová redukce.....	54
Obrázek 24: Řez planetovou redukcí .....	55
Obrázek 25: Planetová redukce 2.....	56
Obrázek 26: Centrální hnací ozubené kolo .....	56
Obrázek 27: Uložení hřídele centrálního ozubeného kola .....	57
Obrázek 28: První a druhý satelit.....	57
Obrázek 29: Satelity planetové redukce.....	58
Obrázek 30: Uložení satelitů .....	58
Obrázek 31: Korunové kolo .....	59
Obrázek 32: Náboj kola.....	59
Obrázek 33: Řez náboje .....	60
Obrázek 34: Vnější část náboje.....	60

Obrázek 35: Vnější část náboje 2 .....	61
Obrázek 36: Vnitřní část náboje .....	61
Obrázek 37: Vnitřní část náboje 2 .....	62
Obrázek 38: Síť náboje kola .....	63
Obrázek 39: Síť náboje kola 2 .....	64
Obrázek 40: Schéma kola pro výpočet MKP zatáčka + brzda .....	65
Obrázek 41: Průjezd zatáčkou + brzda – Napětí .....	66
Obrázek 42: MKP-Průjezd zatáčkou + brzda – Posuv .....	67
Obrázek 43: Schéma kolové skupiny pro výpočet MKP zatáčka + plyn .....	68
Obrázek 44: Hodnoty napětí při průjezdu zatáčkou pod plynem .....	69
Obrázek 45: Pružné deformace při průjezdu zatáčkou a současně akceleraci .....	70

## Seznam tabulek

Tabulka 1: Přehled zjištěných hodnot .....	14
Tabulka 2: Výkonové parametry motoru Fischer TI85 (11) .....	15
Tabulka 3: Součinitel valivého odporu .....	18
Tabulka 4: rychlost a zrychlení pro vybrané převody .....	28
Tabulka 5: Teoretické časy akcelerace na 75 m pro vybrané převody .....	28
Tabulka 6: Tabulka ozubení 1 .....	37
Tabulka 7: Výpočet bezpečnost ozubení 1 .....	38
Tabulka 8: Tabulka ozubení 2 .....	40
Tabulka 9: Výpočet bezpečnosti ozubení 2 .....	41
Tabulka 10: Výsledná bezpečnost planetové redukce .....	42
Tabulka 11: Rozměry prvního soukolí varianty B .....	47
Tabulka 12: Bezpečnost soukolí 1 varianty B .....	49
Tabulka 13: Soukolí druhé sady planet a korunového kola 2 varianty B .....	50
Tabulka 14: Výsledná bezpečnost varianty B .....	51
Tabulka 15: Výsledná bezpečnost varianty B .....	52
Tabulka 16: Základní parametry obou variant .....	53
Tabulka 17: Výhody a nevýhody obou variant .....	53

## Seznam grafů

Graf 1: Výkonová křivka elektromotoru Fischer TI85 (11).....	15
Graf 2: Adhezní limity .....	17
Graf 3: Odpor vzduchu v závislosti na rychlosti vozu .....	20
Graf 4: Průběh silových účinků při akceleraci vozu .....	26
Graf 5: Zrychlení vozu .....	27
Graf 6: Rychlost vozu UWB06 v průběhu závodu .....	32
Graf 7: Přetížení vozu UWB06 v průběhu závodu .....	33
Graf 8: Přehled vhodných řešení ozubení centrální kolo/satelity .....	37
Graf 9: Přehled vhodných variant ozubení korunové kolo/satelit.....	39
Graf 10: Přehled vhodných řešení pro ozubení centrální kolo/satelit .....	46
Graf 11: Přehled vhodných řešení pro ozubení korunové kolo/satelit 1 .....	46
Graf 12: Přehled vhodných ozubení korunové kolo/satelit 2.....	50

# ÚVOD

Cílem diplomové práce je vytvoření návrhu a kompletního konstrukčního řešení planetové redukce pro pohonnou jednotku vozu Formule Student týmu západočeské univerzity v Plzni. Předpokládané umístění této převodovky se stálým převodem je v těhlici vozu. Těhlice přední i zadní nápravy jsou pro vůz s elektrickým pohonem zvoleny jako shodné. Konstrukční řešení musí splňovat platná pravidla soutěže.

První část diplomové je věnována rešerši planetových převodů a konstrukčním řešením konkurenčních týmů. V druhé části diplomové práce jsou definovány vstupní data, které byly použity při návrhu řešení. Vstupními daty pro návrh planetové redukce jsou adhezní limity pneumatik, výkonová charakteristika elektromotoru, jízdní odpory a zástavbové prostory. Požadavky na návrh planetové redukce jsou specifikovány s ohledem na sportovní využití vozu. Návrh řešení je třetí částí diplomové práce, ve které jsou představena koncepční řešení, pro které byl následně proveden pevnostní výpočet v programu KISSsys. Pro vybrané koncepční řešení byl zpracován kompletní konstrukční návrh, který byl v poslední části pevnostně ověřen pomocí MKP.

Vstupem diplomové práce jsou parametry motoru, definované zástavbové prostory, omezení z hlediska pravidel soutěže a předpokládané parametry samotného vozu.

Výstupem diplomové práce je kompletní konstrukční řešení planetové převodovky umístěné v kolové skupině vozu.

Soutěž Formula Student byla založena roku 1981 v USA. V současné době se soutěže účastní přibližně 140 týmů z univerzit z celého světa. V roce 2010 byla v této soutěži poprvé představena kategorie pro elektrické vozy. V roce 2017 byla přidána kategorie autonomních vozů s elektrickým či spalovacím pohonným ústrojím. Cílem soutěže je zkonstruování jednomístného závodního vozidla (formule). V soutěži je hodnocena celková konstrukce, výkon a ekonomická rovina stavby. Tyto parametry jsou hodnoceny na základě jedenácti disciplín, které jsou dále rozděleny na disciplíny statické a dynamické. (1)



# 1 Rešerše – stav techniky

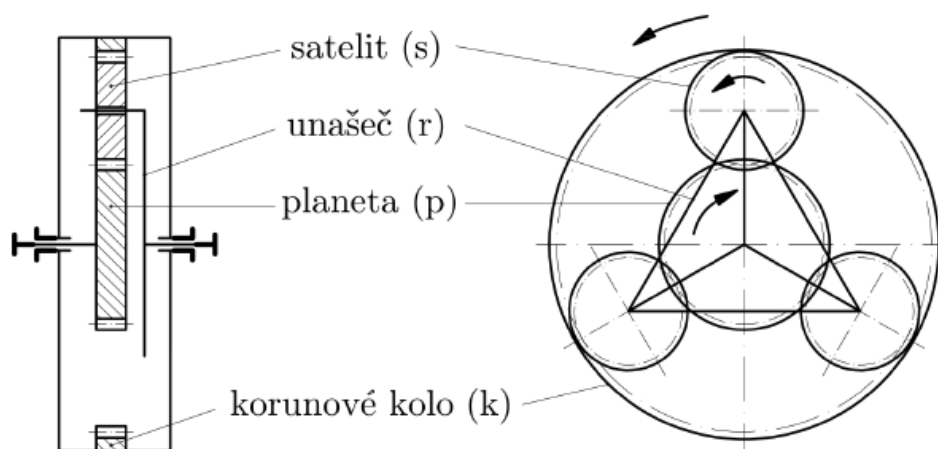
V první části této kapitoly bylo popsáno základní fungování planetových převodů. Druhá část kapitoly je věnována rešerši koncepcí využívaných konkurenčními týmy.

## 1.1 Planetové převody

Soukolí ozubených kol lze rozdělit na planetová a předlohová soukolí. V případě předlohových soukolí jsou všechny osy ozubených kol za provozu v klidu. U planetových kol může docházet k pohybu alespoň jedné z os ozubených kol.

Hlavní výhodou planetových převodů je rozložení silových účinků na několik planet. Síly působící na ozubení jsou tak několika násobně menší než v případě předlohových soukolí, což dovoluje použití menších modulů zubu při zatížení shodným točivým momentem. V případě využití kompletního planetového převodu působí síly v ozubení jako silová dvojice a radiální zatížení ložisek satelitů je nulové. Při vhodném návrhu mají planetové převody vysokou účinnost a je efektivně využít zástavbový prostor. Nevýhodou planetových převodů je složitost a vysoké nároky na přesnost výroby a montáže. (2)

Jednoduchý planetový převod se skládá z centrálního kola – planety, satelitů, vnějšího korunového kola a unašeče (Obrázek 1). Planety vykonávají posuvný a rotační pohyb kolem vlastních os. Posuvný pohyb je konán po kružnici soustředné s kružnicemi centrálního a korunového kola. Ozubení planet a centrálního kola jsou vnější, korunové kolo má ozubení vnitřní. (2)



Obrázek 1: Schéma jednoduchého planetového převodu (2)

## 1.2 Využívané koncepce pohonů a jejich vývoj

Na základě celosvětového umístění týmů dostupného na fs-world.org byly vybrány týmy, které se umísťují na předních příčkách. Byla provedena rešerše na základě dat dostupných na oficiálních stránkách konkurenčních týmů, ze kterých lze získat informace o použitém převodovém poměru, rozměrech kol, váze vozu a uspořádání planetových převodů.

Týmy zmíněné v rešerši byly vybírány dle:

- Celkového umístění v sezóně 2021
- Množství dostupných informací

V této kapitole jsou popsány konstrukční řešení planetové převodovky vybraných týmů soutěžících v kategorii E. Při rešerši konstrukčních řešení byl kladen důraz na nalezení následujících parametrů:

- Váha vozu
- Převodový poměr
- Výkon motoru
- Rozměry kol

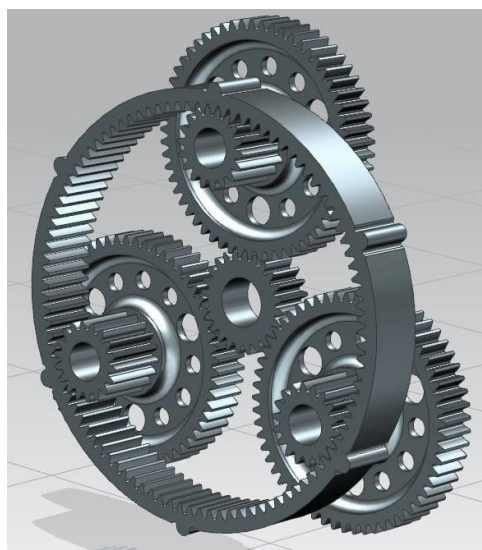
Výše uvedené parametry mají zásadní vliv na dynamiku vozidla.

### ***University Racing Eindhoven (URE)***

Tým využívá čtyř elektromotorů vlastní výroby (URE/AE PMSM) s kombinovaným výkonem 140 kW a točivým momentem 4x400 Nm na výstupu z převodovky. Jedná se o složený planetový převod s celkovým převodovým poměrem 11.56:1. Celková váha vozu je 207 kg. Tým využívá pneumatiky Vredestein R&D o rozměrech 205/50R10. Obrázek 2 představuje převodovku URE. Obrázek 3 představuje model ozubených kol převodovky URE. (3)



**Obrázek 2: Převodovka URE (4)**



**Obrázek 3: Sestava ozubení URE (5)**

### *Green Team University Stuttgart*

Vůz toho týmu se vyznačuje váhou 173 kg. Použité motory mají výkon 39.1 kW. Z dostupné fotodokumentace lze předpokládat, že ve vozu je, stejně jako v předchozích případech, instalována složená planetová předovka (Obrázek 4) umístěna v kolech. (6) (7)



Obrázek 4: GreenTeam - Sestava planetových kol (7)

### *Elbflorace – TU Dresden*

Vůz týmu Elbflorace váží 165 kg, využívá elektromotory o výkonu 35 kW a točivý moment na výstupu z převodovky činí 350 Nm. Tým využívá složený planetový převod s převodovým poměrem 13.95:1 a modulem zubu 1 mm (Obrázek 5). Tým využívá nízkoprofilové třináctipalcové pneumatiky Continental. (8)



Obrázek 5: Elbflorace – ozubení planetové převodovky (9)

## ***E-Force – ČVUT Praha***

Hmotnost vozu je 195 kg. Vůz využívá složené planetové převodovky s převodovým poměrem 13.3:1. Celkový výkon vozu je 141,5 kW, je osazen čtyřmi elektromotory Fischer o výkonu 35.3 kW a točivým momentem 29.1 Nm. Točivý moment je na vozovku přenášen desetipalcovými hliníkovými koly Keizer s pneumatikami Hoosier 16x7.5-10 LCO. (10)

### **1.2.1 Přehled konkurenční techniky**

Vozy vybraných týmů disponují čtyřmi nezávislými motory s planetovými redukcemi umístěnými v kolech. Planetový převod je přítomen za účelem redukce otáček a zároveň k násobení točivého momentu. Tato redukce je nutná z několika důvodů. V rámci soutěžních disciplín není možné dlouhodobě akcelarovat, čímž je podstatně omezena maximální dosažitelná rychlost. Vozy typicky dosahují maximální rychlosti při dynamické disciplíně „Akceleraace na 75 m“ kdy při průjezdu cílem dosahují rychlostí kolem 120 km/h. Hodnota převodového poměru planetové redukce je vybírána s ohledem na tento fakt a zároveň s ohledem na adhezní limity pneumatik, které určují maximální možný točivý moment přenesený na vozovku. Dle konkrétní konstrukce motoru a průměru kol tak týmy volí převodový poměr mezi 11:1 až 14:1. Tabulka 1 je přehledem hodnot, který vytvořen na základě rešerše.

**Tabulka 1: Přehled zjištěných hodnot**

	Váha (kg)	Převodový poměr (-)	Rozměr kol (")	Výkon (kW) <sup>1</sup>	Točivý moment (Nm) <sup>2</sup>
URE	207	11.56	10	140	1600
Green Team	173	-	-	156	-
Elbflorace	165	13.95	13	140	1400
E-Force	195	13.3	10	141.5	1550

<sup>1</sup> maximální kombinovaný výkon elektromotorů

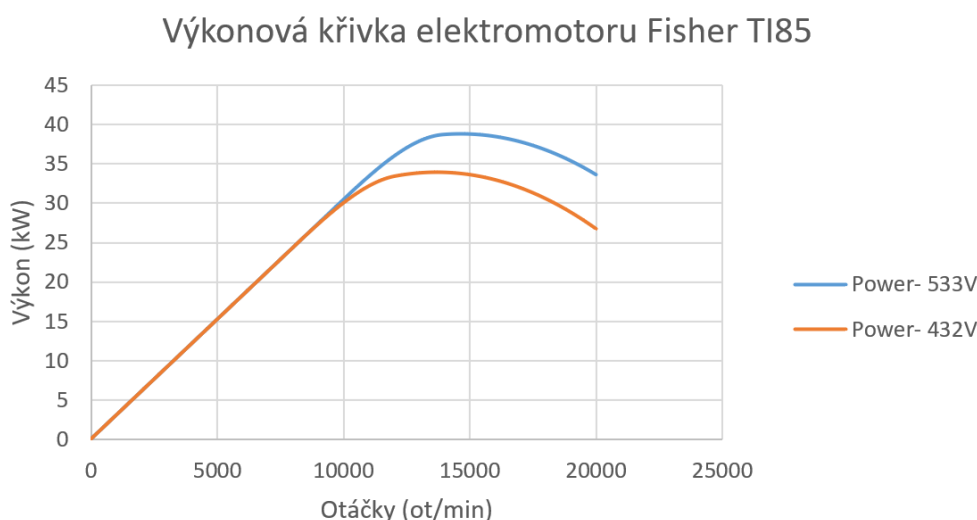
<sup>2</sup> kombinovaný moment všech elektromotorů na výstupu z převodovky

## 2 Stávající stav

Planetová převodovka je navržena pro první generaci elektroformule SAE západočeské univerzity v Plzni. Z již známých parametrů, jako je například výkonová charakteristika vozu, bylo možné spočítat předpokládané dynamické vlastnosti.

### 2.1 Výkonová charakteristika elektromotoru

Pro vůz byl zvolen pohon pomocí čtyř shodných elektromotorů Fischer TI85. Modrá křivka (Graf 1) znázorňuje průběh výkonu při napětí 533 V, tedy v případě plně nabitě baterie. Při postupném vybíjení baterie dochází ke snížení maximálního výkonu elektromotoru. Výkonová křivka elektromotoru pro případ vybité baterie a napětí 432 V je znázorněna oranžovou křivkou. Maximální výkon při plně nabitě baterii je 38.8 kW při 14 600 ot/min. Maximální točivý moment 29.1 Nm je při plném nabití k dispozici v otáčkách 0 – 10 300 ot/min. Při minimálním stavu baterie je maximální výkon omezen na 33.9 kW při 13 800 ot/min. Maximální točivý moment 29.1 Nm je pro případ vybité baterie k dispozici v otáčkách 0–8400 ot/min. (11)



**Graf 1: Výkonová křivka elektromotoru Fischer TI85 (11)**

Maximální kombinovaný výkon všech čtyř elektromotorů by tak dosahoval 135.6–155.2 kW dle stavu nabití akumulátoru. Dle pravidel soutěže Formula Student nesmí výkon čerpaný z baterií překročit 80 kW. Kombinovaný výkon elektromotorů je tak do značné míry omezen. Vzhledem k tomu, že elektromotory jsou zamýšleny jako nezávislé a řízení výkonu je prováděno individuálně, lze předpokládat, že při provozu budou motory za vhodných podmínek dosahovat svých maximálních výkonů. Výkonové omezení 80 kW je zohledněno v dalších kapitolách. Tabulka 2 obsahuje hodnoty výkonu a točivého momentu.

**Tabulka 2: Výkonové parametry motoru Fischer TI85 (11)**

Fischer TI85	533 V	432 V
Max. výkon	38.8 kW při 14 600 ot/min	33.9 kW při 13 800 ot/min
Max. točivý moment	29.1 Nm při 0 – 10 300 ot/min	29.1 Nm při 0 – 8 400 ot/min

## 2.2 Adhezní limit

Adhezní limit pneumatik omezuje maximální tangenciální sílu, kterou je možné přenést na vozovku. Velikost tangenciální síly má zásadní vliv na zrychlení vozu. Nalezení adhezního limitu je nutné pro určení optimálního převodového poměru.

Adhezní limit je závislý na zatížení kola (síla působící kolmo na vozovku) a na součiniteli valivého tření. Zatížení kola je proměnné v závislosti na zrychlení. Při výpočtu nebyl uvažován vliv aerodynamických prvků, které při rozjezdu nehrají zásadní roli a jsou účinné až při vyšších rychlostech. Vztah pro zatížení kola je získán z momentové podmínky rovnováhy. Uvažovanými pneumatikami jsou Hoosier 16x7.5-10. (12)

Součinitel valivého tření byl stanoven experimentálně.

### Zadané hodnoty:

$$m = 310 \text{ [kg]}$$

$$g = 9.81 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

$$l_z = 874.5 \text{ [mm]}$$

$$l_p = 715.5 \text{ [mm]}$$

$$l = 1590 \text{ [mm]}$$

$$h = 300 \text{ [mm]}$$

$$\mu = 1.6 \text{ [-]}$$

$$a \in (3.7; 14.1) \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]^3$$

Zatížení předního kola:

$$Z_p = \frac{(m \cdot g \cdot l_z) - (m \cdot a \cdot h)}{l}$$

Zatížení zadního kola:

$$Z_z = \frac{(m \cdot a \cdot h) + (m \cdot g \cdot l_p)}{l}$$

Tangenciální síla na přední nápravě:

$$Z_{kp} = \mu \cdot Z_p$$

Tangenciální síla na zadní nápravě:

$$Z_{kz} = \mu \cdot Z_z$$

Kde:

$Z_{kp}$  [N] - Tangenciální síla na přední nápravě

$Z_{kz}$  [N] - Tangenciální síla na zadní nápravě

$Z_p$  [N] - Zatížení přední nápravy

---

<sup>3</sup> Tuto hodnotu je možné získat z výpočtu převodového poměru 4.2, pro který je zároveň vstupem, z toho důvodu bylo nutné provést iterační výpočet, uvedená hodnota je platná pro převodový poměr 12.5:1.

$Z_z$  [N] – Zatížení zadní nápravy

$\mu$  [–] - Součinitel valivého odporu

$m$  [kg] – váha vozu

$l$  [mm] – rozvor vozu

$l_z$  [mm] – vzdálenost těžiště od zadní nápravy

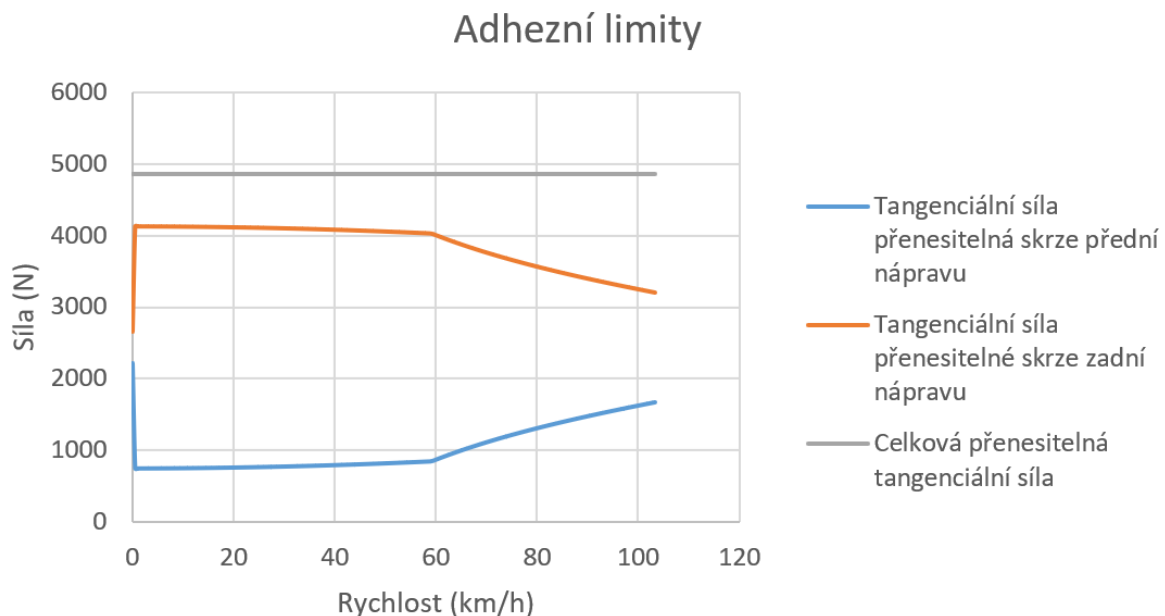
$l_p$  [mm] - vzdálenost těžiště od přední nápravy

$h$  [mm] – výška těžiště (vzdálenost od vozovky)

$g$  [ $\frac{m}{s^2}$ ] – gravitační zrychlení

$a$  [ $\frac{m}{s^2}$ ] - podélné zrychlení vozu

Vzhledem k tomu, že zrychlení  $a$  je proměnné, byly výsledky pro přehlednost znázorněny v grafu (Graf 2).



**Graf 2: Adhezní limity**

Vlivem zrychlení je značná část váhy přenesena na zadní nápravu, což má za následek podstatné zvýšení adhezních limitů zadní nápravy a jejich snížení na přední nápravě vozu. Tangenciální síly pro přední a zadní nápravu jsou použity při sestavení jízdní charakteristiky vozu. Jízdní charakteristika slouží k určení převodového poměru. Celková přenesitelná tangenciální síla je v grafu uvedena jako kontrolní – při zanedbání aerodynamických prvků tato hodnota zůstává konstantní.

## 2.3 Jízdní odpory

Jízdní odpory jsou síly působící proti směru pohybu vozidla. Celkový jízdní odpor vozu se skládá z valivého odporu, vzdušného odporu, odporu zrychlení a odporu stoupání. Vzhledem k tomu, že závody studentské formule SAE jsou konány na tratích s nulovým převýšením, můžeme odpor stoupání zanedbat.

### Valivý odpor

Valivý odpor vozu vzniká vlivem deformace pneumatiky a vozovky. Vztah pro určení valivého odporu kola je:

$$O_{fk} = Z_K \cdot \frac{e}{r_d} = Z_K \cdot f_K$$

Celkový valivý odpor vozidla  $O_f$  se rovná součtu valivých odporů pro jednotlivá kola.

$$O_f = \sum_i O_{fKi} = \sum_i Z_{Ki} \cdot f_{Ki}$$

Za předpokladu, že všechny pneumatiky jsou huštěny stejně je možné uvažovat  $f = f_{Ki}$ .

$$O_f = f \sum_i Z_{Ki} = f_k \cdot G \cdot \cos\alpha$$

Vzhledem k tomu, že závody probíhají na tratích s nulovým převýšením, lze tento vztah dále zjednodušit na:

$$O_f = f_k \cdot G$$

Pro tíhu vozidla  $G$  platí vztah:

$$G = m \cdot g$$

Pro určení valivého odporu je nutné určit součinitel valivého odporu. Tabulka 3 obsahuje orientační hodnoty pro jednotlivé povrchy.

**Tabulka 3: Součinitel valivého odporu**

Povrch	$f_k$	Povrch	$f_k$
asfalt	0,01 – 0,02	travnatý terén	0,08 – 0,15
beton	0,015 – 0,025	hluboký písek	0,15 – 0,30
dlažba	0,02 – 0,03	čerstvý sníh	0,20 – 0,30
makadam	0,03 – 0,04	bahnitá půda	0,20 – 0,40
polní cesta – suchá	0,04 – 0,15	náledí	0,01 – 0,025
polní cesta – mokrá	0,08 – 0,20		

### Zadané hodnoty:

$$f_k = 0.015 [-]$$

$$m = 310 [\text{kg}]$$

$$g = 9.81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]$$



Pro výpočet valivého odporu je použit vztah:

$$O_f = f_k \cdot m \cdot g = 46 \text{ [N]}$$

Kde:

$f_k$  [-] – součinitel valivého odporu

$G$  [N] – tíha vozidla

$O_f$  [N] – Odpor valení

$m$  [kg] – váha vozidla

$g$  [ $\frac{m}{s^2}$ ] – gravitační zrychlení

Valivý odpor má konstantní velikost  $O_f = 46$  [N], tato hodnota je relativně malá a nebude mít zásadní vliv na dynamiku vozu.

### **Odpor vzduchu**

Vzdušný odpor  $O_v$  je závislý na velikosti normálových tlaků vzduchu, povrchu karoserie a na třecích silách působících v tečném směru proudění vzduchu kolem vozidla.

### **Zadané hodnoty:**

$$c_x = 1.6 \text{ [-]}$$

$$S_x = 1.15 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$\rho = 1.25 \text{ [}\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\text{]}$$

$$v_v = 4.7 \text{ [}\frac{\text{m}}{\text{s}}\text{]}$$

$$v \in (0; 130) \text{ [}\frac{\text{m}}{\text{s}}\text{]}$$

Hodnotu celkové vzdušného odporu lze získat ze vztahu:

$$O_v = c_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_x \cdot v_r^2$$

Velikost náporové rychlosti  $v_r$  je dána vztahem:

$$\vec{v}_r = \vec{v} + \vec{v}_v$$

Kde:

$c_x$  [-] - Součinitel vzdušného odporu

$S_x$  [m<sup>2</sup>] - Čelní plocha vozidla

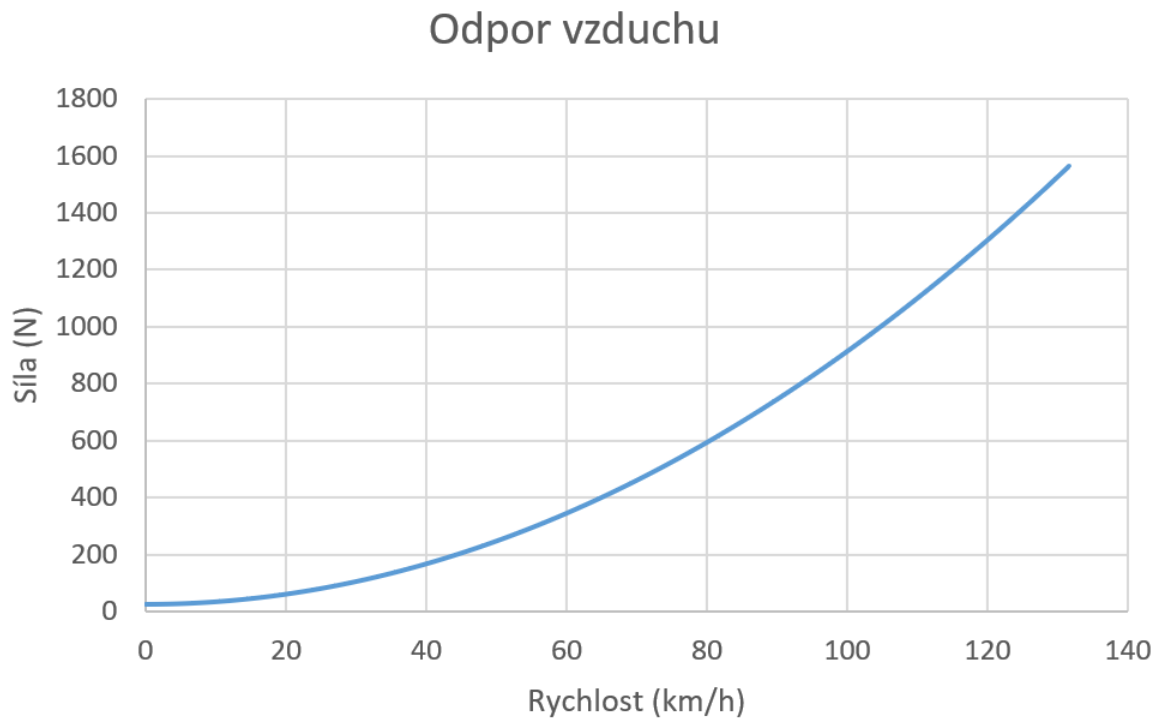
$\rho$  [ $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ ] - hustota vzduchu

$v_r$  [ $\frac{\text{m}}{\text{s}}$ ] - náporová rychlost

$v_v$  [ $\frac{\text{m}}{\text{s}}$ ] - rychlost větru

$v$  [ $\frac{\text{m}}{\text{s}}$ ] - rychlost vozidla

Výsledky jsou pro přehlednost uvedeny v grafu. Graf 3 popisuje závislost odporu větru na rychlosti vozidla. Odpor vzduchu exponenciálně roste s rychlostí vozidla. Při vyšších rychlostech bude mít zásadní vliv na dynamiku vozidla. Odpor vzduchu je použit při stanovení optimálního převodového poměru.



**Graf 3: Odpor vzduchu v závislosti na rychlosti vozu**

#### ***Odpor zrychlení***

Odpor zrychlení je způsoben vlivem setrvačných sil vozidla. Tyto setrvačné síly lze dělit na setrvačné síly posuvné části a setrvačné síly rotujících částí vozu. Vztah pro výpočet setrvačných lze zapsat jako:

$$O_z = O_{zp} + O_{zr} = \left( m + \sum_i \frac{J_{Ki}}{r_{di} r_{Ki}} \right) \cdot a$$

#### **Zadané hodnoty:**

$$\vartheta = 1.05 [-]$$

$$m = 310 [\text{kg}]$$

$$a \in (3.7; 14.1) \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]^4$$

Při zavedení součinitele odporu rotačních částí  $\vartheta$  lze rovnici dále upravit na:

$$O_z = \vartheta \cdot m \cdot a$$

<sup>4</sup> Tuto hodnotu je možné získat z výpočtu převodového poměru 4.2, pro který je zároveň vstupem, z toho důvodu bylo nutné provést iterační výpočet, uvedená hodnota je platná pro převodový poměr 12.5:1.

Kde:

$O_z$  [N] – odpor zrychlení

$\vartheta$  [-] – součinitel valivého odporu

$m$  [kg] – váha vozidla

$a$  [ $\frac{m}{s^2}$ ] – podélné zrychlení vozu

### **Celkové jízdní odpory**

Celkové jízdní odpory můžeme zapsat jako součet všech dílčích odporů. Při srovnání těchto odporů s dostupnou hnací silou lze vyjádřit zrychlení a získat přibližnou dynamiku vozu.

$$O_c = O_f + O_v + O_z$$

Kde:

$O_c$  [N] – Celkové jízdní odpory

$O_z$  [N] – Odpor zrychlení

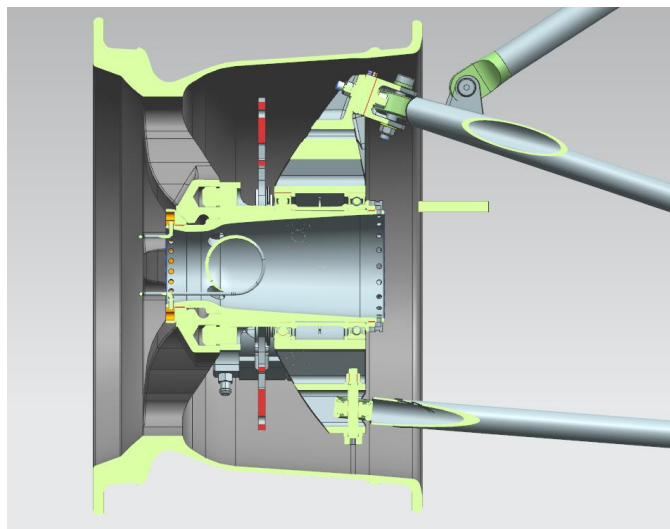
$O_f$  [N] – Odpor valení

$O_v$  [N] – Odpor vzduchu

Z celkových jízdních odporů jsou získány hodnoty pro stanovení optimálního převodového poměru (4.2).

## **2.4 Zástavbové prostory**

Průměr náboje je omezen především geometrií zavěšení. Mezi planetovou převodovkou sloužící jako náboj kola a těhlicí musí být zajištěn prostor pro ložiska kola, která vyhovují požadavkům na zatížení. Maximální průměr pod ložisky byl zvolen  $D_{max} = 100\text{ mm}$ , oproti původnímu průměru  $D_{max\_puvodni} = 75\text{ mm}$ . Tento průměr i nadále umožňuje montáž brzdového třmenu a není v kolizi s úchytnými body zavěšení. Obrázek 6 obsahuje řez kolovou skupinou vozu



**Obrázek 6: Řez původní kolovou skupinou vozu**

### 3 Specifikace požadavků

V této kapitole jsou popsány požadavky na planetovou redukci. Sportovní využití vozu klade důraz především na dynamiku vozu. Maximální rychlost vozu se odvíjí od jednotlivých disciplín, kde vlivem krátkých úseků pro akceleraci se maximální dosahovaná rychlost pohybuje v hladině kolem 100 km/h. Na dynamiku vozu i na jeho maximální rychlost má zásadní vliv celkový převodový poměr planetové redukce. Z toho plyne, že prvním požadavkem na planetovou redukci je nalezení optimálního převodového poměru. Vyšší převodový poměr a s ním související zvýšený točivý moment zajišťuje, že zrychlení vozu je omezeno pouze adhezními podmínkami, zároveň však snižuje maximální dosažitelnou rychlost vozu. Při nižším převodovém poměru stoupá maximální dosažitelná rychlost vozu, zároveň však klesá točivý moment přenášený na kola. V takovém případě není zcela využito adheze pneumatik a vůz akceleruje pomaleji, než je teoreticky možné. Optimální převodový poměr by měl poskytnout hodnotu točivého momentu shodnou, případně velmi blízkou adhezním limitům pneumatik a zároveň zachovat dostatečnou maximální rychlost.

Planetová převodovka je umístěna v kolové skupině vozu, přičemž by těhlice měla sloužit jako převodová skříň pro planetovou převodovku. Toto řešení omezuje planetovou redukci z hlediska maximálních rozměrů. Změny rozměrů těhlice, které byly nutné pro zástavbu redukce, musí umožnit použití původních disků kol, brzdových třmenů a kotoučů.

Jedná se o vůz určený pro sportovní využití, což znamená, že jedním ze základních požadavků je minimalizace váhy planetové redukce. Planetová redukce je navíc umístěna v kolové skupině, jedná se tedy o neodpruženou rotační hmotu

Servisní interval planetové redukce byl stanoven jako  $L_h = 50 \text{ hod}$ . Tato hodnota je určena s ohledem na předpokládané využití vozu. Během sezóny se vůz účastní dvou až tří závodů a časová náročnost těchto závodů se odhaduje na 5 hodin. Dalších 30 hodin bylo vyhrazeno pro účely testování vozu. Posledních pět hodin je vymezeno jako časová rezerva.

Na základě analýzy stávajícího stavu vozu jsou definovány následující požadavky:

1. Návrh zaměřit na optimalizaci převodového poměru.
2. Převodovka bude součástí kolové skupiny vozu, rozměry musí umožnit její zástavbu.
3. Návrh musí být kompatibilní s původním brzdovým kotoučem a diskem kola.
4. Výchozí materiál pro výrobu náboje je EN AW 7075 (13). Materiál se ukázal jako vhodný při návrhu náboje pro vůz se spalovacím motorem.
5. Návrh musí být proveden s ohledem na minimalizaci hmotnosti.
6. Servisní interval je stanoven na jednu závodní sezónu ( $L_h = 50 \text{ hod}$ ).
7. Životnost ozubení je stanovena jako  $L_f = 500 \text{ hod}$ . Převodovku by mělo být možné využít jako záložní, v případě selhání novější generace.

## 4 Návrh

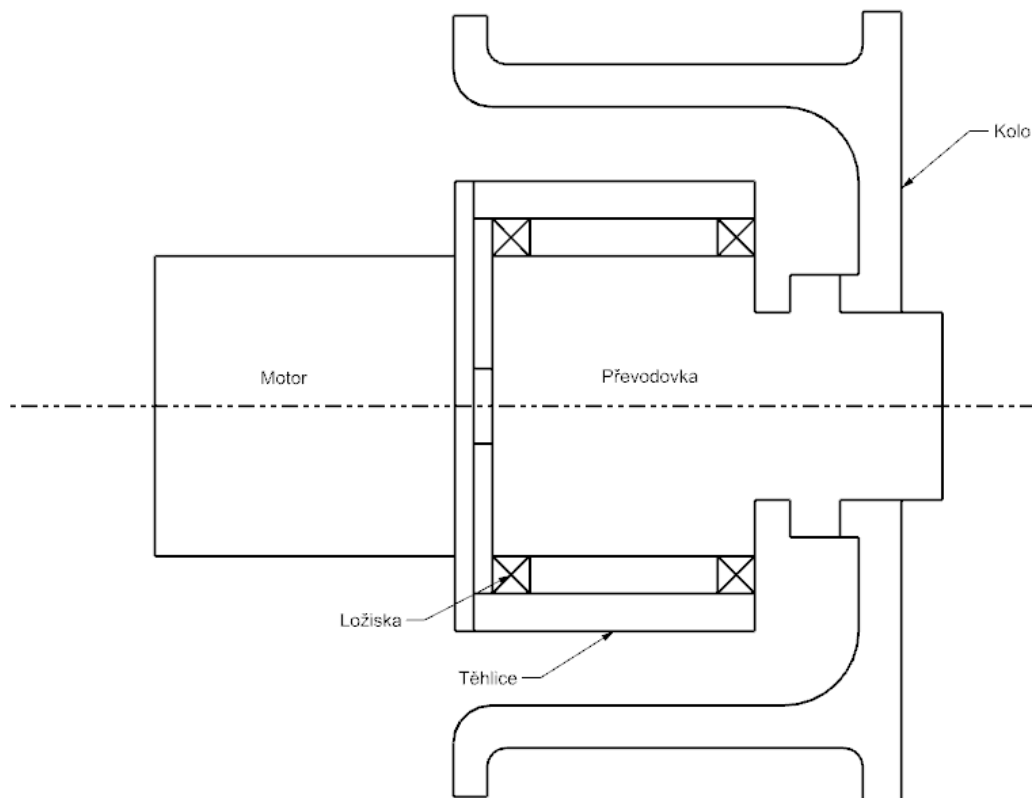
Návrh převodovky byl zhotoven v několika etapách. V první fázi bylo nutné určit optimální převodový poměr, který by splňoval požadavky na dynamiku vozu. Následně byly vytvořeny dva koncepční návrhy, které umožňují realizaci převodového poměru. Obě koncepční varianty byly vytvořeny a spočítány v programu KISSsys. Při návrhu ozubení byl kladen důraz na minimalizaci rozměrů při dodržení požadavků na životnost a spolehlivost převodovky. Po zhodnocení výsledků byla vybrána vhodnější varianta, pro kterou byl zpracován konstrukční návrh v programu NX 12. Při realizaci konstrukčního řešení je kladen důraz na minimalizaci váhy. Části planetové redukce, které není možné dimenzovat na základě výpočtů v programu KISSsys jsou pevnostně ověřeny pomocí MKP.

### 4.1 Koncepční uspořádání

Hlavními částmi kolové skupiny (Obrázek 7) jsou:

- Kolo
- Převodovka
- Motor
- Těhlice

Převodovka je v těhlici vozu uložena na dvou kuličkových ložiscích. Náboj kola je výstupem z převodovky, který je pomocí čepů a centrální matice spojen s diskem kola. Motor je pomocí příruby upevněn k těhlici vozu a točivý moment je z rotoru přenášen na centrální kolo převodovky. Plovoucí brzdový kotouč je pomocí čepů spojen s nábojem kola a brzdový třmen je pevně spojen s těhlicí.



Obrázek 7: Schéma koncepčního uspořádání

## 4.2 Návrh převodového poměru

Vstupními hodnotami pro optimální převodový poměr jsou:

- Jízdní odpory
- Výkonová charakteristika motoru
- Parametry pneumatik
- Váha vozu

### *Trakční charakteristika vozu*

Při kombinaci výše uvedených parametrů získáváme trakční charakteristiku vozu.

#### **Zadané hodnoty:**

$$Z_{kp} \in (742; 2211) \text{ [N]}$$

$$Z_{kz} \in (2654; 4124) \text{ [N]}$$

$$M_{motor} \in (0; 29.1) \text{ [Nm]}$$

$$i_c = 12.5 \text{ [-]}^5$$

$$r = 192 \text{ [mm]}$$

Tangenciální sílu od točivého momentu motoru lze zapsat jako:

$$F_{motor} = \frac{M_{motor} \cdot i_c}{r}$$

Předpokládaná trakční síla je získána porovnáním tangenciální síly od točivého momentu motoru s adhezními limity:

$$F_{motor} > Z_{kp} \rightarrow Z_{kp} = F_{tp}$$

$$F_{motor} < Z_{kp} \rightarrow F_{motor} = F_{tp}$$

$$F_{motor} > Z_{kz} \rightarrow Z_{kz} = F_{tz}$$

$$F_{motor} < Z_{kz} \rightarrow F_{motor} = F_{tz}$$

---

<sup>5</sup> Výpočty jsou analogicky platné pro jakýkoli převodový poměr.

Součtem trakčních sil přední a zadní nápravy je získána trakční síla pro celý vůz:

$$F_{trakční} = F_{tp} + F_{tz}$$

Dále platí:

$$F_{trakční} = O_c$$
$$F_{trakční} = O_f + O_v + O_z$$

Vozidlo nemůže dále zrychlovat pokud:

$$O_z = 0$$

Tento stav nastává ve chvíli kdy:

$$F_{trakční} = O_f + O_v$$

Kde:

$F_{trakční}$  [N] - Kombinovaná tangenciální síla přední a zadní nápravy

$F_{tp}$  [N] - Tangenciální síla přední nápravy

$F_{tz}$  [N] - Tangenciální síla zadní nápravy

$Z_{kp}$  [N] - Adhezní limit přední nápravy

$Z_{kz}$  [N] - Adhezní limit zadní nápravy

$F_{motor}$  [N] - Tangenciální síla od točivého momentu motoru

$M_{motor}$  [Nm] - Točivý moment motoru

$i_c$  [-] - Převodový poměr

$r$  [mm] - Dynamický poloměr kola

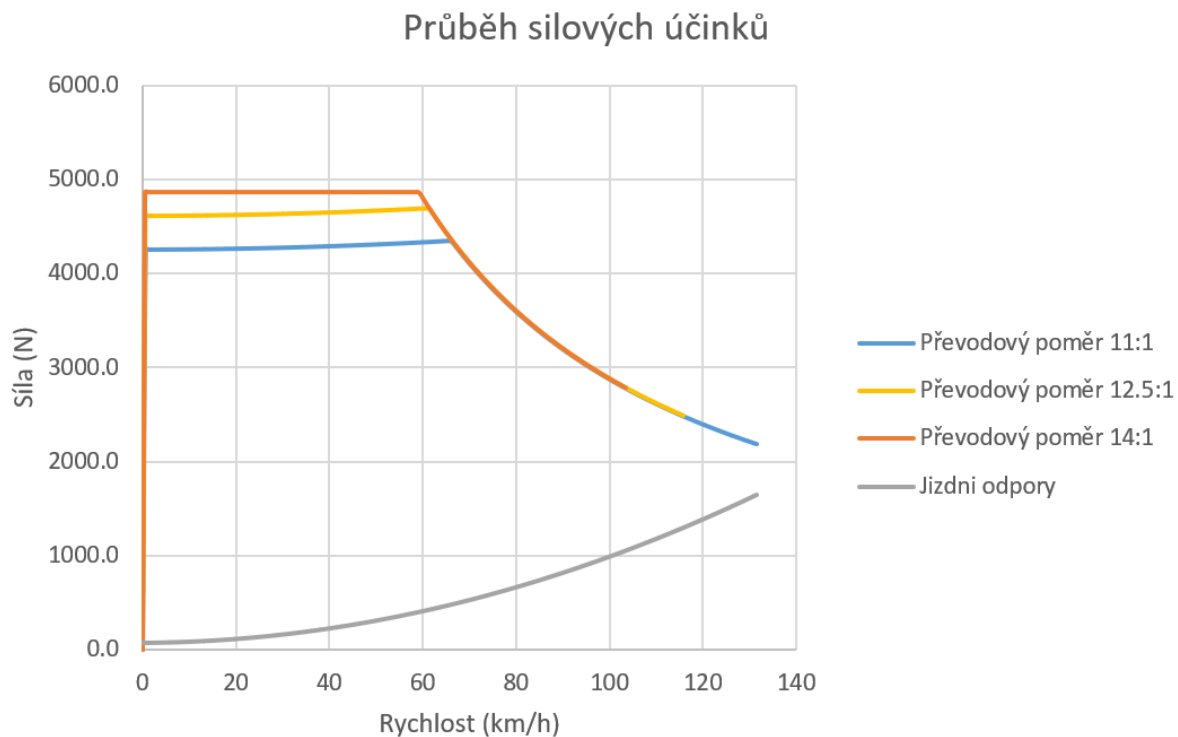
$O_c$  [N] - Celkové jízdní odpory

$O_z$  [N] - Odpor zrychlení

$O_f$  [N] - Odpor valení

$O_v$  [N] - Odpor vzduchu

Graf 4 znázorňuje průběh silových účinků pro vybrané převodové poměry 11:1, 12.5:1 a 14:1 a průběh jízdních odporů vzduchu a valení. Z grafu je zřejmé, že nedojde k dosažení rovnováhy mezi hnací silou a jízdními odpory vzduchu a valení. Maximální rychlost je tak omezena převodovým poměrem a maximálními otáčkami motoru. Hlavní složkou jízdních odporů je v tomto případě odpor vzduchu. Ze silových průběhů pro jednotlivé převodové poměry lze soudit, že v případě převodového poměru 14:1 nedojde ke splnění podmínky  $v_{max} = 115 \text{ km/h}$ . Zatímco v případě převodového 11:1 je značně omezena maximální tangenciální síla a tím pádem i akcelerace vozu. Převodový poměr 12.5:1 poskytuje ideální kompromis mezi maximální rychlostí a akcelerací vozu. Prudký pokles tangenciální síly u všech převodů je způsoben výkonovým omezením 80 kW, který je daný pravidly soutěže formula student.



**Graf 4: Průběh silových účinků při akceleraci vozu**

### **Zrychlení vozu**

Zrychlení vozu lze získat ze vztahu:

$$F_{trakční} = O_f + O_v + O_z$$

Po dosažení odporu zrychlení:

$$F_{trakční} = O_f + O_v + (\vartheta \cdot m \cdot a)$$

### **Zadané hodnoty:**

$$F_{trakční} \in (2486; 4686) \text{ [N]}$$

$$\vartheta = 1.05 \text{ [-]}$$

$$m = 310 \text{ [kg]}$$

$$O_f = 46 \text{ [N]}$$

$$O_v \in (25; 1562) \text{ [N]}$$



Úpravou byl získán vztah pro výpočet zrychlení:

$$a = \frac{F_{trakční} - O_f - O_v}{\vartheta \cdot m}$$

Kde:

$F_{trakční}$  [N] – Kombinovaná tangenciální síla přední a zadní nápravy

$\vartheta$  [-] – součinitel valivého odporu

$m$  [kg] – váha vozidla

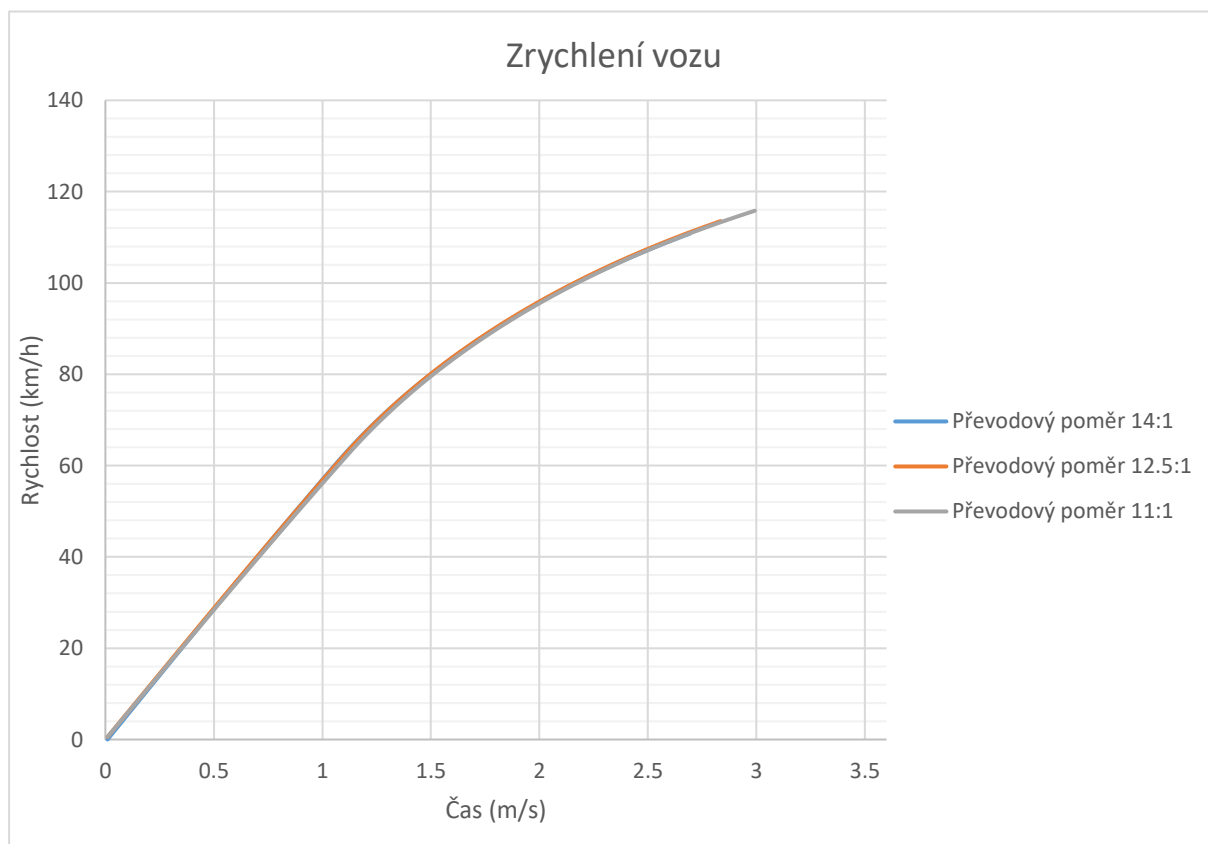
$a$  [ $\frac{m}{s^2}$ ] – podélné zrychlení vozu

$O_f$  [N] – Odpor valení

$O_v$  [N] – Odpor vzduchu

Výsledné zrychlení se pohybuje v rozmezí od 3.7 až 14.1  $m/s^2$ . Nejvyššího zrychlení vůz dosahuje okamžitě po rozjezdu, kdy odpor větru nabývá malých hodnot.

Graf 5 znázorňuje, že zatímco rozdíl akcelerace mezi poměry 14:1 a 12.5:1 není zásadní, převodový poměr 11:1 by zásadně zhoršil dynamiku vozu.



Graf 5: Zrychlení vozu

Tabulka 4 obsahuje parametry na základě kterých je zvolen převodový poměr. Jedná se o porovnání maximálního zrychlení a maximální rychlosti. Časy pro disciplínu „akcelerace na 75 m“ (Tabulka 5) jsou vypočteny na základě předpokládaných dynamických vlastností, jsou tedy teoretické a slouží pouze pro srovnání převodových poměrů.

**Tabulka 4: rychlost a zrychlení pro vybrané převody**

	Maximální zrychlení	Maximální rychlost
Převod 11:1	13.51 m/s <sup>2</sup>	131.6 km/h
Převod 12.5:1	14.64 m/s <sup>2</sup>	115.8 km/h
Převod 14:1	15.46 m/s <sup>2</sup>	103.4 km/h

**Tabulka 5: Teoretické časy akcelerace na 75 m pro vybrané převody**

Převod	11:1	12.5:1	14:1
Akcelerace na 75 m	3.63 s	3.58 s	3.71 s

Na základě grafů a tabulek uvedených výše, je zvolen převodový poměr 12.5:1, který poskytuje optimální poměr mezi akcelerací a maximální rychlostí. Díky tomuto poměru by mělo být dosaženo nejkratšího času v jedné z dynamických disciplín – konkrétně 3.58 s.

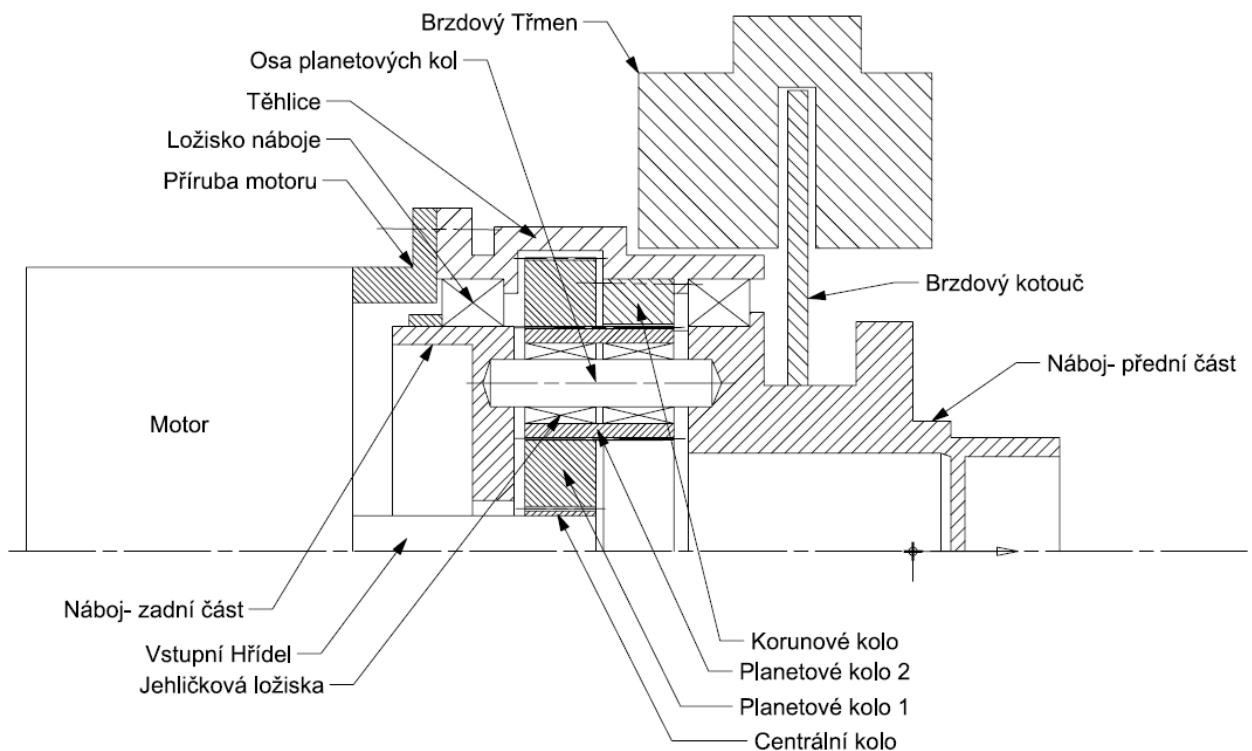
### 4.3 Konceptní návrh

Na základě výpočtů v předchozí kapitole, je zvolen převodový poměr 12.5:1. Pro tento převodový poměr byla v následující kapitole představena dvě konceptní řešení. Při tvorbě konceptního řešení musí být dodržen převodový poměr s maximální odchylkou  $\pm 2\%$ . Odchylka je způsobena počtem zubů. Pro obě varianty řešení je zhotoveno 2D schéma.

#### 4.3.1 Varianta A

První vybranou variantou je jeden a půl stupňová planetová převodovka. Vstupním členem této varianty řešení je centrální kolo, které je pevně spojeno s rotorem elektromotoru. Točivý moment je dále přenášen na první set planetových kol, které jsou uloženy na otočných čepech a pevně spojena s druhou sadou planetových kol. Konceptní řešení uvažuje tři sady satelitů vzájemně posunutých o  $120^\circ$ . Toto rozmístění je výhodné zejména pro uložení centrálního kola, které tak není zatíženo radiálními silami. Druhá sada planetových kol se odvaluje po korunovém kole pevně spojeném s rámem. Hnací moment je přenášen na rotující unášec, který v tomto případě plní funkci náboje kola.

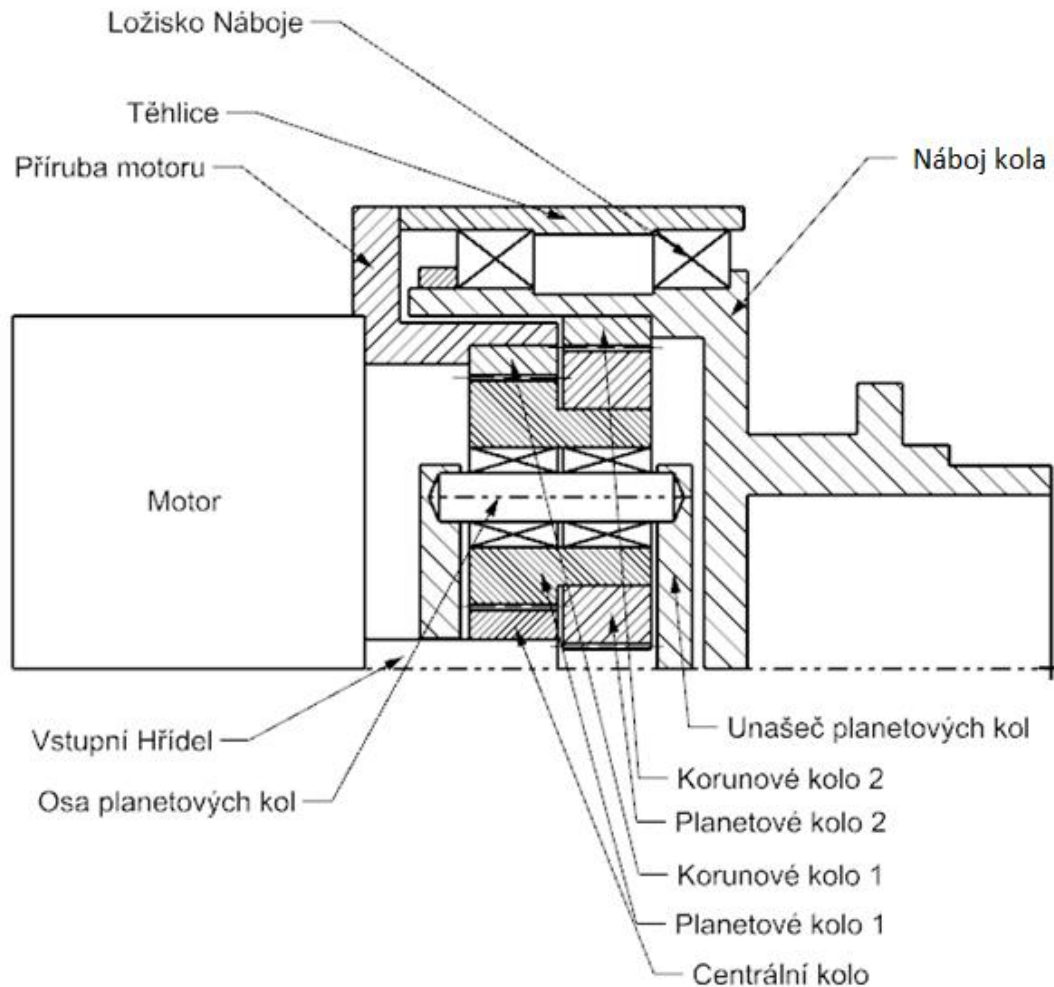
Vzhledem k vysokému převodovému poměru je nutné vytvoření kapsy v těhlici o průměru  $D_{max\_kapsa} = 130\text{ mm}$  a šířce  $b_{max\_kapsa} = 25\text{ mm}$ . Tato kapsa musí být umístěna tak, aby nedošlo ke kolizi s brzdovým třmenem. Schéma varianty A (Obrázek 8) představuje možnosti konstrukce s ohledem na omezení z hlediska „periferií“ náboje. Periferiemi náboje se rozumí všechny součásti v okolí převodky, bez ohledu na to, zda jsou v přímém kontaktu s převodovkou. Typickým příkladem je brzdový třmen.



Obrázek 8: Schéma varianty A

### 4.3.2 Varianta B

Variantou B je dvoustupňová planetová převodovka s volně loženým unašečem. Tato konfigurace je známa pod názvem Wolfrom (Obrázek 9).



Obrázek 9: Schéma varianty B

Stejně jako u předchozí varianty je zde vstupním členem centrální kolo. Točivý moment je přenášen na první sadu planetových kol, které se odvalují po zabrzděném korunovém kole 1. To má za následek rotaci volně loženého unašeče a točivý moment je následně přenášen na náboj kola přes zubový převod mezi druhou sadou planetových kol.

I pro tuto variantu nadále platí limitní rozměry těhlice tedy  $D_{max} = 100 \text{ mm}$ . Výhodou této koncepce je také absence kapsy pro planetová kola. Při použití této koncepce je možné dosáhnout shodného převodového poměru při použití podstatně menších planetových kol.

## 4.4 Návrh v programu KISSsys

Aby bylo možné provést jednoznačné rozhodnutí ve prospěch jedné z koncepčních variant, je pro obě varianty vytvořen model v programu KISSsys, pro který je proveden pevnostní výpočet ozubení.

Materiálem pro obě varianty řešení je zvolena ocel 42 CrMo 4 zušlechťená na 56 HRC, jejíž vlastnosti jsou popsány v příloze č.1 (14).

### 4.4.1 Zátěžné stavy

Jsou vybrány dva zátěžné stavy. Prvním zátěžným stavem je jednotné zatížení maximálním výkonem elektromotoru Fischer TI85. Druhý zátěžný stav vychází z předpokládaného využití vozu. Pro tyto účely je vybrána jedna z disciplín soutěže FSAE – závod endurance. Při optimalizaci rozměrů jsou obě koncepční varianty pevnostně ověřovány při zatížení maximálním výkonem motoru. Po nalezení vhodného řešení je vybraná varianta podrobena zátěžným spektrům odpovídajícím zvolené disciplíně endurance, které dále potvrdily vhodnost obou řešení.

#### 4.4.1.1 Maximální výkon elektromotoru.

Pro urychlení prvotních výpočtů je jako první zátěžný stav zvolen maximální výkon elektromotoru Fischer TI85, který nabývá hodnoty 38.8 kW při 14 600 ot/min. (11)

#### 4.4.1.2 Analýza současného vozu s ohledem výkonové zatížení v průběhu závodu

Vzhledem k tomu, že planetová redukce je určena pro první generaci vozu kategorie E soutěže FSAE, nemohly být zátěžné stavy zjištěny pomocí telemetrie na odpovídajícím voze. Pro účely výpočtu je použita telemetrie z vozu UWB06 se spalovacím motorem. Data z vozu jsou zpracována pomocí softwaru RaceStudio 3. Disciplíny jsou pro obě kategorie vozu shodné a při srovnání časů v obou kategoriích se ukazuje, že dynamika vozů je dostatečně podobná na to, aby bylo možné data využít. Tračnické síly jsou navíc v mnoha případech omezeny adhezními limity pneumatik, které jsou pro vozy obou kategorií shodné.

#### *Rychlost vozu*

První potřebnou veličinou k výpočtu je rychlost vozu (Graf 6) v průběhu disciplíny závodu endurance.

#### **Zadané hodnoty:**

$$v \in (23.8; 95.1) \left[ \frac{km}{h} \right]$$

$$r = 192 \text{ [mm]}$$

$$i_c = 12.44 \text{ [-]}$$



**Graf 6: Rychlost vozu UWB06 v průběhu závodu**

Z Graf 6 je možné dopočítat předpokládané otáčky motoru v průběhu zvolené disciplíny. Otáčky byly spočteny pomocí vztahu:

$$\omega = \frac{v}{r}$$

Příčemž úhlové zrychlení  $\omega$  omega je rovno:

$$\omega = \frac{2\pi n_{kolo}}{60}$$

Po dosazení a úpravě získáváme vztah otáček náboje:

$$n_{kolo} = \frac{30v}{\pi r}$$

Vstupní otáčky elektromotoru  $n_{motor}$  odpovídají otáčkám kola vynásobených převodovým poměrem  $i_c$ :

$$n_{motor} = n_{kolo} \cdot i_c$$

Kde:

$\omega$  [ $\frac{rad}{s}$ ]- úhlová rychlost kola

$v$  [ $\frac{m}{s}$ ]- rychlost vozu

$r$  [mm] – dynamický poloměr kola

$n_{kolo}$  [ $\frac{ot}{min}$ ] - otáčky kola

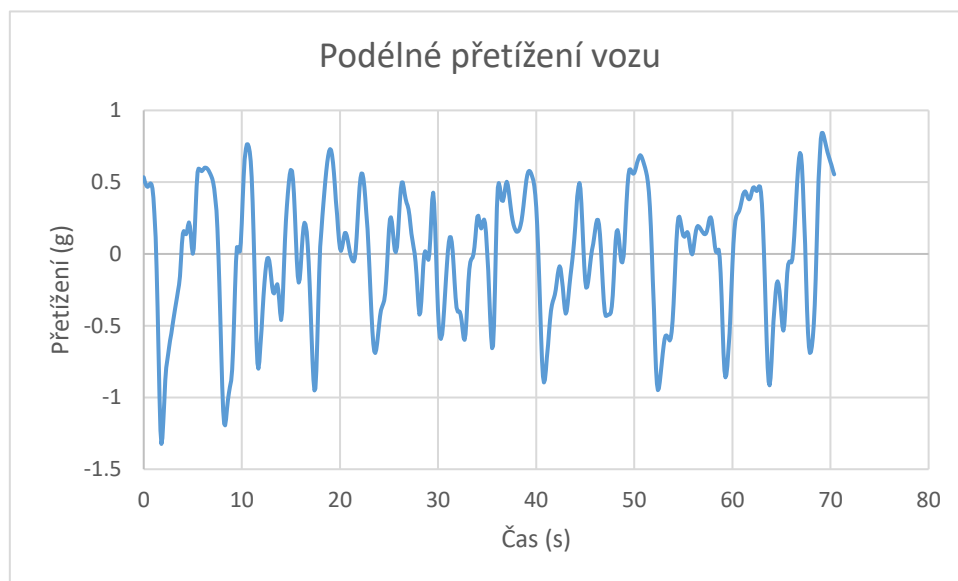
$n_{motor}$  [ $\frac{ot}{min}$ ] – otáčky motoru

$i_c$  [-] – převodový poměr

Výsledné otáčky motoru se pohybují v rozmezí 4 157 až 16 636 ot/min.

### **Podélné přetížení vozu**

Druhou veličinou, kterou bylo nutné získat pro stanovení zátěžných stavů je podélné přetížení vozu (Graf 7).



**Graf 7: Přetížení vozu UWB06 v průběhu závodu**

Podélné přetížení vozu je použito k výpočtu trakční síly vozidla v jednotlivých časových intervalech závodu. Pro získání vztahu trakční síly vozidla vycházíme ze vztahu určeném v kapitole Jízdní odpory:

$$O_c = O_f + O_v + O_z$$

Tato síla je dále rozdělena na jednotlivá kola nápravy a vydělena převodovým poměrem, čímž je získán průběh točivého momentu motoru během disciplíny endurance. Vzhledem k relativně velkému množství dat je nutné pro účely výpočtu data zredukovat. Hodnoty jsou rozděleny do

jednotlivých úrovní. Pro točivý moment je úroveň stanovena po 5 Nm a otáčky jsou rozděleny v úrovních po 1000 ot/min. Počet jednotlivých výskytů je následně použit jako jejich četnost. Vytvořené spektrum zatížení je použito při ověření optimalizovaného modelu v programu KISSsys.

#### 4.4.2 Model varianty A

K ověření možností zástavby byl zhotoven kinematický model v programu KISSsys (obrázek 3). Pro první iteraci návrhu byl zvolen jednotný modul zubů  $m = 1$ . Pro návrh ozubení je nutné dodržení podmínky sousososti obou stupňů převodovky. Pro kontrolu sousososti satelitů využijeme vztah:

$$r_1 + r_2 + r_3 + r_4 = 0$$

Kde  $r_1$  je poloměr roztečné kružnice centrálního kola,  $r_2$  je poloměr roztečné kružnice první sady satelitů,  $r_3$  je poloměr roztečné kružnice druhé sady satelitů a  $r_4$  je poloměr roztečné kružnice korunového kola. Vyjádřením dostáváme vztah

$$\frac{z_1 \cdot m}{2} + \frac{z_2 \cdot m}{2} + \frac{z_3 \cdot m}{2} + \frac{z_4 \cdot m}{2} = 0$$

Při vybraném modulu ozubení  $m = 1$  shodná pro oba stupně. Úpravou rovnice byl získán vztah pro ověření sousososti.

$$z_1 + z_2 + z_3 = -z_4$$

Mimo sousososti je dále nutné dodržet převodový poměr  $12.5 \pm 2 \%$ . Převodový poměr pro variantu A lze vyjádřit jako:

$$i_c = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} + 1$$

Na základě těchto rovnic byly zvoleny počty zubů pro první iteraci varianty A. Počet zubů centrálního kola byl zvolen  $z_1 = 18$ . První sada satelitů byla zvolena jako  $z_2 = 53$ , druhá sada satelitů  $z_3 = 24$  a počet zubů korunového kola  $z_4 = -95$ .

Při dosazení do rovnice bylo ověřeno, že vybrané počty zubů vyhovují podmínce sousososti:

$$18 + 53 + 24 = 95$$

Převodový poměr navrženého převodu je

$$i_c = \frac{53 \cdot 95}{18 \cdot 24} + 1$$

$$i_c = 12.65$$

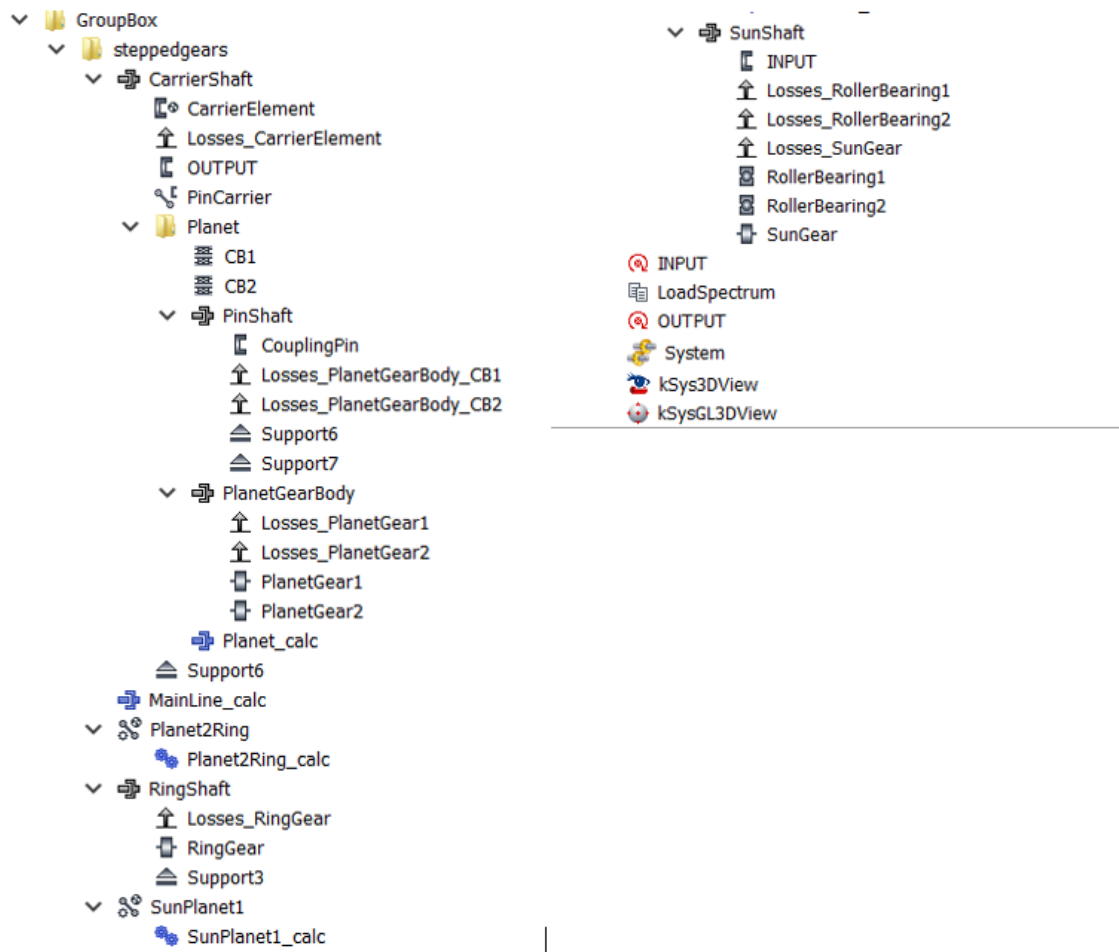
Celkový převodový poměr  $i_c = 12.65$  vyhovuje stanovené odchylce 2 %.

Zvolený modul a počet zubů byl vybrán s ohledem na zástavbové prostory kolové skupiny. Ověření a úprava návrhu řešení byla provedena v softwaru KISSsys. Požadovaná životnost  $L_f = 500 h$  byla stanovena s ohledem na využití vozu čistě pro sportovní účely, při frekvenci dvou závodů a pěti testovacích dnů ročně.



### Tvorba modelu varianty A v programu KISSsys.

V programu KISSsys byl sestaven model jeden a půl stupňové planetové převodovky. Obrázek 10 zobrazuje strom modelu varianty A.

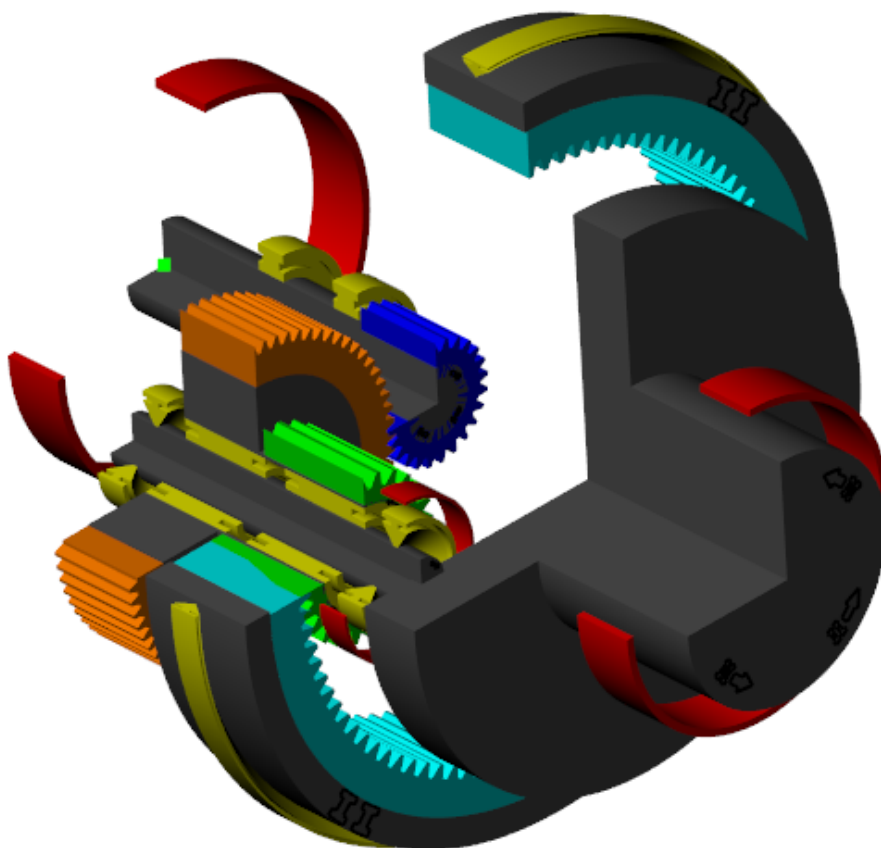


Obrázek 10: Strom modelu varianty A

### Okrajové podmínky:

- Vstup je umístěn na hřídeli centrálního kola
- Korunové kolo je zastavené
- Výstup je umístěn na unašeři satelitů

Obrázek 6 obsahuje model planetové převodovky zhotovený v programu KISSsys.



Obrázek 11: Model varianty A

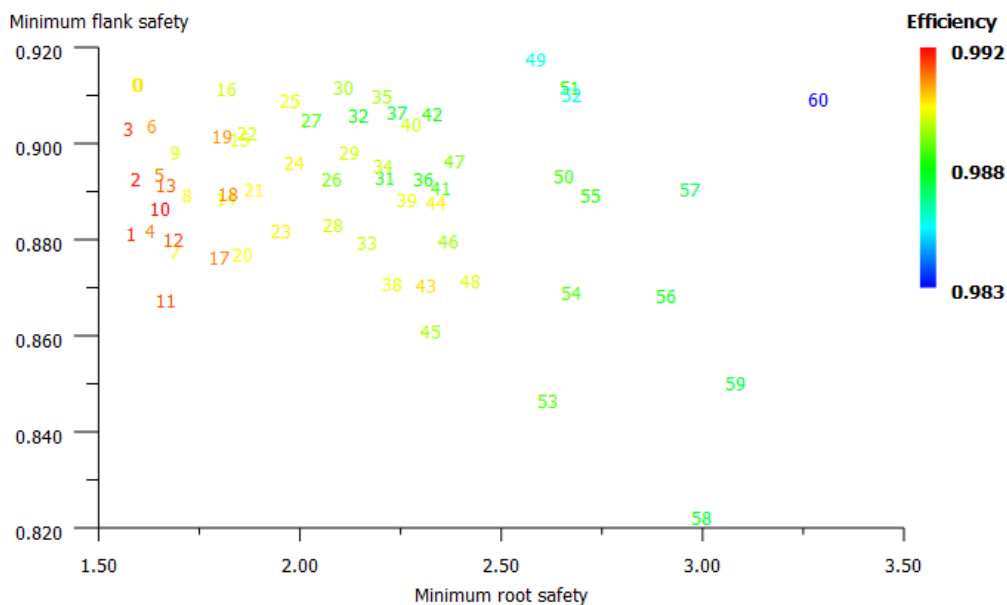
Jednotlivá soukolí planetové redukce jsou dimenzovány pomocí programu KISSsoft. Tento program poskytuje nástroje usnadňující optimalizaci soukolí, které byly využity pro jejich další úpravu.

#### ***4.4.2.1 Soukolí centrálního kola a první sady planet***

Vhodné ozubení pro centrální kolo a první sadu satelitů bylo nalezeno pomocí funkce Fine Sizing.

Při porovnání jednotlivých řešení byl kladen důraz na:

- Bezpečnost paty zubu
- Bezpečnost boku zubu
- Účinnost ozubení

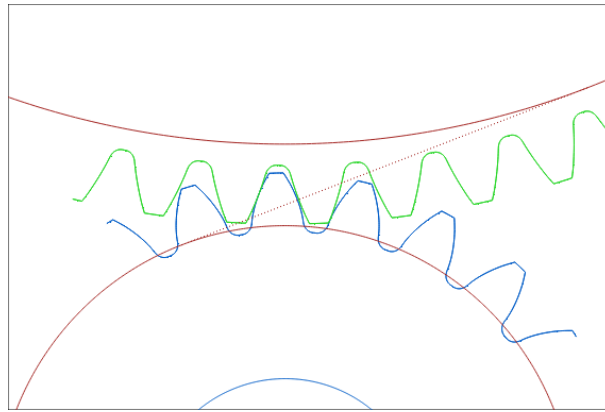


**Graf 8: Přehled vhodných řešení ozubení centrální kolo/satelity**

Pro přehlednost jsou rozměry ozubení uvedeny v tabulce 5. Geometrie ozubení soukolí centrálního kola planet je zobrazena na obrázku 4.

**Tabulka 6: Tabulka ozubení 1**

	Centrální kolo	Planetové kolo
Typ ozubení	Přímé	
Modul $m_n$ (mm)	0.75	
Sklon zubu $\alpha$ (°)	20	
Šířka ozubení $b$ (mm)	15	
Počet zubů $z$ (-)	24	70
Korekce ozubení $x$ (mm)	0.467	-0.125
Průměr roztečné kružnice $d$ (mm)	18	52.5
Průměr hlavové kružnice $d_a$ (mm)	20.182	53.794
Průměr patní kružnice $d_f$ (mm)	16.776	50.372



Obrázek 12: Geometrie soukolí 1

### Zátěžný stav<sup>6</sup>

- Točivý moment na centrálním kole je 8.467 Nm
- Otáčky centrálního kola jsou 14 600 ot/min
- Metody výpočtu jsou uvedeny na obrázku (Obrázek 13).

Calculation method		
Factors, root, flank	ISO 6336:2019	
Scuffing	DIN 3990-4	
Tooth flank fracture	No calculation	
Micropitting	ISO/TS 6336-22	
Subsurface fatigue	DNV 41.2	
Reliability	Bertsche	

Obrázek 13: Metody výpočtu

Tabulka 7 obsahuje vypočtené hodnoty bezpečnosti pro zatížení maximálním výkonem motoru (4.4.1.1).

Tabulka 7: Výpočet bezpečnost ozubení 1

Bezpečnost	Centrální kolo	Satelity	Požadovaná bezpečnost <sup>7</sup>
Pata zubu $S_F$ (-)	1.73	1.65	1.0
Hlava zubu $S_H$ (-)	0.93	1.07	0.75
Odírání $S_{ints}$ (-)	5.83		1.8
Mikropitting $S_\lambda$ (-)	4.17		2

<sup>6</sup> Zatížení je generováno. Jedná se o přepočtení vstupního točivého momentu a otáček. Hodnoty jsou závislé na počtu satelitů a pozici soukolí v systému. (22)

<sup>7</sup> Požadovaná bezpečnost zohledňuje velikost modulu a je stanovena přímo programem KISSsoft. Požadované bezpečnosti byly odvozeny na základě empirických dat. (22)

Soukolí centrálního a planetového kola vyhovuje bezpečnostním požadavkům. Životnost při namáhání spektrem zatížení je stanovena jako  $L_{hAcelková} > 10^6$  [hod]. Jedná se o trvalou životnost. Požadavek  $L_h = 500$  [hod] odpovídá hladinám kolem  $10^7$  cyklu, dle Wöhlerovi křivky se tak návrh pohybuje na mezi únavy materiálu.

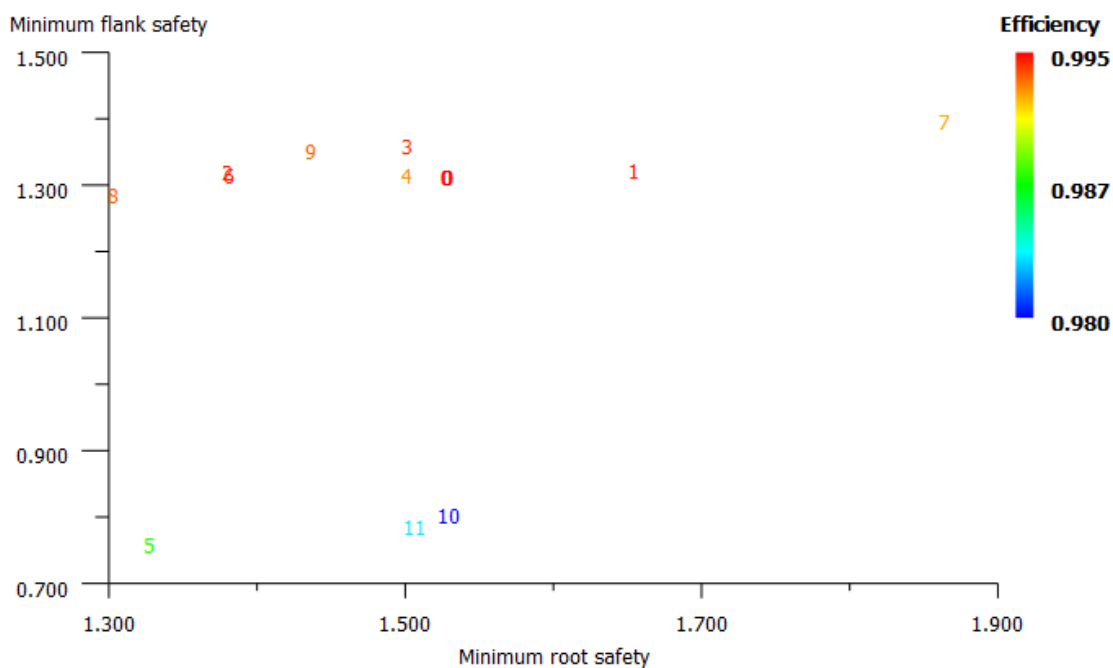
#### 4.4.2.2 Soukolí korunového kola a druhé sady planet

Vhodné ozubení pro korunové kolo a druhou sadu satelitů bylo nalezeno pomocí funkce Fine Sizing.

Při porovnání jednotlivých řešení byl kladen důraz na:

- Bezpečnost paty zubu
- Bezpečnost boku zubu
- Účinnost ozubení

Graf 9 zobrazuje možná řešení nalezená pomocí funkce fine sizing. Počet hodnot výrazně klesl oproti prvnímu soukolí, to je způsobeno nutností dodržet podmínku sousostí s prvním soukolím.

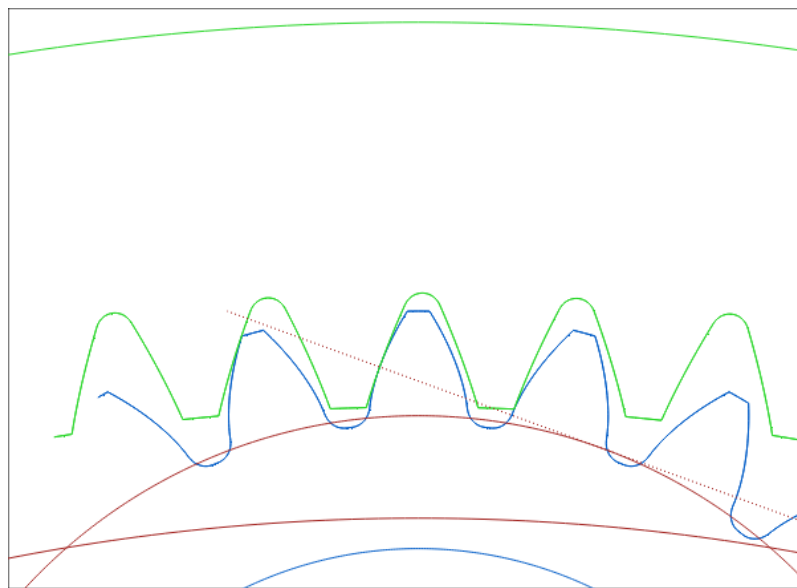


Graf 9: Přehled vhodných variant ozubení korunové kolo/satelit

Modul zubu druhé soukolí byl zachován na předpokládané hodnotě  $m = 1$ . Menší modul zubu se negativně projevoval na výsledné bezpečnosti soukolí, zatímco větší modul neposkytl zásadní zlepšení v ohledu bezpečnosti. Další nevýhodou většího modulu byl menší průměr patní kružnice, to vedlo ke zmenšení vnitřního průměru ozubeného kola a znemožnilo využití běžně dostupných ložisek. Výsledná geometrie zubů je uvedena v tabulce 7. Na obrázku 5 je zobrazena geometrie soukolí druhé sady planet a korunového kola.

**Tabulka 8: Tabulka ozubení 2**

	Satelity	Korunové kolo
Typ ozubení	Přímé	
Modul $m_n$ (mm)	1	
Sklon zubu $\alpha$ (°)	20	
Šířka ozubení $b$ (mm)	20	
Počet zubů $z$ (-)	24	-95
Korekce ozubení $x$ (mm)	0.467	-0.467
Průměr roztečné kružnice $d$ (mm)	24	-95
Průměr hlavové kružnice $d_a$ (mm)	26.924	-93.917
Průměr patní kružnice $d_f$ (mm)	22.245	-98.682



**Obrázek 14: Geometrii soukolí 2**

### Zátěžný stav<sup>8</sup>

- Točivý moment pro korunové kolo  $M_{korunové\ kolo} = 96.92\ Nm$
- Korunové kolo je zastavené –  $n_{korunové\ kolo} = 0\ ot/min$
- Metody výpočtu jsou uvedeny na obrázku (Obrázek 15)

<sup>8</sup> Zatížení je generováno. Jedná se o přepočtení vstupního točivého momentu a otáček. Hodnoty jsou závislé na počtu satelitů a pozici soukolí v systému. (22)

Calculation method		
Factors, root, flank	ISO 6336:2019	
Scuffing	DIN 3990-4	
Tooth flank fracture	No calculation	
Micropitting	ISO/TS 6336-22	
Subsurface fatigue	DNV 41.2	
Reliability	Bertsche	

Obrázek 15: Metody výpočtu

Tabulka 9 obsahuje vypočtené bezpečnosti pro druhou sadu satelitů a korunové kolo při zatížení maximálním výkonem motoru (4.4.1.1).

Tabulka 9: Výpočet bezpečnosti ozubení 2

Bezpečnost	Satelity	Korunové kolo	Požadovaná bezpečnost <sup>9</sup>
Pata zubu $S_F$ (-)	1.47	1.61	1.2
Hlava zubu $S_H$ (-)	1.31	1.34	0.9
Odírání $S_{intS}$ (-)	4.96		1.8
Mikropitting $S_\lambda$ (-)	2.113		2

Soukolí druhé sady satelitů a korunového kola vyhovuje bezpečnostním požadavkům. Životnost při namáhání spektrem zatížení je stanovena jako  $L_{hAcelková} > 10^6$  [hod]. Jedná se o trvalou životnost. Požadavek  $L_h = 500$  [hod] odpovídá hladinám kolem  $10^7$  cyklu, dle Wöhlerovi křivky se tak návrh pohybuje na mezi únavy materiálu.

<sup>9</sup> Požadovaná bezpečnost zohledňuje velikost modulu a je stanovena přímo programem KISSsoft. Požadované bezpečnosti byly odvozeny na základě empirických dat. (22)

#### 4.4.2.3 Optimalizovaný model varianty A

Výsledný převodový poměr se díky optimalizaci ozubení podařilo celkový převodový poměr přiblížit k vypočtené hodnotě 12.5:1. Hodnota převodového poměru po optimalizaci je  $i_c = 12.44$ . Otáčky unašeče jsou  $n_{unašeč} = 1163.8 \text{ ot/min}$  a točivý moment dosahuje hodnoty  $M_{unašeč} = 318.65 \text{ Nm}$ .

#### Zátěžný stav

Optimalizovaný model varianty A byl pevnostně ověřen pomocí spektra zatížení (4.4.1.2).

- Točivý moment 0–25 Nm
- Otáčky motoru 4000–17000 ot/min
- 63 zátěžných stavů

Výsledná planetová redukce vyhověla při zatížení spektrem odvozeným z živých dat v předchozí kapitole. Z výsledků vyplývá, že předpokládané zatížení převodovky je nižší než zatížení maximálním výkonem, a to převede všim proto, že navzdory sportovnímu využití vozu, plné zatížení planetové redukce nastává pouze v krátkých časových intervalech.

Výsledné bezpečnosti pro ozubená kola zatížená spektrem zatížení jsou uvedeny v tabulce 9.

Tabulka 10: Výsledná bezpečnost planetové redukce

Bezpečnost	Centrální kolo	Planetové kolo 1	Planetové kolo 2	Korunové kolo	Požadovaná bezpečnost <sup>10</sup>
Pata zubu $S_F$ (-)	2.2	2.2	1.9	2.1	1.2
Hlava zubu $S_H$ (-)	1.1	1.3	1.6	1.6	0.9
Odírání $S_{intS}$ (-)	5.9		5		1.8
Mikropitting $S_\lambda$ (-)	4.1		2.1		2

Varianta A vyhovuje bezpečnostním požadavkům. Životnost při namáhání spektrem zatížení je stanovena jako  $L_{hAcelková} > 10^6$  [hod]. Jedná se o trvalou životnost. Požadavek  $L_h = 500$  [hod] odpovídá hladinám kolem  $10^7$  cyklu, dle Wöhlerovi křivky se tak návrh pohybuje na mezi únavy materiálu.

Minimální životnost ložisek satelitů SKF NK 10/16 TN (15) pro variantu A byla v programu KISSsoft stanovena na  $L_{hAložiska} = 114$  [hod]. Výměna ložisek se předpokládá při každém servisním intervalu. Ložiska satelitů vyhovují požadavku na servisní interval:

$$L_{hAložiska} > L_{hServis}$$

<sup>10</sup> Požadovaná bezpečnost zohledňuje velikost modulu a je stanovena přímo programem KISSsoft. Požadované bezpečnosti byly odvozeny na základě empirických dat. (22)



### 4.4.3 Model varianty B

Pro prvotní odhad rozměrů a převodové poměru byl stejně jako u varianty A proveden analytický výpočet pro kontrolu sousostí (platí za předpokladu shodného modulu zubu):

$$z_1 + z_2 = z_2 + z_3 = z_4 + z_5$$

Převodový poměr pro převodovku typu Wolfrom lze vypočítat pomocí vztahu:

$$i_c = \frac{\frac{z_3}{z_1} - 1}{\frac{z_3 \cdot z_4}{z_2 \cdot z_5} - 1}$$

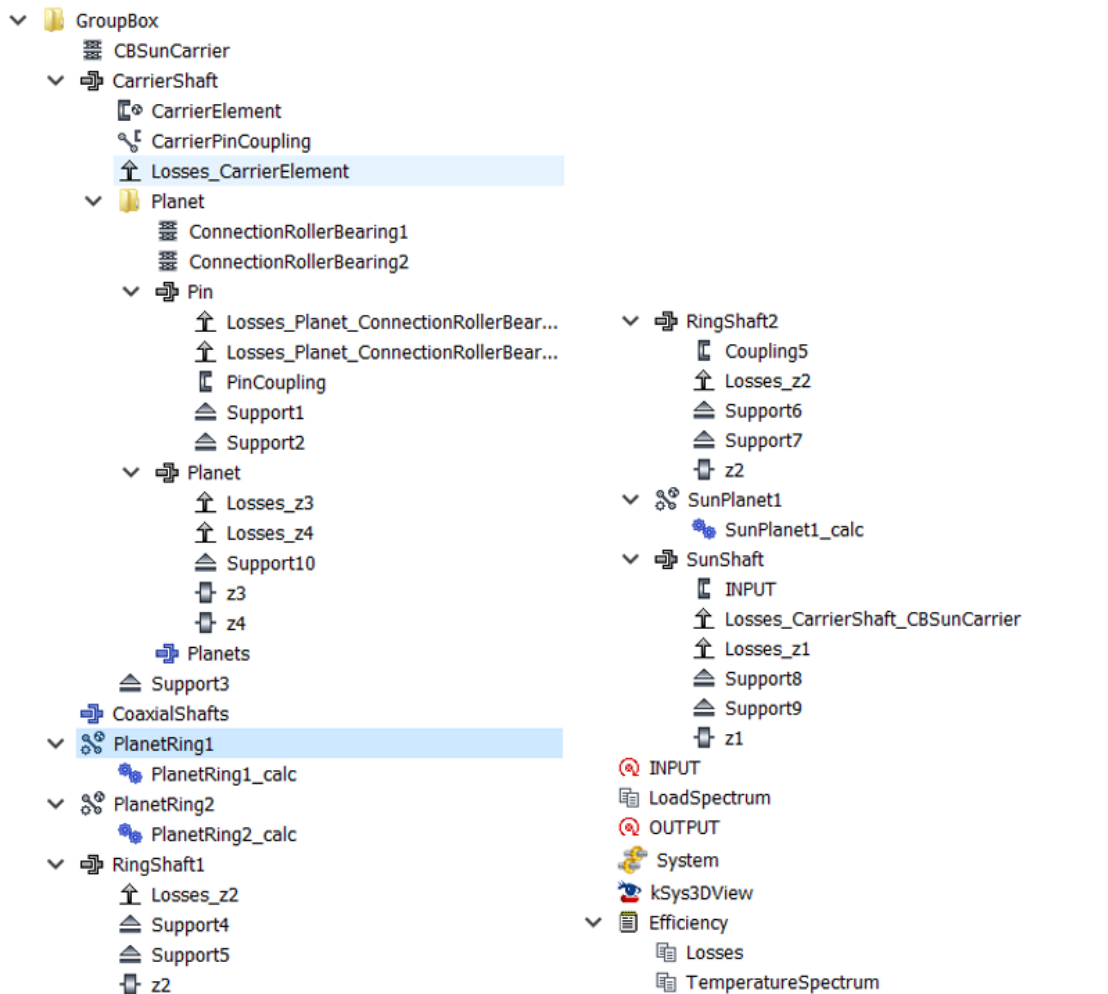
Na základě výše uvedených podmínek byl zvolen počet zubů  $z_1 = 40$ ,  $z_2 = 20$ ,  $z_3 = -80$ ,  $z_4 = 27$ ,  $z_5 = -87$ . Převodový poměr prvního návrhu je:

$$i_c = \frac{\frac{-80}{40} - 1}{\frac{-80 \cdot 27}{20 \cdot -87} - 1} = 12.43$$

Počty zubů získané analytickým výpočtem byly použity pro první návrh varianty B. Následně byly pomocí programu KISSsys soukolí optimalizovány. Byl sestaven kinematický model varianty B s celkovým převodovým poměrem  $i_c = 12.43$  a maximálním průměrem pod ložisky  $D_{max} = 95 \text{ mm}$ . Osová vzdálenost unašečů byla stanovena jako  $a = \pm 30 \text{ mm}$ . Mazání varianty B je zajištěno broděním.

### Tvorba modelu varianty B v programu KISSsys.

V programu KISSsys byl sestaven model jeden a půl stupňové planetové převodovky. Obrázek 16 zobrazuje strom modelu varianty B.



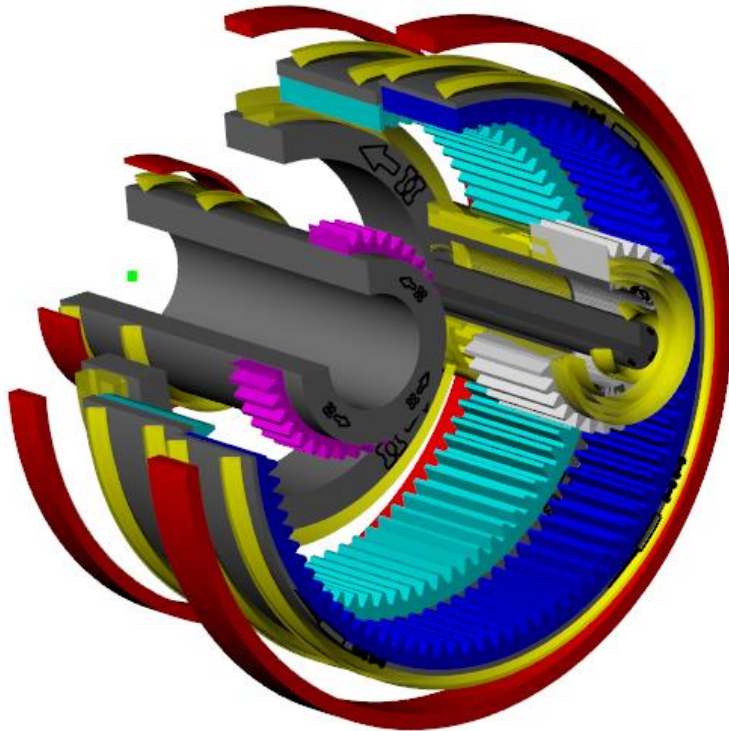
Obrázek 16: Strom modelu varianty B

#### Okrajové podmínky:

- Vstup je umístěn na hřídeli centrálního kola
- Korunové kolo 1 je zastavené
- Unášec je volně ložený
- Výstupem je korunové kolo 2

Jednotlivá soukolí planetové redukce jsou dimenzovány pomocí programu KISSsoft. Tento program poskytuje nástroje usnadňující optimalizaci soukolí, které byly využity pro jejich další úpravu.

Model varianty B v programu KISSsys je zobrazen na obrázku 17.



Obrázek 17: Model varianty B v programu KISSsys

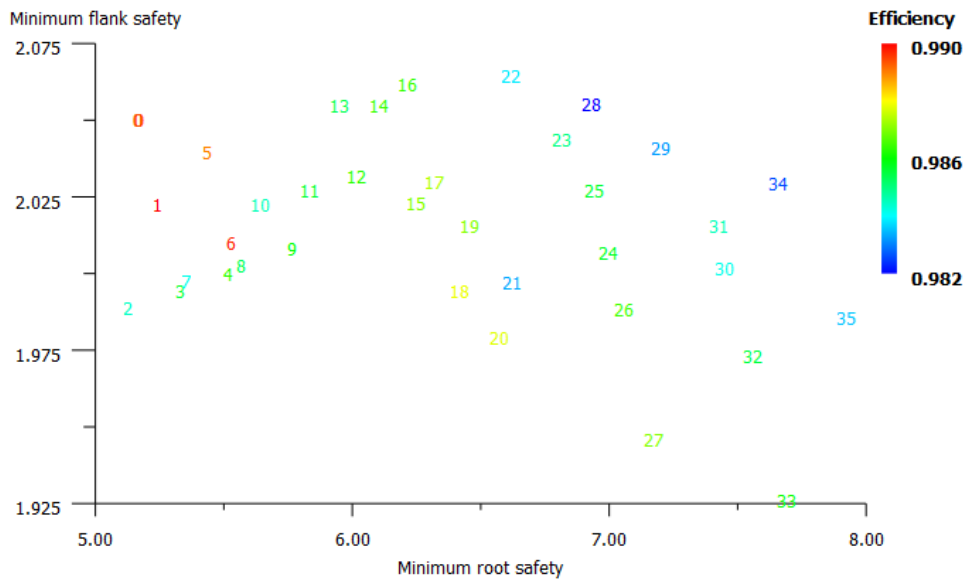
#### ***4.4.3.1 Soukolí centrálního kola a první sady planet a korunového kola 1***

Bylo vytvořeno první soukolí planetové redukce varianty B. Toto soukolí se skládá z centrálního kola první sady planet a korunového kola. Korunové kolo je zastaveno, točivý moment je přiváděn na centrální kolo a výstupem je unašeč planetových kol.

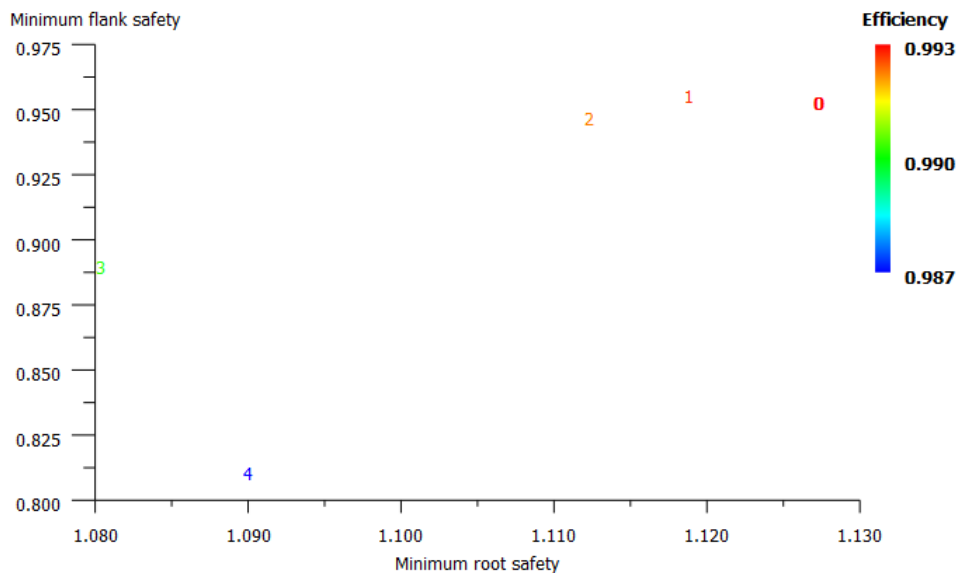
Vhodné ozubení pro centrální kolo, první sadu satelitů a korunové kolo 1 bylo nalezeno pomocí funkce Fine Sizing.

Při porovnání jednotlivých řešení byl kladen důraz na:

- Bezpečnost paty zubu
- Bezpečnost boku zubu
- Účinnost ozubení



**Graf 10: Přehled vhodných řešení pro ozubení centrální kolo/satelit**



**Graf 11: Přehled vhodných řešení pro ozubení korunové kolo/satelit 1**

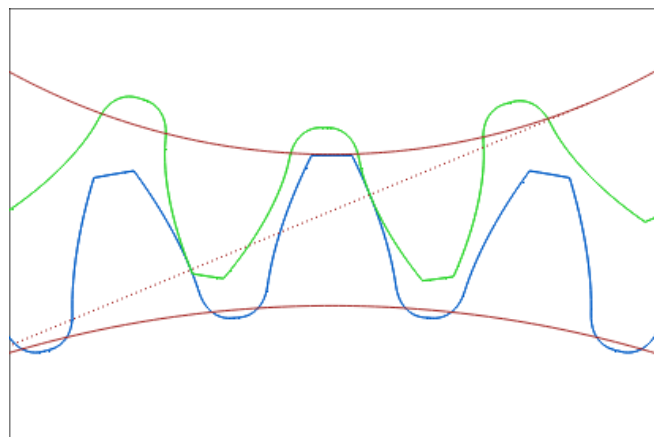
Výsledky funkce Fine Sizing (Graf 10 a Graf 11) ukazují, že při navrhování prvního soukolí, které má společný satelit, výrazně klesá počet možností. To je způsobeno následujícím:

- Shodný modul
- Shodná osová vzdálenost
- Shodná korekce satelitu
- Dodržení 2% odchylky od stanoveného převodového poměru

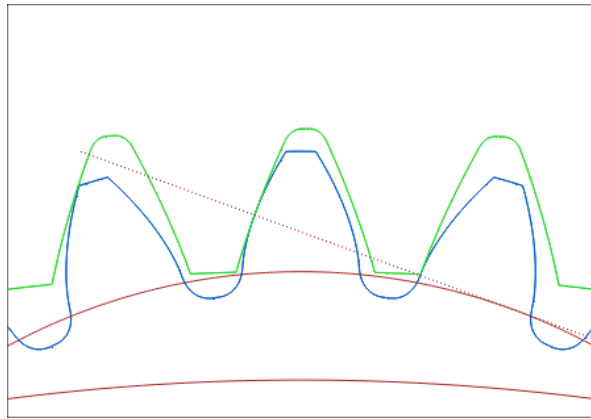
**Tabulka 11: Rozměry prvního soukolí varianty B**

	Centrální kolo	Planetové kolo	Korunové kolo
Typ ozubení	Přímé		
Modul $m_n$ (mm)	1		
Sklon zubu $\alpha$ (°)	10	26	
Šířka ozubení $b$ (mm)	25		
Počet zubů $z$ (-)	37	22	-82
Korekce ozubení $x$ (mm)	0.180	0.350	-0.35
Průměr roztečné kružnice $d$ (mm)	37	22	-82
Průměr hlavové kružnice $d_a$ (mm)	39.296	24.635	-80.683
Průměr patní kružnice $d_f$ (mm)	34.531	19.870	-85.447

Na obrázku 7 je patrné, že korekce ozubení centrální kola snižuje tloušťku paty zubu, změna dle výpočtu nemá zásadní vliv na bezpečnost ozubení. Tato korekce je nezbytná pro zajištění souososti, aniž by došlo ke změně počtu zubů, která u varianty B vede ke skokové změně převodového poměru a nedodržení podmínky  $i_c = 12.5 \pm 2 \%$



**Obrázek 18: Geometrie ozubení – centrální kolo/planetové kolo**



Obrázek 19: Geometrie ozubení – planetové kolo/korunové kolo

Při přenosu točivého momentu z centrálního kola na první sadu planet dochází vzhledem k převodovému poměr  $i_{12} = 0.59$  ke snížení točivého momentu, to má za následek relativně vysokou bezpečnost při výpočtu interakce těchto dvou ozubených kol. Reakce na zastaveném korunovém kole tohoto soukolí přenáší reakci od vozovky, dochází tak podstatnému zvýšení zatížení a bezpečnost vypočtená mezi první sadou planet a korunovým kolem 1 klesá, jedná se o nejvíce zatížené kolo celé varianty B z tohoto důvodu nemohl být použit menší modul, přestože dle bezpečnosti centrálního kola dochází k jeho naddimenzování a tedy i nežádoucímu nárůstu váhy a zástavbových prostor. Nárůst váhy byl kompenzován zúžením centrálního kola.

#### Zátěžný stav – centrální kolo

- Točivý moment na centrálním kole je 8.467 Nm
- Otáčky centrálního kola jsou 14 600 ot/min
- Metody výpočtu jsou uvedeny na obrázku (Obrázek 20).

#### Zátěžný stav – korunové kolo

- Točivý moment pro korunové kolo  $M_{korunové\_kolo} = 114.4 Nm$
- Korunové kolo je zastavené –  $n_{korunové\_kolo} = 0 ot/min$
- Metody výpočtu jsou uvedeny na obrázku (Obrázek 20)

Calculation method		
Factors, root, flank	ISO 6336:2019	
Scuffing	DIN 3990-4	
Tooth flank fracture	No calculation	
<hr/>		
Micropitting	ISO/TS 6336-22	
Subsurface fatigue	DNV 41.2	
Reliability	Bertsche	

Obrázek 20: Metody výpočtu

V tabulce 13 byly pro uvedeny bezpečnosti nižší hodnoty.

**Tabulka 12: Bezpečnost soukolí 1 varianty B**

Bezpečnost	Centrální kolo	Planetové kolo	Korunové kolo	Požadovaná bezpečnost <sup>11</sup>
Pata zubu $S_F$ (-)	2.71	1.32	1.23	1.2
Hlava zubu $S_H$ (-)	1.43	1.08	1.10	0.9
Odírání $S_{ints}$ (-)	6.37			1.8
Mikropitting $S_\lambda$ (-)	2.91			2

Soukolí 1 varianty B vyhovuje bezpečnostním požadavkům. Životnost při namáhání spektrem zatížení je stanovena jako  $L_{hB1} > 10^6$  [hod]. Jedná se o trvalou životnost. Požadavek  $L_h = 500$  [hod] odpovídá hladinám kolem  $10^7$  cyklu, dle Wöhlerovi křivky se tak návrh pohybuje na mezi únavy materiálu.

#### 4.4.3.2 Soukolí druhé sady planet a korunového kola 2

Soukolí 2 se u varianty B skládá z tří planet a korunového kola. Korunové kolo je spojeno s nábojem a je výstupem z redukce. Parametry ozubení soukolí druhé sady planet a korunového kola 2 jsou uvedeny v tabulce 14.

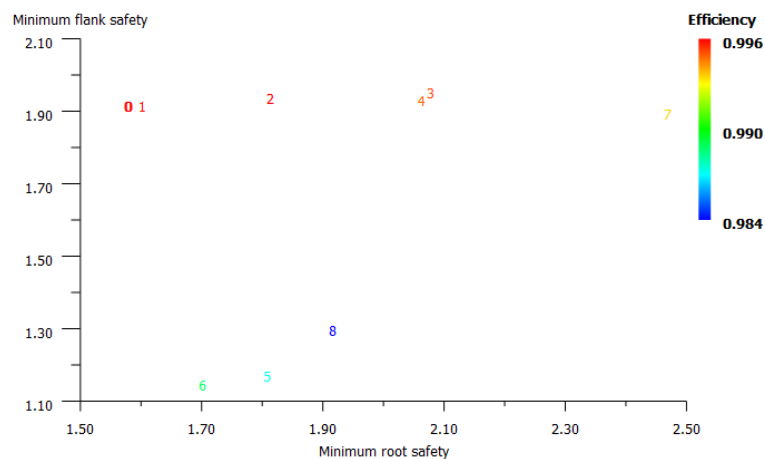
Vhodné ozubení druhou sadu satelitů a korunové kolo 2 bylo nalezeno pomocí funkce Fine Sizing.

Při porovnání jednotlivých řešení byl kladen důraz na:

- Bezpečnost paty zubu
- Bezpečnost boku zubu
- Účinnost ozubení

<sup>11</sup> Požadovaná bezpečnost zohledňuje velikost modulu a je stanovena přímo programem KISSsoft. Požadované bezpečnosti byly odvozeny na základě empirických dat. (22)

Graf 12 zobrazuje vhodné varianty řešení nalezené pomocí funkce Fine Sizing.



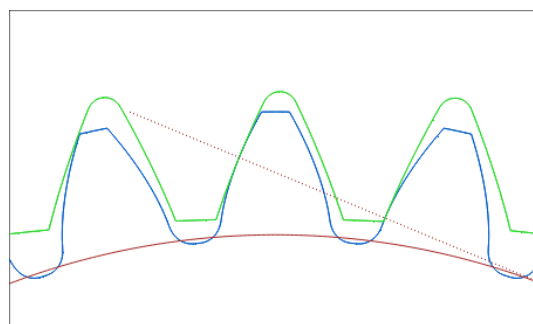
Graf 12: Přehled vhodných ozubení korunové kolo/satelit 2

Tabulka 13: Soukolí druhé sady planet a korunového kola 2 varianty B

	Planetové kolo	Korunové kolo
Typ ozubení	Přímé	
Modul $m_n$ (mm)	1	
Sklon zubu $\alpha$ (°)	25	
Šířka ozubení $b$ (mm)	25	
Počet zubů $z$ (-)	30	-89
Korekce ozubení $x$ (mm)	0.358	-0.889
Průměr roztečné kružnice $d$ (mm)	26	-84
Průměr hlavové kružnice $d_a$ (mm)	32.77	-88.78
Průměr patní kružnice $d_f$ (mm)	28.03	-93.52

Na obrázku 21 je zobrazena geometrie ozubení soukolí druhé sady planet a korunového kola 2.





Obrázek 21: Geometrie ozubení – druhá sada planet/korunové kolo 2

### Zátěžný stav – korunové kolo

- Točivý moment pro korunové kolo  $M_{korunové\_kolo} = 104.7 \text{ Nm}$
- Korunové kolo je zastavené –  $n_{korunové\_kolo} = 1164 \text{ ot/min}$
- Metody výpočtu jsou uvedeny na obrázku (Obrázek 22).

Calculation method		
Factors, root, flank	ISO 6336:2019	🔑
Scuffing	DIN 3990-4	+
Tooth flank fracture	No calculation	+
Micropitting	ISO/TS 6336-22	+
Subsurface fatigue	DNV 41.2	+
Reliability	Bertsche	+

Obrázek 22: Metody výpočtu

Bezpečnost soukolí 2 je uvedena v tabulce 15.

Tabulka 14: Výsledná bezpečnost varianty B

	Planetové kolo	Korunové kolo	Požadovaná bezpečnost <sup>12</sup>
Root safety	1.32	1.45	1.2
Flank safety	1.74	1.82	0.9
Scuffing	6.89		1.8
Micropitting	6.12		2

Soukolí 2 varianty B vyhovuje bezpečnostním požadavkům. Životnost při namáhání spektrem zatížení je stanovena jako  $L_{hB2} > 10^6 \text{ [hod]}$ . Jedná se o trvalou životnost. Požadavek  $L_h = 500 \text{ [hod]}$  odpovídá hladinám kolem  $10^7$  cyklu, dle Wöhlerovi křivky se tak návrh pohybuje na mezi únavy materiálu.

<sup>12</sup> Požadovaná bezpečnost zohledňuje velikost modulu a je stanovena přímo programem KISSsoft. Požadované bezpečnosti byly odvozeny na základě empirických dat. (22)

#### 4.4.3.3 Výsledky namáhání spektrem zatížení

Varianta zcela splňuje požadavky na bezpečnost (Tabulka 15).

**Tabulka 15: Výsledná bezpečnost varianty B**

Bezpečnost	Centrální kolo	Planetové kolo 1	Korunové kolo 1	Planetové kolo 2	Korunové kolo 2	Požadovaná bezpečnost <sup>13</sup>
Pata zubu $S_F$ (-)	2.52	2.52	2.60	2.219	2.58	1.2
Hlava zubu $S_H$ (-)	1.81	1.81	1.81	2.16	2.27	0.9
Odíráání $S_{intS}$ (-)	6.52			6.91		1.8
Mikropitting $S_\lambda$ (-)	2.83			3.55		2

Varianta B vyhovuje bezpečnostním požadavkům. Životnost při namáhání spektrem zatížení je stanovena jako  $L_{hB1} > 10^6$  [hod]. Jedná se o trvalou životnost. Požadavek  $L_h = 500$  [hod] odpovídá hladinám kolem  $10^7$  cyklu, dle Wöhlerovi křivky se tak návrh pohybuje na mezi únavy materiálu.

Minimální životnost ložisek satelitů SKF NK 10/16 TN (15) pro variantu B byla v programu KISSsoft stanovena na  $L_{hBložiska} = 55$  [hod]. Výměna ložisek se předpokládá při každém servisním intervalu. Ložiska satelitů vyhovují požadavku na servisní interval:

$$L_{hBložiska} > L_{h\_Servis}$$

#### 4.5 Výběr varianty

Obě varianty splňují základní požadavky na zástavbu planetové redukce do kolové skupiny. Varianta B má řadu výhod jako například lepší poměr velikostí ozubených kol, což má za následek rovnoměrné opotřebení spolu zabírajících kol. Varianta B také umožňuje vyšší převodové poměry, aniž by zásadně narůstala její velikost. V neposlední řadě tato koncepce nevyžaduje tvorbu kapsy v těhlici. Zásadní nevýhodou je pak velké množství komponent, které způsobuje komplikované uložení. Seběmenší změny ozubení mají u varianty B skokový vliv na celkový převodový poměr, což stěžuje nalezení vhodných počtů zubů pro optimální převodový poměr. V případě, kdy převodový poměr odpovídá požadavkům, jsou možnosti optimalizace značně omezené. Vlivem převodu  $i_{12} < 1$  u varianty B navíc dochází k nežádoucímu nárůstu otáček planet a vysokým obvodovým rychlostem unašeče.

Výhodou varianta A je minimální počet komponent a díky tomu i menší průměr samotného unašeče. Uložení jak v axiálním, tak v radiálním směru je při této koncepci bezproblémové. Nevýhodou je nutnost kapsy pro první sadu planetových kol. A nárůst rozměrů při Vyšších převodových poměrech.

V tabulce 5 jsou uvedeny základní parametry dosažené při návrhu obou variant. Z tabulky je zřejmé, že obě varianty splňují nutné podmínky pro jejich zástavbu do kolové skupiny vozu.

<sup>13</sup> Požadovaná bezpečnost zohledňuje velikost modulu a je stanovena přímo programem KISSsoft. Požadované bezpečnosti byly odvozeny na základě empirických dat. (22)

**Tabulka 16: Základní parametry obou variant**

	Varianta A	Varianta B
Převod $i_c$ (-)	12.44	12.55
Účinnost zubového převodu $\mu$ (%)	98.6	98.3
Mazaní	Broděním	
Průměr pod ložisky $D_{\text{ložiska}}$ (mm)	90	100
Největší vnitřní průměr těhlice $D_{\text{max}}$ (mm)	110	100
Vzdálenost mezi ložisky $I$ (mm)	55	55

Protože podobnost výsledků uvedených v tabulce 5 neumožňuje jednoznačné rozhodnutí. Byly obě varianty dále hodnoceny na základě složitosti konstrukce, vhodnosti uložení.

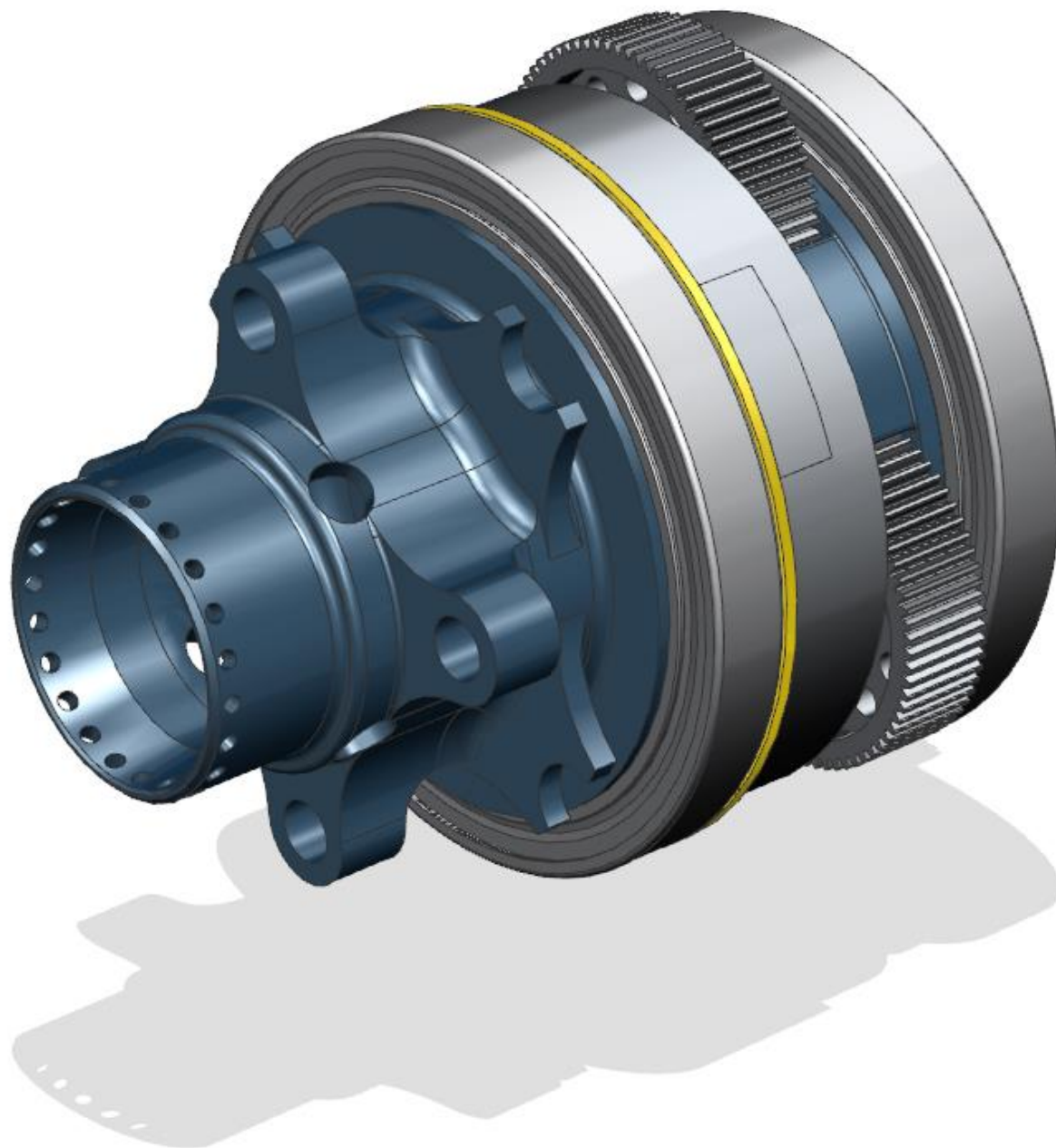
Byla vybrána varianta A. Rozhodujícím faktorem byla především jednoduchost a minimum komponent. Vzhledem k relativně malému převodovému poměru není nárůst velikosti varianty A nijak zásadní a není možné využít naplno potenciál varianty B. Přestože se podařilo najít řešení, vzhledem k výše uvedenému se varianta B ukázala jako nevhodná. Pro přehlednost jsou výhody a nevýhody uvedeny v tabulce (Tabulka 1 Tabulka 17).

**Tabulka 17: Výhody a nevýhody obou variant**

	Klady	Zápory	Vyvrácené předpoklady
Varianta A	Minimální počet komponent Jednoduché uložení	Větší rozměry první sady planet a s ním spojené rychlejší opotřebení centrálního kola	-
Varianta B	Malá velikost planet Rovnoměrné opotřebení zubů	Složitě uložení Větší počet komponent Velká rychlost unašeče Skokové změny převodové poměru při změně počtu zubů	Možnost velmi malých celkových rozměrů a s nimi spojená menší hmotnost.

## 5 Konstrukční řešení varianty A

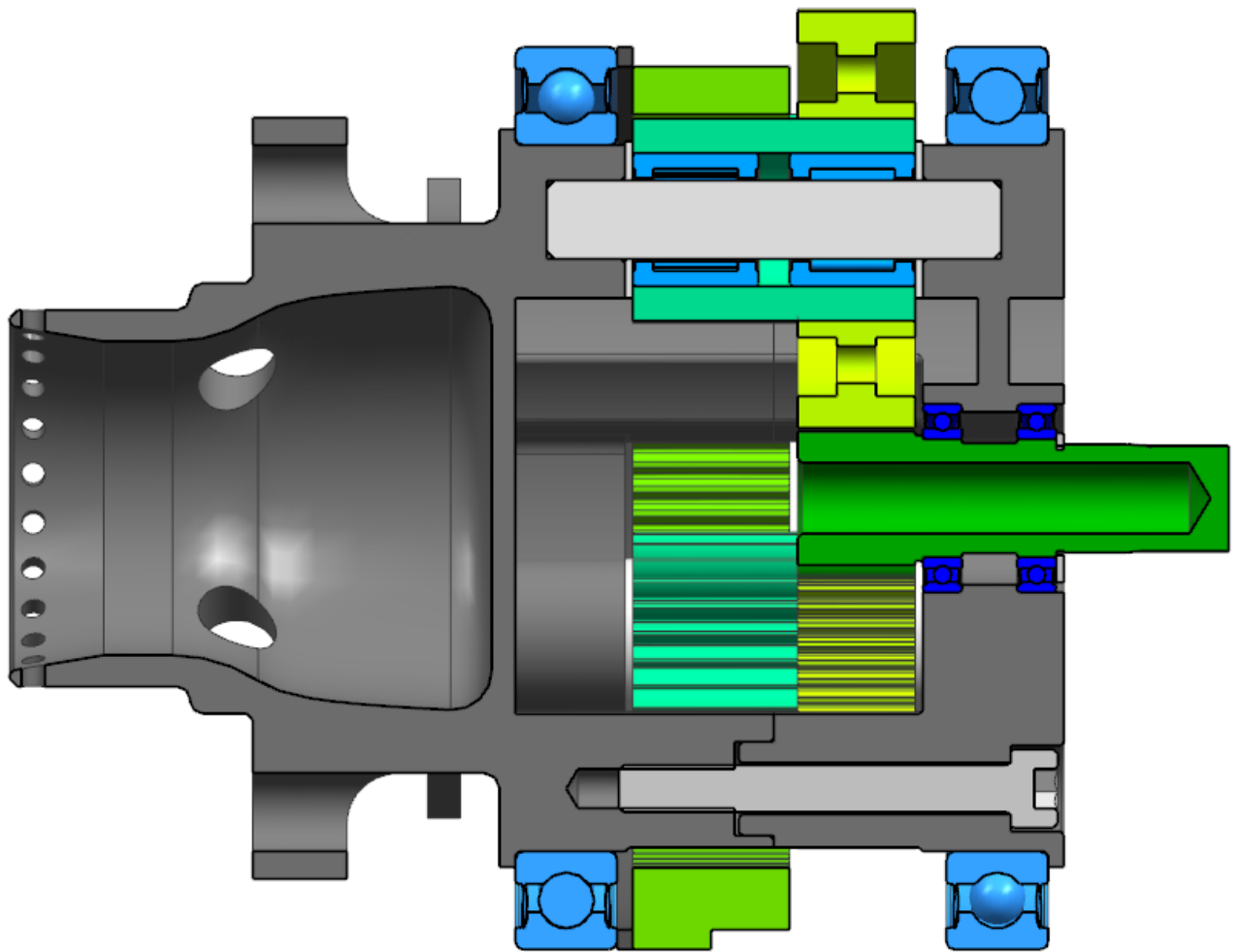
Byla navržena jeden a půl stupňová planetová redukce pro vůz formule SAE o rozměrech 134.5 mm, vnějším průměru hlavních ložisek 115 mm a celkové váze 1.71 kg (bez hlavních ložisek SKF 61818 - 2RZ). Tyto rozměry vyhovují zástavbovým požadavkům. Obrázek 11 zobrazuje model planetové redukce.



**Obrázek 23: Planetová redukce**

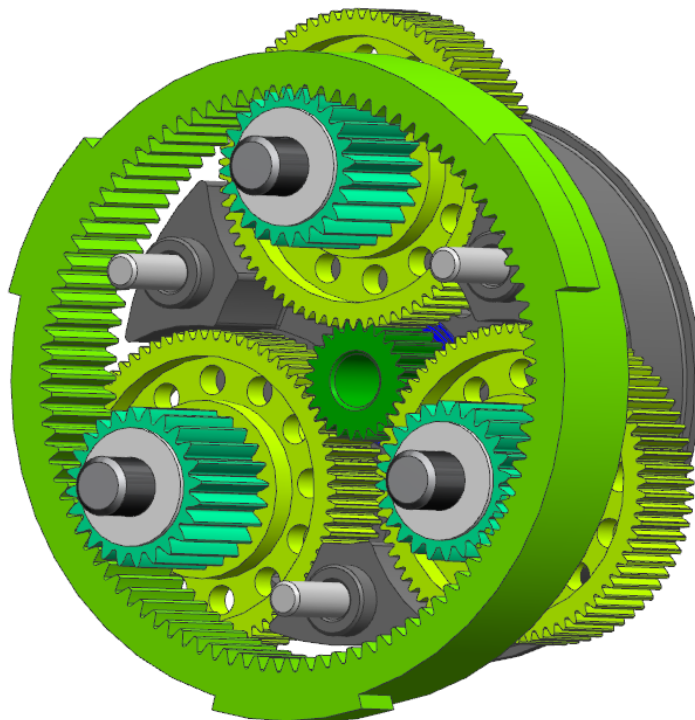
Na obrázku 12 je zobrazen řez sestavou planetové redukce. Pro přehlednost byly pro ozubená kola použita zelená barva, ložiska jsou zobrazena modře. Světle šedá barva představuje čepy a

šrouby. Náboj kola je tmavě šedý. Části náboje jsou spojeny pomocí tvarového styku a šroubů M6x50 pevnostní třídy 12.9 s válcovou hlavou, jejichž parametry jsou uvedeny v příloze č. 11.



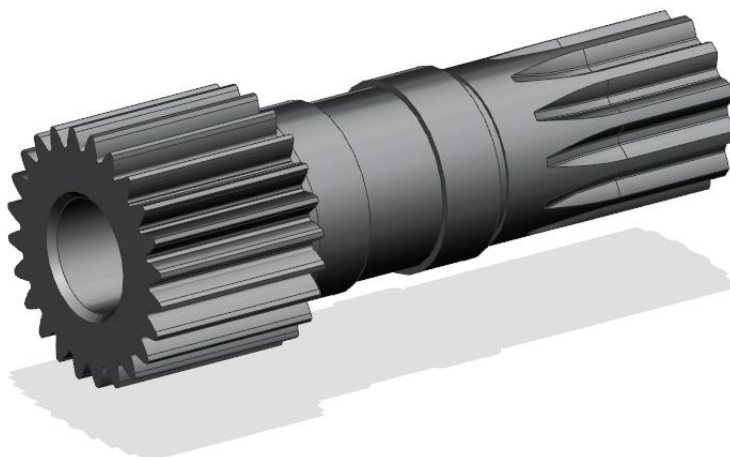
Obrázek 24: Řez planetovou redukcí

Na obrázku 13 je zobrazena výsledná geometrie ozubení planetové redukce. Vstupem je tmavě zelené centrální kolo, moment je přenášen pomocí pevně spojených planet na zastavené korunové kolo, odvalováním planet po tomto kole dochází k přenosu točivého momentu na unašeč (v tomto případě náboj kola) skrze otočné čepy planet.



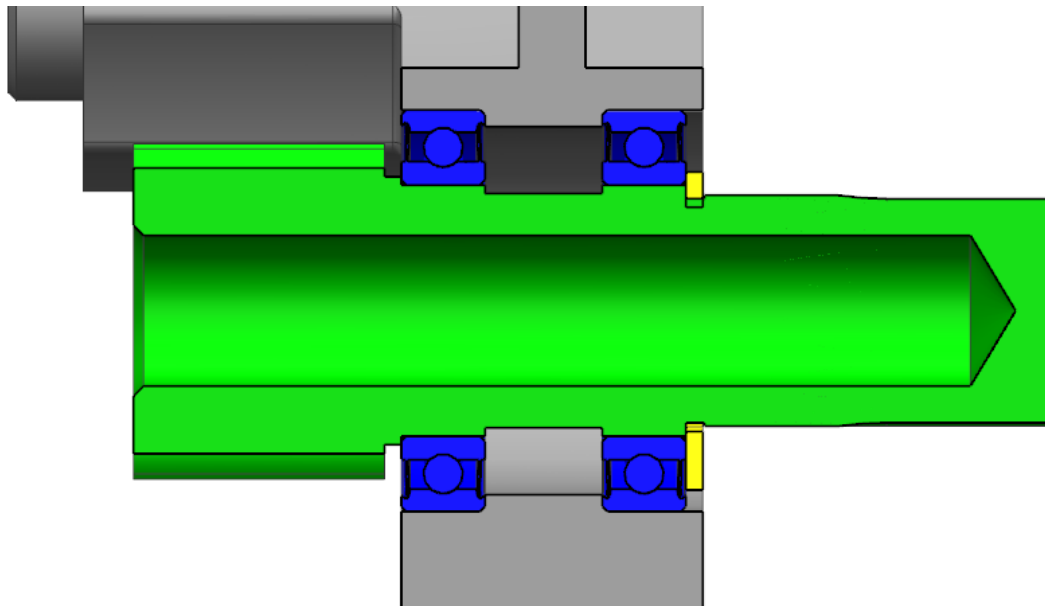
**Obrázek 25: Planetová redukce 2**

Centrální ozubené kolo (obrázek 15) je zhotoveno na hřídeli. Ta je uložena ve dvojici radiálních kuličkových ložisek SKF 61802, jejichž vlastnosti jsou popsány v příloze č.9. Díky planetovému převodu a přímým zubům je tento díl namáhán pouze točivým momentem motoru. Přenos točivého momentu zajišťuje drážkování 15x1x13 ČSN 4950. Celková délka součásti je 55mm. Hřídel byla odlehčena vytvořením díry o průměru 9 mm a délce 50 mm. Použití duté hřídele není možné z důvodu úniku oleje do prostoru elektromotoru.



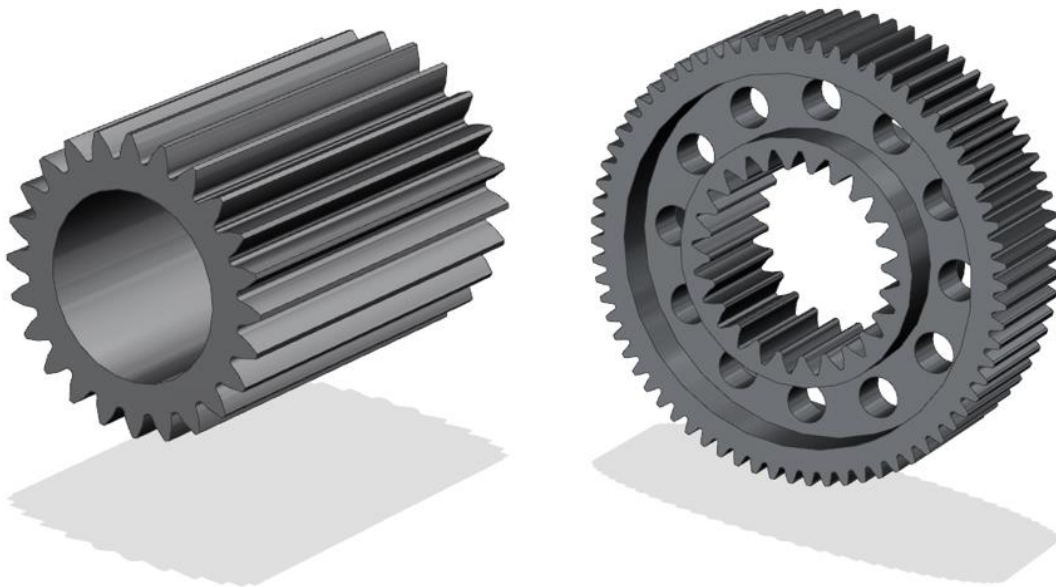
**Obrázek 26: Centrální hnací ozubené kolo**

Vzhledem k nulové axiální síle byl pro zajištění ložiska zvolen pojistný kroužek DIN 471 14x1, jejíž parametry jsou uvedeny v příloze č. 10. Uložení centrálního ozubeného kola je zobrazeno na obrázku 16.



Obrázek 27: Uložení hřídele centrálního ozubeného kola

První sada satelitů byla odlehčena pomocí vybrání a děrování po obvodu. Druhá sadu satelitů vzhledem k velikosti není možné odlehčit.



Obrázek 28: První a druhý satelit

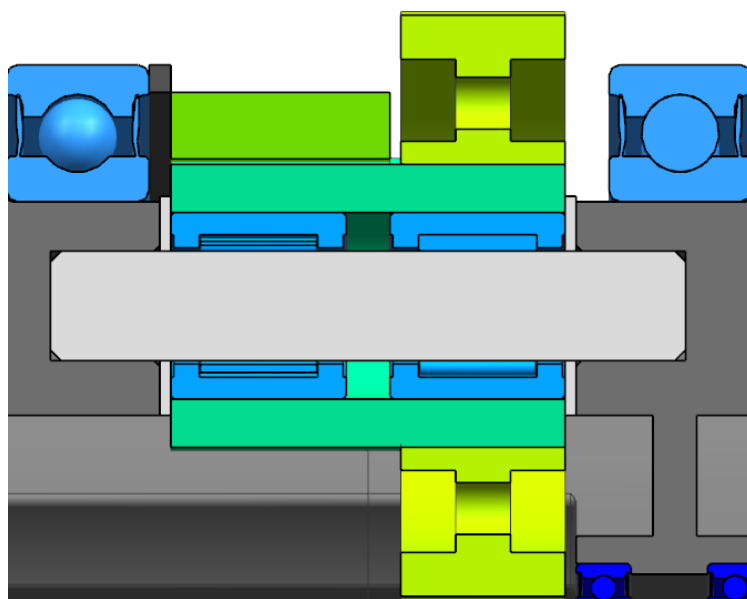
Obě sady planet jsou společně spojeny pomocí tvarového styku – v první sadě satelitů byl vytvořen negativ ozubení druhé sady (Obrázek 29). Zamezení axiálního posunutí bylo docíleno

lepeným spojem. Podsestava satelitů (Obrázek 29) se skládá z ozubených kol, radiálních jehličkových ložisek a kluzných axiálních ložisek.



**Obrázek 29: Satelity planetové redukce**

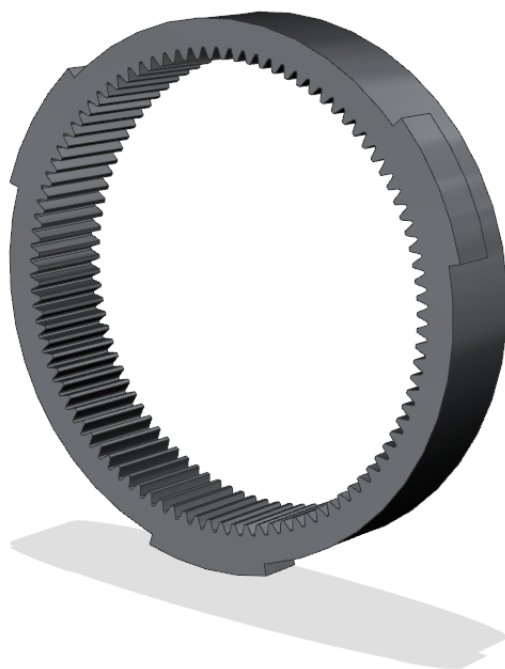
Otáčení satelitů kolem vlastní osy je zajištěno pomocí jehličkových ložisek NK 10/16 TN (Obrázek 30), jejichž vlastnosti jsou uvedeny v příloze č 8. Ložiska se odvalují přímo po hřídeli satelitů. V axiálním směru jsou satelity zajištěny kluznými ložisky. Hřídel byla zachována co nejjednodušší vzhledem k její předpokládané výměně v rámci servisních intervalů. Točivý moment motoru je skrze hřídel přenášen na náboj kola (unašeč planetové redukce).



**Obrázek 30: Uložení satelitů**

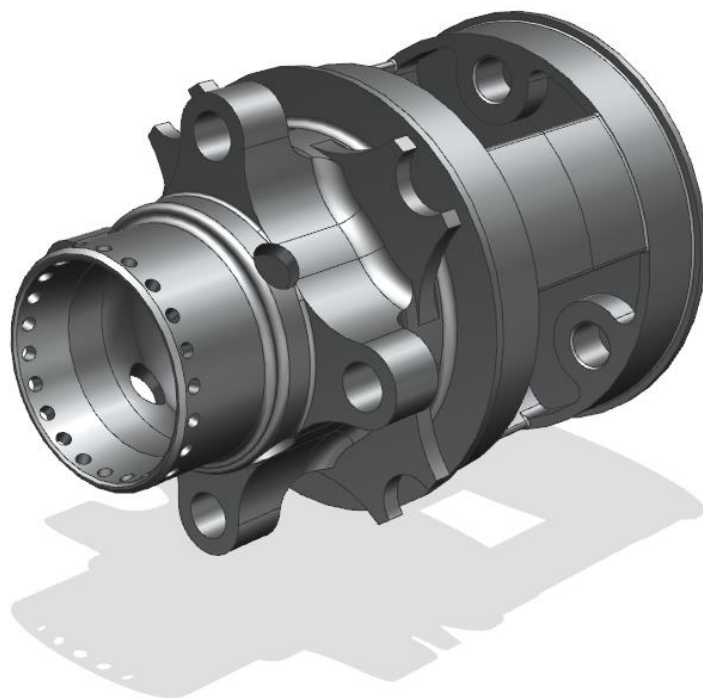


Korunové kolo je pro tuto variantu zastaveno a je pomocí tvarového styku spojeno s těhlicí kolové skupiny.

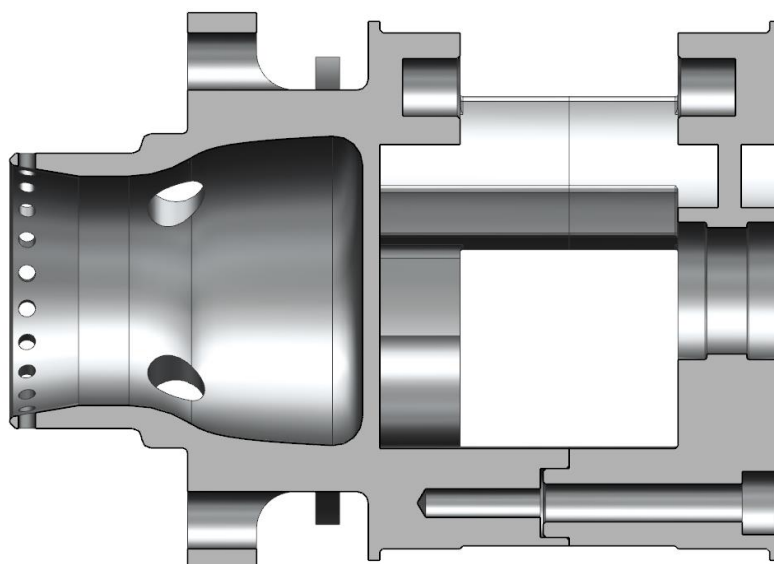


**Obrázek 31: Korunové kolo**

Náboj kola (Obrázek 32) je z montážních důvodů rozdělen na dvě části, jedná se zároveň o unašec satelitů planetové převodovky. Spojení je zajištěno tvarových stykem (Obrázek 33) v radiálním směru a v axiálním směru spojen třemi šrouby M6x50. Hmotnost unašeče je 0.57 kg.

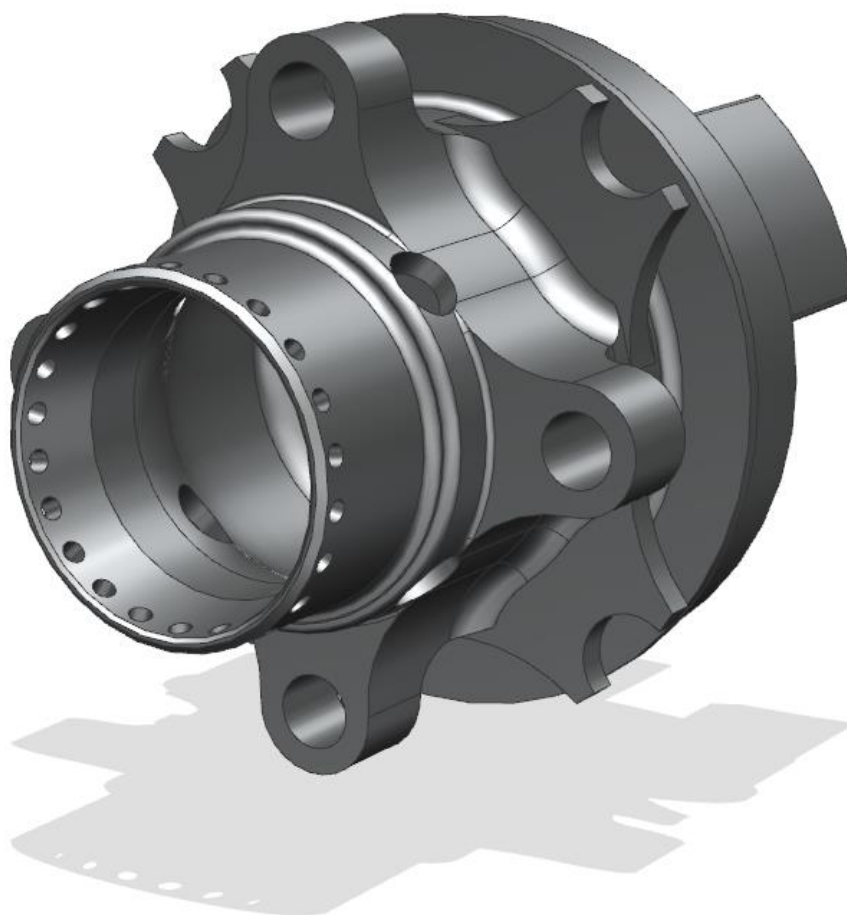


**Obrázek 32: Náboj kola**

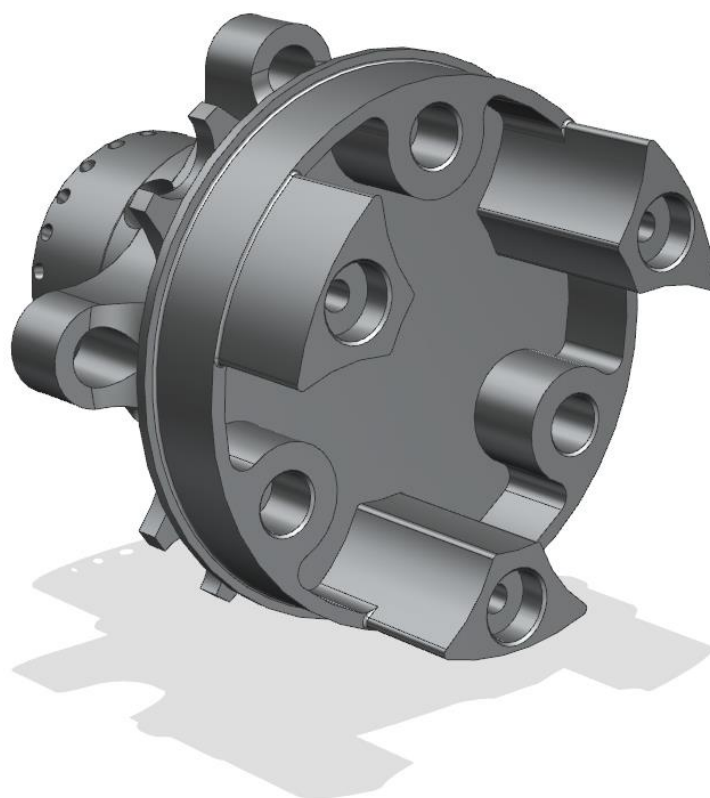


**Obrázek 33: Řez náboje**

Na vnější části byla zachována geometrie z předchozího vozu nutná montáži dalších dílů. Kolo je zajištěno centrální maticí. Točivý moment je na kolo přenášen pomocí 4 čepů lisovaných do náboje. Na vnější části náboje je dále umístěn plovoucí kotouč.

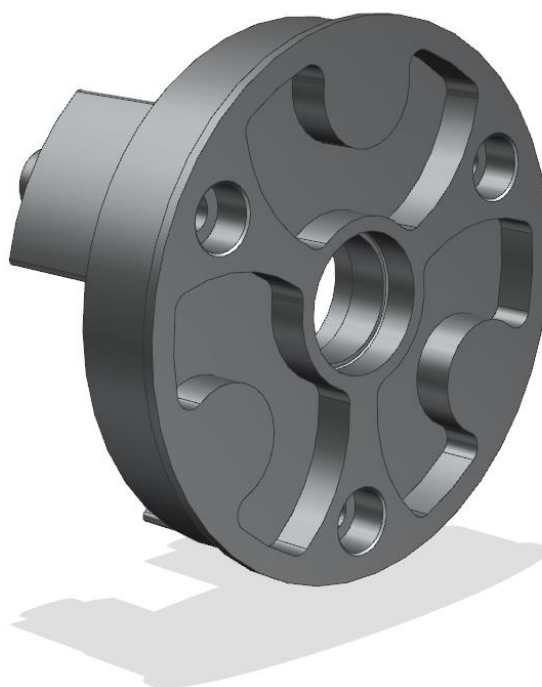


**Obrázek 34: Vnější část náboje**

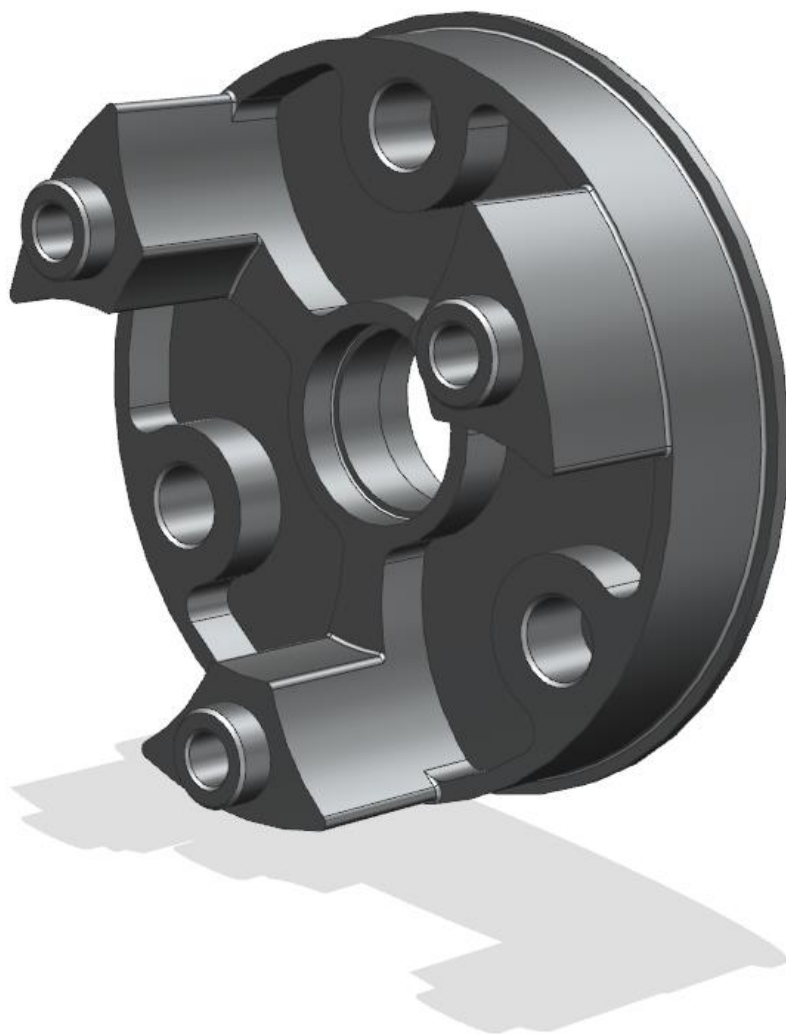


**Obrázek 35: Vnější část náboje 2**

Vnitřní strana slouží zároveň k uložení centrálního kola. Tato část byla vyztužena žebry ve snaze minimalizovat deformace, které by mohli mít vliv na životnost ložisek.



**Obrázek 36: Vnitřní část náboje**



**Obrázek 37: Vnitřní část náboje 2**

## 6 Pevnostní výpočet

Pro pevnostní ověření náboje kola bylo použito MKP. Uvažovanými zátěžnými stavy jsou:

- Průjezd zatáčkou a brzdění
- Průjezd zatáčkou a akcelerace

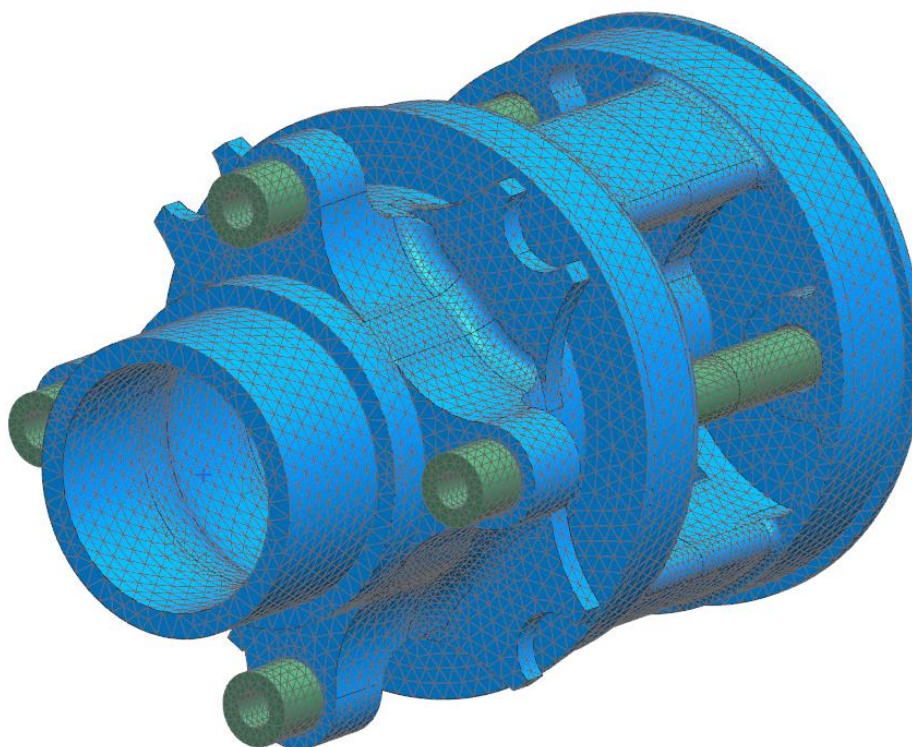
V obou případech se jedná o teoreticky extrémní zatížení vznikající při dynamické jízdě na hranici fyzikálních mezí, je uvažováno, že k větším zatížením by nemělo dojít. Při výpočtu nebyla uvažována ozubená kola.

Simulace byla provedena v MKP softwaru Siemens NX 12 s řešičem Nastran

Pomocí výpočtu MKP bylo ověřeno, zda pevnostně vyhovuje náboj kola. Ten se skládá ze dvou částí. Čepů disku a čepů planetových kol. Obrázek 38 zobrazuje síťový model náboje (modře) společně s čepy (zeleně). Mezi jednotlivými částmi náboje, čepy a diskem kola byl vytvořen kontakt. Obrázek 39 zobrazuje zasiťovaný model včetně 1D elementů a zjednodušeného disku kola (oranžově).

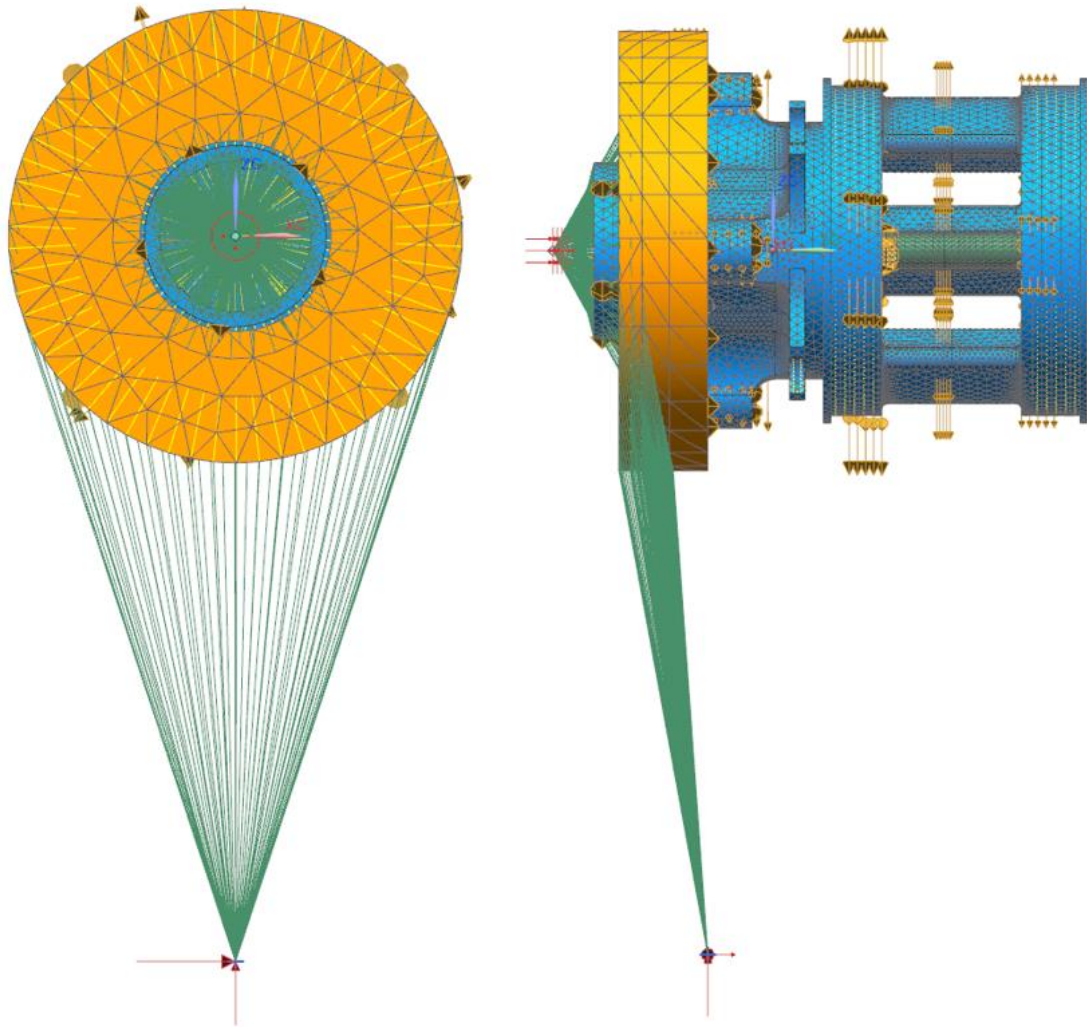
### *Použitá síť v modelu*

- 3D elementy jsou zasiťovány pomocí CTETRA (10) o základní velikosti 4 mm s variabilní velikostí závislou na zakřivení povrchu.
- Pro ložiska jsou vytvořeny růžice typu RBE2.
- 1D síť typu CBEAM v kombinaci s růžicemi typu RBE 3 simuluje centrální matici kola
- Šroubové spoje jsou vytvořeny pomocí růžic typu RBE3 a 1D sítě CBEAM o průměru 6 mm
- Vazba RBE3 jsou dále použita pro spojení dosedacích ploch čepů brzdového kotouče a bodem v ose náboje.



Obrázek 38: Síť náboje kola





Obrázek 39: Síť náboje kola 2

***Zvolený materiál***

- Čepy kol a satelitů jsou vytvořeny z oceli 42CrMo4, mechanické vlastnosti této oceli jsou uvedeny v příloze č. 1.
- Náboj kola a disk je vytvořen z hliníkové slitiny EN AW 7075, vlastnosti této slitiny jsou uvedeny v příloze č. 2.

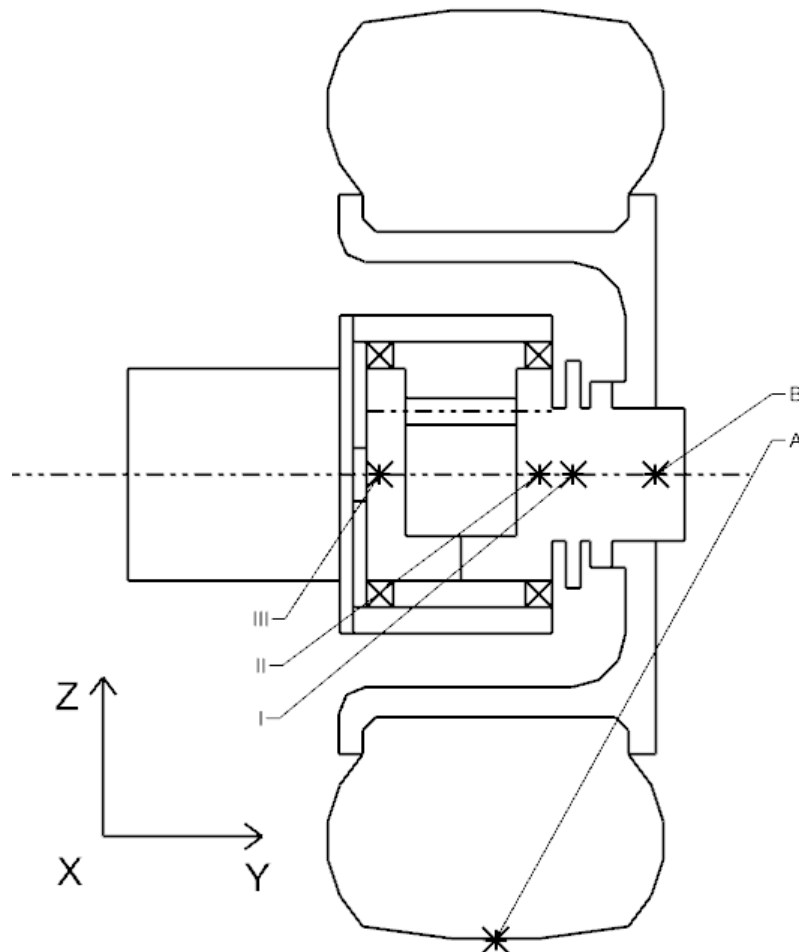
## 6.1 Pevnostní analýza náboje při simulaci průjezdu zatáčkou a brzdění

Tento stav simuluje namáhání náboje během průjezdu zatáčkou a současném brzdění.

### Okrajové podmínky

Ve schématu kola (Obrázek 40) jsou zobrazeny body do kterých byly vneseny okrajové podmínky:

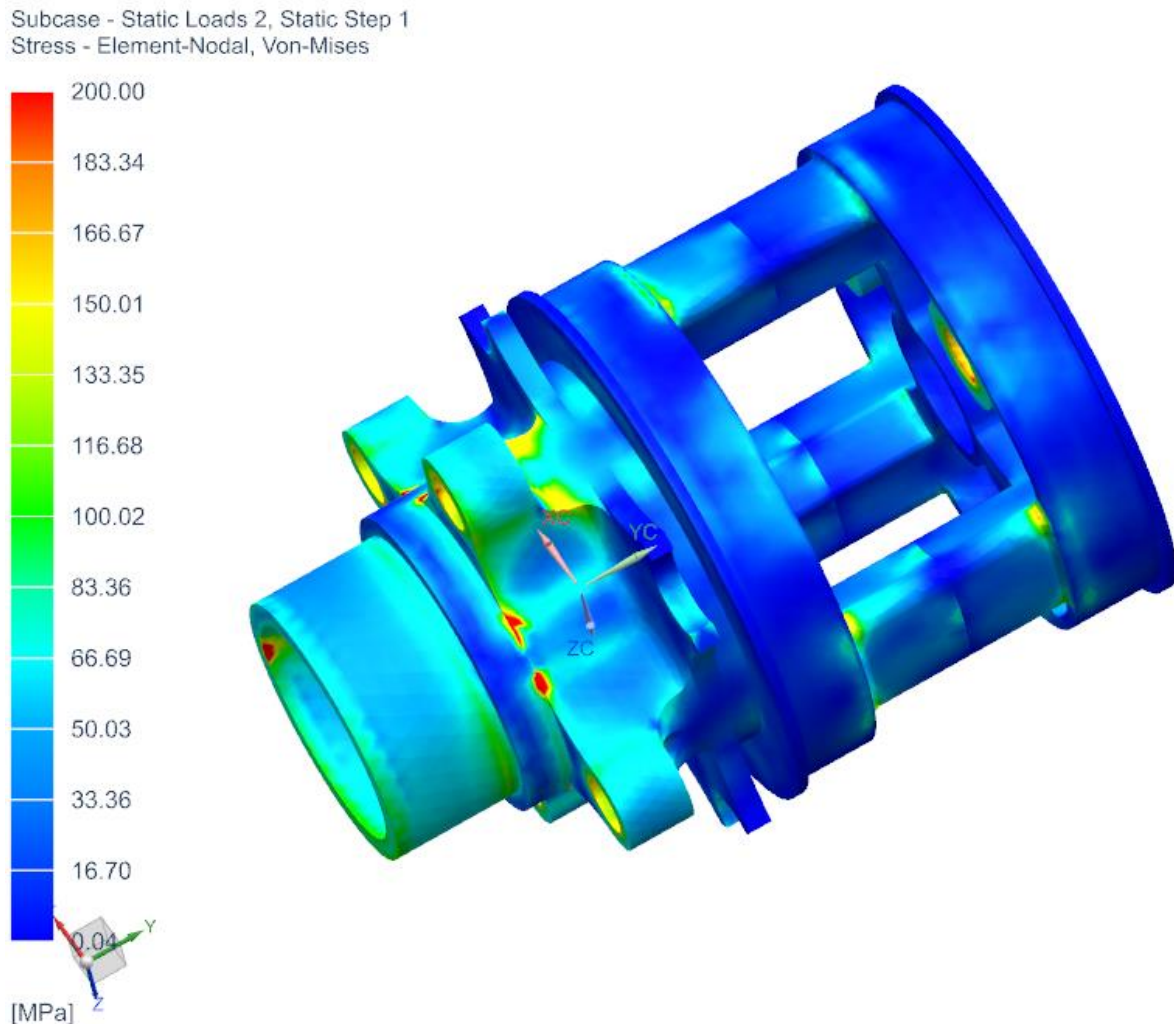
- Bod A – Reakce kola s vozovkou  $F_x = 2664$  [N];  $F_y = 2997$  [N];  $F_z = 3538$  [N]
- Bod B – předepnutí centrální matice  $F_{matice} = 30\,000$  [N]
- Bod I – okrajová podmínka brzdového kotouče  $\text{DOF5} = \text{fixed}$ .
- Bod II – okrajové podmínky hlavního ložiska 1  $\text{DOF1} = \text{fixed}$ ;  $\text{DOF2} = \text{fixed}$ ,  $\text{DOF3} = \text{fixed}$
- Bod III – okrajové podmínky hlavního ložiska 2  $\text{DOF1} = \text{fixed}$ ;  $\text{DOF3} = \text{fixed}$ ;
- Kontakt mezi komponenty s koeficientem tření 0.3
- Předepnutí šroubů náboje  $F_{šroub} = 1000$  N



Obrázek 40: Schéma kola pro výpočet MKP zatáčka + brzda

### Redukované napětí v náboji dle hypotézy Von-Mises

Obrázek 41 zobrazuje průběh napětí v náboji a čepech při zatížení silovými složkami vznikajícími během průjezdu zatáčkou a brzdění.



**Obrázek 41: Průjezd zatáčkou + brzda – Napětí**

K největšímu namáhání dochází v rozích sloupků spojující obě části náboje. Dále dochází k nárůstu redukovaného napětí v plochách určených pro nalisování šroubů. V těchto místech dosahuje redukované napětí 200 MPa. Při zavedení dynamického koeficientu  $k_{dyn} = 1.5$  je získáno výsledné redukované napětí  $\sigma_{red} = 300 \text{ MPa}$ .

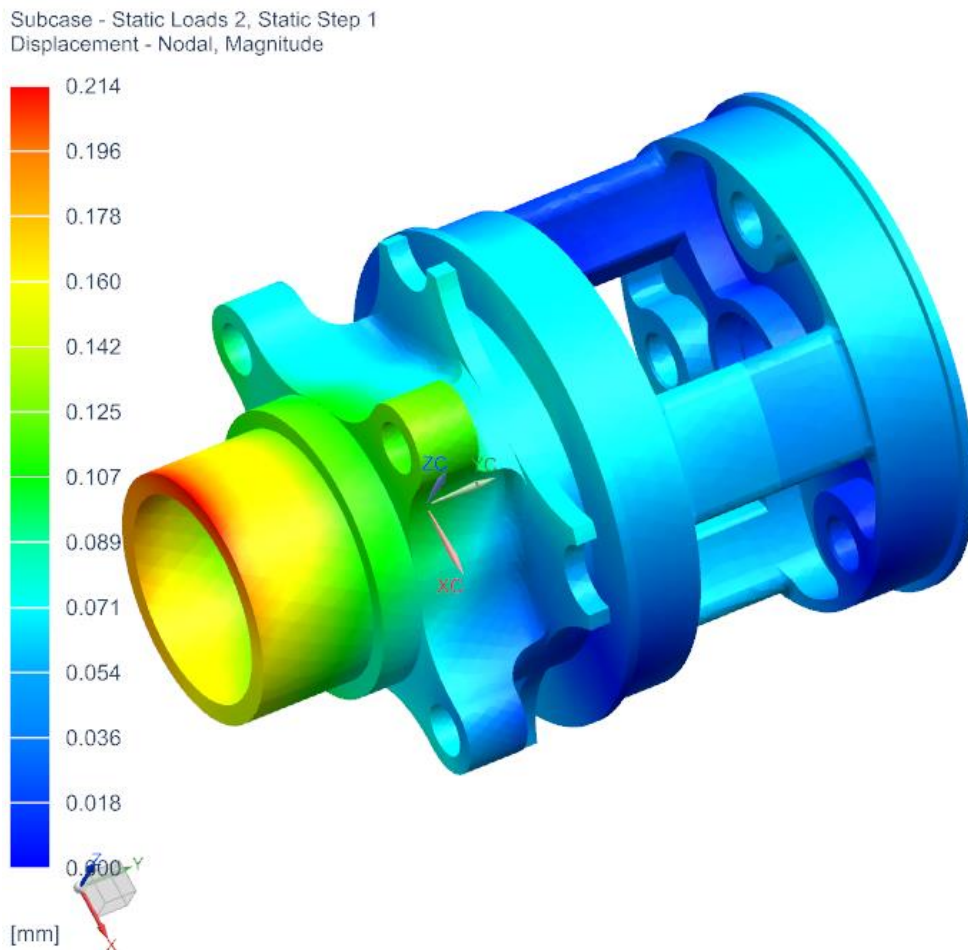
Mez kluzu  $R_m$  hliníkové slitiny EN AW 7075 je 480 MPa. Náboj vyhovuje pevnostní podmínce:

$$\sigma_{red} < R_m$$



## Posunutí náboje

Obrázek 42 zobrazuje výslednou posuv vlivem působení sil v bodě A.



**Obrázek 42: MKP-Průjezd zatáčkou + brzda – Posuv**

Kritickým místem z hlediska posunutí jsou plochy pro hlavní ložiska, dále pak plochy pro ložiska centrálního kola. Posunutí ploch pro ložiska centrálního kola nabývá hodnot do 0.03 mm. Posunutí pod hlavními ložisky nabývá hodnot do 0.08 mm. K největšímu posunutí dochází na okraji náboje, tato část není zatížena a posuv je způsoben řetězením posuvů v dalších částech náboje, největší posunutí nabývá hodnoty 0.21 mm, posunutí v tomto místě nemá vliv na funkčnost náboje. Proto byla všechna posunutí vyhodnocena jako přijatelná.

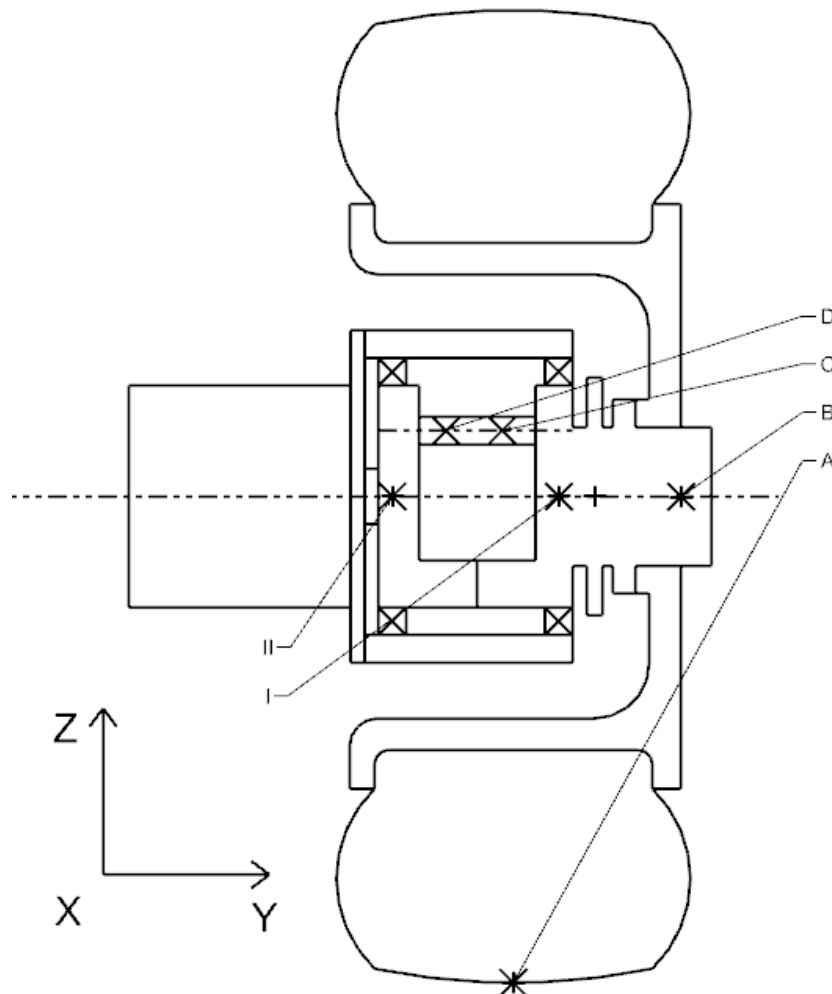
## 6.2 Pevnostní analýza náboje při simulaci průjezdu zatáčkou a akceleraci

Tento stav simuluje namáhání náboje během průjezdu zatáčkou a současné akceleraci.

### Okrajové podmínky

Ve schématu kola (Obrázek 43) jsou zobrazeny body, do kterých byly vneseny okrajové podmínky:

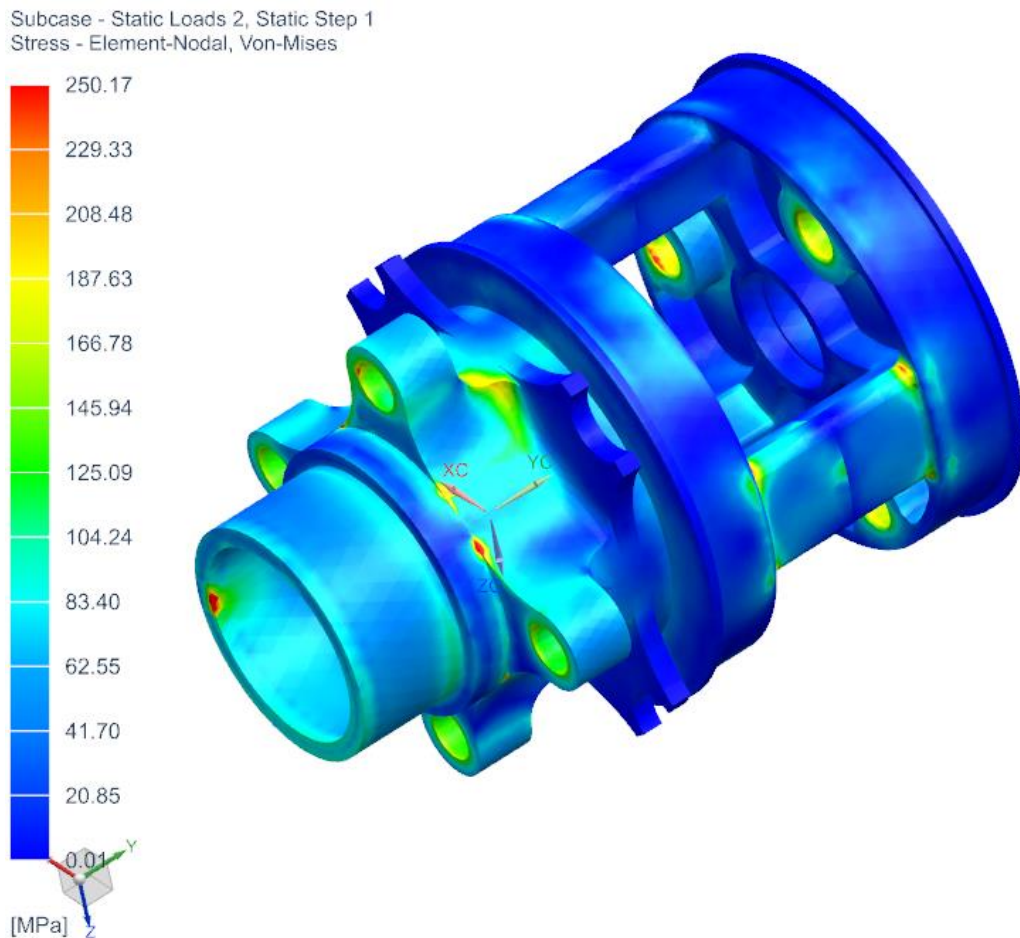
- Bod A – Reakce kola s vozovkou  $F_y = 2997$  [N];  $F_z = 3538$  [N]; DOF1 = fixed
- Bod B – předepnutí centrální matice  $F_{matice} = 30\,000$  [N]
- Bod C – Reakce v ložisku  $B_1 = 1952$  [N] (zatížení je definováno na všech čepch satelitů)
- Bod D – Reakce v ložisku  $B_2 = 1201$  [N] (zatížení je definováno na všech čepch satelitů)
- Bod I – okrajové podmínky hlavního ložiska 1 DOF1 = fixed; DOF2 = fixed, DOF3 = fixed
- Bod II – okrajové podmínky hlavního ložiska 2 DOF1 = fixed; DOF3 = fixed;
- Kontakt mezi komponenty s koeficientem tření 0.3
- Předepnutí šroubů náboje  $F_{šroub} = 1000$  N



Obrázek 43: Schéma kolové skupiny pro výpočet MKP zatáčka + plyn

### Redukované napětí v náboji

Obrázek 44 zobrazuje průběh redukovaného napětí v náboji dle hypotézy Von-Mises při zatížení silami které vznikají při průjezdu zatáčkou a současné akceleraci.



**Obrázek 44: Hodnoty napětí při průjezdu zatáčkou pod plynem**

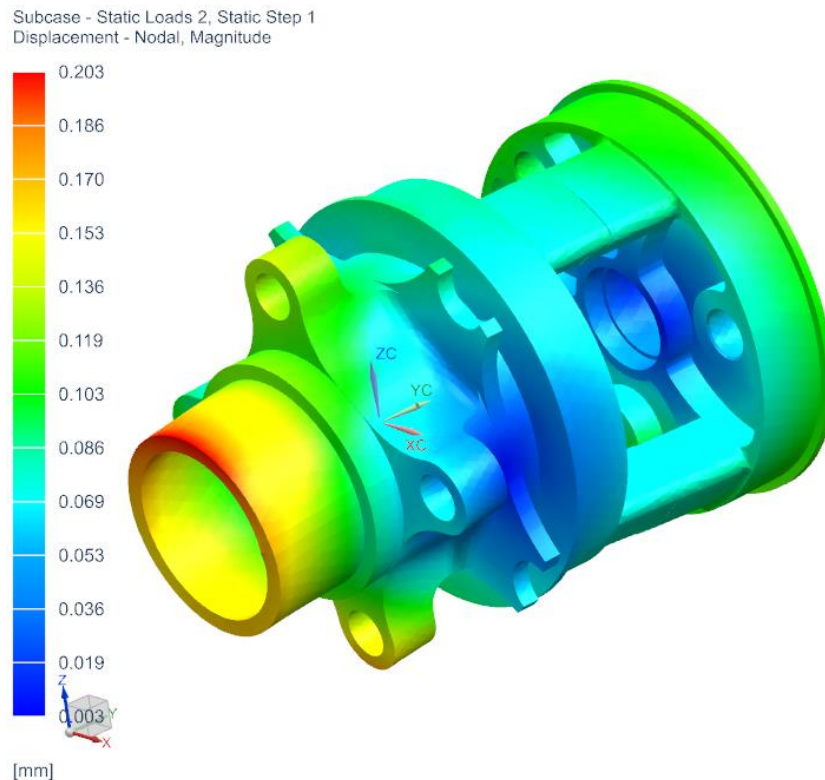
K výraznému nárůstu redukovaného napětí dochází v místech nalisování čepů, v rozích sloupků, které spojují obě části náboje a na plochách mezi úchytnými body kotouče a disku kola. K největšímu namáhání dochází, stejně jako v předchozím případě, v rozích sloupků spojující obě části náboje. V tomto místě dosahuje napětí 250 MPa. Při zavedení dynamické přírážky  $k_{dyn} = 1.5$  dostáváme výsledné redukované napětí  $\sigma_{red} = 375 \text{ MPa}$ .

Mez kluzu  $R_m$  hliníkové slitiny EN AW 7075 je 480 MPa. Náboj vyhovuje pevnostní podmínce.

$$\sigma_{red} < R_m$$

## Posunutí náboje

Obrázek 45 zobrazuje výslednou posunutí vlivem působení sil vznikajících při průjezdu zatáčkou a současné akceleraci.



**Obrázek 45: Pružné deformace při průjezdu zatáčkou a současné akceleraci**

K největšímu posunutí dochází na okraji náboje, tato část není zatížena a posunutí je způsobeno řetězením posuvů v dalších částech náboje, největší posunutí nabývá hodnoty 0.2 mm. Posunutí pod ložisky nabývá hodnot do 0.12 mm a je částečně způsobeno zkroucením náboje kolem vlastní osy, které na funkci ložisek nemá žádný vliv, proto byla posunutí vyhodnocena jako přijatelná.

## 6.3 Vyhodnocení pevnostního výpočtu

Náboj vyhověl oběma zátěžným stavům. K největšímu nárůstu napětí dochází v případě, kdy vůz akceleruje během průjezdu zatáčkou. Při tomto stavu zároveň dochází k největším posuvům v rámci náboje, ty byly vyhodnoceny jako přijatelné. Je předpokládáno, že by neměly mít zásadní vliv na funkčnost ani životnost systému.

## 7 Závěr

Cílem diplomové práce bylo vytvoření návrhu a kompletního konstrukčního řešení planetové redukce pro pohonnou jednotku vozu Formula Student týmu Západočeské univerzity v Plzni. Na začátku byly analyzovány konstrukční řešení konkurenčních týmů a současný stav techniky. Při analýze současného stavu byla pospána výkonová charakteristika motoru a byly stanoveny adhezni limity pneumatik, jízdní odpory vozu a zástavbové prostory planetové redukce. Požadavky na konstrukční řešení byly specifikovány s ohledem na předpokládané sportovní využití vozu, nejdůležitější z požadavků bylo nalezení optimálního převodového poměru, dodržení maximálních rozměrů zástavbových prostor.

Samotný návrh planetové redukce byl proveden v několika etapách. Pro nalezení optimálního převodového poměru byly vytvořeny jízdní charakteristiky vozu s rozdílnými převodovými poměry, které byly zvoleny na základě rešerše a momentové charakteristiky motoru. Byl zvolen převodový poměr, který vozu poskytuje nejvyšší možné zrychlení při dodržení požadavku na maximální rychlosti vozu. Po nalezení vhodného převodového poměru byla vytvořena dvě koncepční řešení planetové redukce, které svou koncepcí umožňují použití zvoleného převodového poměru. Koncepční řešení byla následně sestavena v programu KISSsys. S ohledem na dodržení zástavbových prostor, byla provedena optimalizace ozubení a proveden pevnostní výpočet. Pro pevnostní ověření byly použity dva zátěžné stavy. Prvním zátěžným stavem, který byl použit pro hledání optimální geometrie jednotlivých soukolí byl maximální výkon motoru. Druhým zátěžným stavem bylo spektrum zatížení sestavené na základě dat z telemetrie vozu UWB06 se spalovacím motorem. Zároveň bylo toto spektrum použito při finálním ověření návrhu. Modely v programu KISSsys pro obě koncepční řešení se ukázaly jako téměř shodné z hlediska účinnosti, pevnosti a životnosti komponent. Byla vybrána konstrukčně méně komplikovaná varianta – rozhodující pro výběr byl menší počet komponent a méně komplikované uložení převodovky v těhlici vozu.

V další části byl vytvořen 3D CAD model planetové redukce. Během konstrukce byl kladen důraz na minimalizaci hmotnosti. Náboj byl za účelem montáže planetové převodovky rozdělen na dvě části. Nově navržený náboj sdílí části geometrie s původním nábojem kola ze spalovacího vozu UWB06, díky tomu je možné použít již ověřené komponenty. Z hlediska zástavby planetové převodovky do kolové skupiny vozu bylo možné zachovat původní disky kol a brzdový systém.

V poslední části diplomové práce bylo provedeno pevnostní ověření náboje pomocí výpočtu MKP. Tento výpočet byl proveden na sestavě náboje, otočných čepů satelitů, čepů kola a zjednodušeného modelu disku kola. Úloha byla řešena jako kontaktní. Zátěžnými stavy byl průjezd zatáčkou se současným brzděním a průjezd zatáčkou se současnou akcelerací. Na náboji byla zjištěna velikost a rozložení redukovaného napětí a celkové posunutí od zatěžujících sil. Tímto výpočtem byl ověřen geometrický návrh náboje, při předpokládaném zatížení během závodu.

Jedním z dlouhodobých cílů týmu Formula Student na ZČU v Plzni je snižování hmotnosti jednotlivých komponent a optimalizace jejich životnosti a spolehlivosti. Tento cíl je uskutečňován na základě telemetrických dat vozu a získaných zkušeností z uplynulých let. Jelikož se tato práce zabývá návrhem první generace planetové redukce, byl její návrh zaměřen více na spolehlivost a životnost řešení více než na minimalizaci hmotnosti. V budoucnu může být tento cíl dosažen změnou koncepčního řešení planetové převodovky nebo zmenšením všech komponent stávajícího řešení. Zmenšení stávajícího řešení bude možné na základě dat získaných z provozu a testování první generace vozu s elektrickým pohonem.

## 8 Reference

1. Formula Student Germany. [Online] [Citace: 14. 04 2022.] <https://www.formulastudent.de/>.
2. Vlk, František. *Automobilová technická příručka*. Brno : Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2003. ISBN 80-328-9681-4.
3. URE- University Racing Eindhoven. [Online] [Citace: 13. 3 2022.] <https://www.universityracing.nl/ure15>.
4. URE - University Racing Eindhoven. [Online] [Citace: 13. 3 2022.] <https://www.facebook.com/UREindhoven/photos/3586690994701789>.
5. URE- University Racing Eindhoven. [Online] [Citace: 13. 3 2022.] <https://www.facebook.com/UREindhoven/photos/3390207157683508>.
6. Green Team - Stuttgart University. [Online] <https://www.instagram.com/p/CdQ9xhdLaFz/>.
7. Green Team - Stuttgart University. [Online] [Citace: 26. 3 2022.] <https://www.greenteam-stuttgart.de/fahrzeuge/e0711-11-evo/>.
8. Elbflorace - TU Dresden. [Online] [Citace: 27. 2 2022.] <https://elbflorace.de/en/tfe/?tab=fahrzeug>.
9. Elbflorace - TU Dresden. [Online] [Citace: 15. 3 2022.] <https://www.instagram.com/p/BtpvV6FhrnK/>.
10. E-Force- CVUT Praha. [Online] [Citace: 5. 3 2022.] <https://eforce.cvut.cz/fse-x-new/>.
11. Fischer-Elektromotoren. [Online] [Citace: 12. 03 2022.] <https://fischer-elektromotoren.de/en/products/>.
12. Hoosier Racing Tire. [Online] [Citace: 18. 11 2022.] [https://www.hoosiertire.com/news/article/64377/Tire\\_Specs](https://www.hoosiertire.com/news/article/64377/Tire_Specs).
13. Gleich Aluminium. [Online] [Citace: 20. 04 2022.] <https://gleich.de/cs/produkty/en-aw-7075/>.
14. bbolzano-Ocel 42CrMo4. [Online] <https://bbolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/oceli-k-zuslechtovani-podle-en-10083-1/prehled-vlastnosti-oceli-42crmo4>.
15. SKF. [Online] [Citace: 16. 03 2022.] <https://www.skf.com/cz/products/rolling-bearings>.
16. Briol. [Online] [Citace: 08. 02 2022.] <https://www.briol.cz/pojistny-krouzek-din-471-pro-hridele-s-drazkou>.
17. Fabory. [Online] [Citace: 08. 02 2022.] <https://www.fabory.com/cs/%c5%a0roub-s-vnit%c5%99n%c3%adm-%c5%a1estihranem-din-912-ocel-bez-pu-12-9-m6x50/p/07000060050>.
18. Šantora, Martin. Konstrukční návrh mechanické části elektromotoru a těhlice pro kolovou skupinu vozu Formule Student. Plzeň : autor neznámý, 2022. Bude publikováno.
19. Alumeo - EN AW 7075 T6. [Online] <https://alumeco.cz/hlink/tye/kruhove-tye/en-aw-7075/100-mm/p/383/3408>.
20. AMZ . [Online] [Citace: 15. 2 2022.] <https://www.instagram.com/p/CRZCPzSgtMX>.

21. OZ Racing . [Online] [Citace: 19. 02 2022.]  
<https://www.ozracing.com/motorsport/formula-student/wheels>.
22. Manual KISSsoft 2021. [Online] [Citace: 13. 3 2022.]  
<https://www.kisssoft.com/en/products/technical-description/brochures/kisssoft-release-2021-user-manual>.
23. Vrcan, Željko & Lovrin, Neven & Mrzljak, Vedran. Some considerations on the application of Wolfrom planetary gear trains. [Online] 2008.  
[https://www.researchgate.net/publication/346401089\\_Some\\_considerations\\_on\\_the\\_application\\_of\\_Wolfrom\\_planetary\\_gear\\_trains](https://www.researchgate.net/publication/346401089_Some_considerations_on_the_application_of_Wolfrom_planetary_gear_trains).
24. Germany, Formula Student. [Online] [Citace: 11. 04 2022.]  
<https://www.formulastudent.de/fsg/rules/>.
25. CNCshop. [Online] [Citace: 16. 04 2022.] <http://www.cncshop.cz/w-vodici-tyce>.

## **9 Přílohy**

### **Vázané přílohy**

- Příloha č. 1 – Karta materiálu 42CrMo4 (14)
- Příloha č. 2 – Materiálový list hliníkové slitiny EN AW 7075 T6 (13)
- Příloha č. 3 – Spektrum zatížení pro výpočet v programu KISSsys
- Příloha č. 4 – Výsledky KISSsys Varianta A – ozubení
- Příloha č. 5 – Výsledky KISSsys Varianta A – ložiska
- Příloha č. 6 – Výsledky KISSsys Varianta B – ozubení
- Příloha č. 7 – Výsledky KISSsys Varianta B – ložiska
- Příloha č. 8 – Ložisko SKF NK 10/16 TN (15)
- Příloha č. 9 – Ložisko SKF 61802-2Z (15)
- Příloha č. 10 – Pojistný kroužek DIN 471 (16)
- Příloha č. 11 – Šrouby 12.9 M6x50 ISO 4762 (17)

### **Volně ložené přílohy**

- Výkres sestavy – UWBE01-04-90-004-00
- Výrobní výkres – UWBE01-04-90-004-01
- Výrobní výkres – UWBE01-04-90-004-02
- Výrobní výkres – UWBE01-04-90-004-03
- Výrobní výkres – UWBE01-04-90-004-04
- Výrobní výkres – UWBE01-04-90-004-05
- Výrobní výkres – UWBE01-04-90-004-06
- Výrobní výkres – UWBE01-04-90-004-07
- Výrobní výkres – UWBE01-04-90-004-08



# PŘÍLOHA č.1

Karta materiálu 42CrMo4

**Přehled vlastností oceli 42CrMo4 ( 42CrMoS4 )**

**1.7225 (1.7227)**

<b>Druh oceli</b>	Nizkolegovaná ušlechtilá chrom - molybdenová ocel k zušlechťování
<b>TDP</b>	ČSN EN 10083-3: 2007
<b>Dřívější označení</b>	42CrMo4 ( 42CrMoS4 ) podle ČSN EN 10083-1: 1991+A1: 1996; 42CrMo4 ( 42CrMoS4 ) podle DIN 17200, 15 142 podle ČSN
<b>Použití</b>	Ocel s vyšší prokalitelností pro výše namáhané strojní díly. Po zakalení dosahuje tvrdosti přibližně 58 HRC. Do průměru 100 mm lze po zušlechťení docílit pevností nad 1000 MPa při ještě dostatečné houževnatosti. Není náchylná k popouštění křehkosti. Kalí se do méně razantního kalicího prostředí, poněvadž je náchylná ke vzniku kalicích trhlin v místech s vrubovým účinkem nebo povrchových vad. V kaleném stavu dobře odolává opotřebení. Patří k nejčastěji používané oceli k zušlechťování.

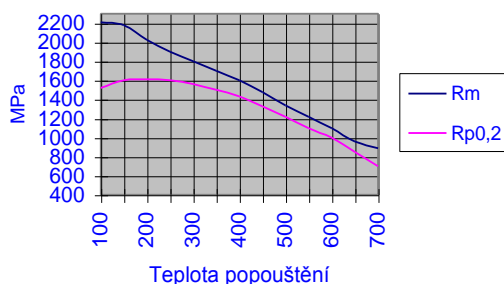
<b>Chemické složení v hmot. % ( rozbor tavby )</b>	C	Si max.	Mn	P max.	S max. <sup>1)</sup>	Cr	Mo	Ni	V
	0,38 – 0,45	max. 0,40	0,60 – 0,90	max. 0,025	max. 0,035	0,90 – 1,20	0,15 – 0,30	-	-
<b>Složení hotového výrobku <sup>2)</sup></b>	0,36 – 0,47	max. 0,43	0,56 – 0,94	max. 0,030	max. 0,040	0,85 – 1,25	0,12 – 0,33	-	-

<b>Mechanické vlastnosti v zušlechťeném stavu. <sup>3)</sup></b>	Průměr mm	R <sub>e</sub> min. MPa	R <sub>m</sub> MPa	A min. %	Z min. %	KV min. J
	d ≤ 16	900	1100 - 1300	10	40	-
	16 < d ≤ 40	750	1000 - 1200	11	45	35
	40 < d ≤ 100	650	900 - 1100	12	50	35
	100 < d ≤ 160	550	800 - 950	13	50	35
	160 < d ≤ 250	500	750 – 900	14	55	35

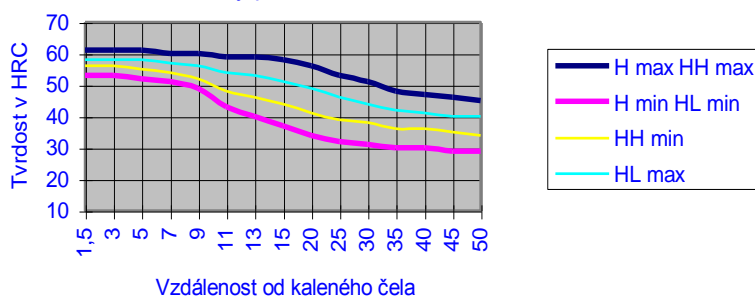
<b>Maximální hodnoty tvrdosti pro stav :</b>	Zpracováno na stříhatelnost	Žháno na měkko	Povrchově kaleno (tvrdost povrchu)
	HB max. 255	HB max. 241	HRC min. 53

<b>Prokalitelnost <sup>4)</sup></b>	Vzdálenost od plochy kaleného čela zkušební tělesa v mm																
	Tvrdost v HRC																
	<sup>5)</sup> Mez	1,5	3	5	7	9	11	13	15	20	25	30	35	40	45	50	
	+H	max.	61	61	61	60	60	59	59	58	56	53	51	48	47	46	45
		min.	53	53	52	51	49	43	40	37	34	32	31	30	30	29	29
+HH	max.	61	61	61	60	60	59	59	58	56	53	51	48	47	46	45	
	min.	56	56	55	54	52	48	46	44	41	39	38	36	36	35	34	
+HL	max.	58	58	58	57	56	54	53	51	49	46	44	42	41	40	40	
	min.	53	53	52	51	49	43	40	37	34	32	31	30	30	29	29	

Popouštěcí křivka (referenční vzorek průměr 30 mm)



Křivky prokalitelnosti



**Technologické vlastnosti**

<b>Tváření za tepla</b>	Doporučené rozmezí teplot pro tváření za tepla : 1100 až 850 °C						
<b>Tepelné zpracování</b>	Normalizační žhání °C	Žhání na měkko °C	Isotermické žhání °C	Teplota kalení °C	Kalicí prostředí	Teplota popouštění °C	Zkouška kalením čela °C
	850 až 880	680 až 720	800 až 900 670 - 3 hod.	820 až 860	olej nebo voda	540 až 680	850 ± 5
	Uvedené podmínky jsou doporučené s výjimkou zkoušky kalením čela (zkouška prokal.) Jako kalicí prostředí se s ohledem na náchylnost ke kalicím trhlinám doporučují syntetické polymery a olej. K docílení rovnoměrných hodnot po zušlechťení u větších průměrů (zejména kovaných) přispívá normalizační žhání před zušlechťením. Body přeměny : Ac <sub>1</sub> = 745°C, Ac <sub>3</sub> = 790°C, Ms = 300°C						
<b>Obrobitelnost</b>	Obrábí se ve stavu žháném na měkko. Při nižších pevnostech lze obrábět i ve stavu zušlechťeném. Zlepšenou obrobitelnost vykazují ocel 42CrMoS4 se zvýšeným obsahem S. Díly, které se zušlechťují na vyšší pevnost se nejprve předhrubují ve stavu žháném a dokončí po zušlechťení.						
<b>Stříhatelnost</b>	Pro docílení tvrdosti vhodné pro stříhání se ocel žhání nebo řízeně vychlazuje.						

<sup>1)</sup> obsah síry u oceli 42CrMoS4 je 0,020 až 0,040 % s dovolenou odchylkou v hotovém výrobku ± 0,005 %.

<sup>2)</sup> u jedné tavby smí být překročena horní nebo spodní hranice rozmezí, ale nikoliv obě současně.

<sup>3)</sup> uvedené hodnoty musí být dosažitelné po odpovídajícím tepelném zpracování (zušlechťení) též u oceli dodávané ve stavu po válcování nebo ve stavu měkce žháném. Prokazují se na referenčním vzorku odpovídajícího průměru. Zkušební tělesa pro stanovení mechanických hodnot musí být odebrána v souladu s předpisem normy TDP.

R<sub>e</sub> – mez kluzu, R<sub>m</sub> – pevnost v tahu, A – tažnost ( počáteční délka L<sub>0</sub> = 5,65√S<sub>0</sub> ), Z – kontrakce, KV – nárazová práce, zkušební těleso ISO s V-vrubem (průměr ze tří naměřených hodnot, z nichž žádná nesmí být menší než 70% minimální střední hodnoty).

<sup>4)</sup> pro ocel objednanou bez požadavků na prokalitelnost jsou hodnoty prokalitelnosti pouze informativní.

<sup>5)</sup> +H – normální hodnoty pro celý pás prokalitelnosti, +HH - zúžený pás prokalitelnosti směrem k horní hranici, +HL – zúžený pás prokalitelnosti směrem ke spodní hranici.

# PŘÍLOHA č.2

Materiálový list hliníkové slitiny EN AW 7075 T6

# EN AW 7075

Znaky slitiny	
Slitina	EN AW 7075 [AlZn5,5MgCu]
Typ slitiny	vytvrditelná
Povrch	T651
Stav materiálu	válcovaný povrh

Mechanické vlastnosti <sup>1)</sup>		typické hodnoty
Mez kluzu R <sub>p0,2</sub>	[MPa]	240 – 460
Pevnost v tahu R <sub>m</sub>	[MPa]	360 – 540
Tažnost A <sub>50</sub>	[%]	2 – 8
Tvrdost HBW	[2,5/62,5]	104 – 160

Fyzikální vlastnosti <sup>1)</sup>		typické hodnoty
Objemová hmotnost	[g/cm <sup>3</sup> ]	2,80
Modul pružnosti	[GPa]	71
Elektrická vodivost	[m/Ω · mm <sup>2</sup> ]	19 – 23
Koeficient tepelné roztažnosti	[K <sup>-1</sup> · 10 <sup>-6</sup> ]	23,4
Tepelná vodivost	[W/m · K]	130 – 160
Specifická tepelná kapacita	[J/kg · K]	862

Technologické vlastnosti <sup>2)</sup>		
Tvarová stálost/Vnitřní pnutí		5 – 6
Obrobitelnost		1
Vhodnost k erozivnímu obrábění		1
Svařitelnost (plyn / WIG / MIG / Odporové / EB)		6 / 6 / 6 / 2 / 5
Odolnost proti korozi (mořská voda / povětří / SpRK)		5 / 5 / 3
Použití při vysokých teplotách (max. °C při dlouhodobém/krátkodobém zatížení) <sup>3)</sup>		90 / 120
Eloxování (technické / dekorativní / tvrdé-) <sup>4)</sup>		4/ 6/ 2
Leštitelnost		1
Vhodnost k leptání struktur		1
Kontakt s potravinami (podle EN 602)		ne

Tolerance			
Při tloušťce [mm]	Rovinnost [mm] <sup>5)</sup>	Tloušťka [mm]	Délka & Šířka [mm]
10 – 200	EN 485-3	EN 485-3	EN 485-3
Zuschnitte ≤ 150			DIN ISO 2768-1m
Zuschnitte > 150			-0 / +5 mm

Dodávané formáty		
Formáty [mm]	1.520 × 3.020	u tloušťek od 10 – 200 mm
Tloušťky na skladě	10 ; 12 ; 15 ; 20 ; 25 ; 30 ; 35 ; 40 ; 45 ; 50	
	55 ; 60 ; 70 ; 80 ; 90 ; 100 ; 120 ; 130 ; 140 ; 150 ; 160 ; 180 ; 200	
Další tloušťky podle poptávky!		

Datum: 12.07.2016

- 1) Typické hodnoty při pokojové teplotě.
- 2) Relativní hodnoty hliníkových materiálů od 1 (velmi dobrý) do 6 (nevhodný).
- 3) Bez ztráty pevnosti po ochlazení.
- 4) Výlučně technická anodizace. Neposkytujeme žádnou záruku na barevný vzhled/řešení.
- 5) Tolerance rovinnosti se měří výlučně na měřících stolech a s použitím ocelového pravítka.

# PŘÍLOHA č.3

Spektrum zatížení pro výpočet v programu KISSsys

<b>Frequency</b>	<b>Torque</b>	<b>Speed</b>
(-)	(Nm)	(rpm)
0.001418	5	14000
0.001418	15	17000
0.001418	10	17000
0.001418	5	17000
0.002837	5	4000
0.002837	10	4000
0.002837	20	6000
0.002837	25	8000
0.002837	25	9000
0.002837	15	12000
0.002837	5	13000
0.002837	15	14000
0.002837	5	15000
0.002837	0	16000
0.004255	0	4000
0.004255	15	5000
0.004255	10	11000
0.004255	10	13000
0.004255	15	15000
0.004255	10	15000
0.005674	5	12000
0.005674	15	13000
0.005674	20	16000
0.007092	10	5000
0.007092	20	9000
0.007092	10	12000
0.007092	0	15000
0.008511	20	7000
0.008511	20	15000
0.009929	20	8000
0.009929	0	14000
0.011348	5	5000
0.011348	15	6000
0.011348	5	11000
0.011348	0	13000
0.014184	15	10000
0.015603	15	7000
0.015603	20	10000
0.015603	20	13000
0.017021	15	9000
0.017021	20	11000
0.017021	20	14000
0.01844	10	6000
0.019858	15	8000
0.021277	15	11000
0.022695	0	5000

0.022695	10	10000
0.022695	0	12000
0.024113	10	7000
0.024113	10	9000
0.024113	20	12000
0.025532	5	9000
0.02695	10	8000
0.02695	0	11000
0.028369	5	6000
0.028369	5	10000
0.029787	5	7000
0.035461	0	10000
0.041135	5	8000
0.048227	0	9000
0.059574	0	7000
0.060993	0	6000
0.089362	0	8000

---

# PŘÍLOHA č.4

Výsledky KISSsys Varianta A – ozubení



## Analysis of shafts, axle and beams

Unnamed

Changed on  
Changed on

26.05.2022, 05:11:14  
zdeno

KISSsoft – student license (not for commercial use) (581)  
KISSsoft Release 2021 -SP1

## Contents

<b>1</b>	<b>Messages</b>	<b>3</b>
1.1	Shafts	3
1.2	Weight force	3
1.3	'PinShaft' Bearing 'Support6'	4
1.4	'PinShaft' Bearing 'Support7'	4
1.5	Rolling bearing 'CB1'	4
1.6	Rolling bearing 'CB2'	4

## 1 Messages

Messages occurred during the calculation:

**!** A non-reference temperature was defined for housing and/or shaft in the model. It is recommended that the bearing stiffness according to ISO/TS 16281 is taken into account, as the catalog methods are of limited applicability for shaft systems with thermal expansion. To do so, open the «Basic data» tab, find the «Rolling bearings» field and select the «Stiffness: ISO/TS 16281. Service life: ISO/TS 16281» option there.

**!** Shaft 'PlanetGearBody':  
the sum of torques is not zero.  
 $\Delta T = 0.220 \text{ Nm}$

## 1.1 Shafts

### 1.1.1 Shaft 'PlanetGearBody'

Drawing	
Initial position (mm)	11.000
Length (mm)	36.000
Speed (1/min)	3442.901
Direction of rotation:	counterclockwise
Material	C45 (1)

### 1.1.2 Shaft 'PinShaft'

Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	58.000
Speed (1/min)	1163.797
Direction of rotation:	clockwise
Material	42 CrMo 4 (3)

## 1.2 Weight force

### 1.2.1 Power loss (Losses\_PlanetGear1)

Position on shaft (mm)	[y <sub>local</sub> ]	7.5000
------------------------	-----------------------	--------

### 1.2.2 Power loss (Losses\_PlanetGear2)

Position on shaft (mm)	[y <sub>local</sub> ]	26.0000
------------------------	-----------------------	---------

### 1.2.3 Cylindrical gear (PlanetGear1)

Position on shaft (mm)	[y <sub>local</sub> ]	7.5000
------------------------	-----------------------	--------

### 1.2.4 Cylindrical gear (PlanetGear2)

Position on shaft (mm)	[y <sub>local</sub> ]	18.0000
------------------------	-----------------------	---------

### 1.2.5 Coupling (CouplingPin(PinCarrier))

Position on shaft (mm)	[y <sub>local</sub> ]	53.0000
------------------------	-----------------------	---------

### 1.2.6 Power loss (Losses\_PlanetGearBody\_CB1)

Position on shaft (mm)	[y <sub>local</sub> ]	39.0000
------------------------	-----------------------	---------

### 1.2.7 Power loss (Losses\_PlanetGearBody\_CB2)

Position on shaft (mm)	[y <sub>local</sub> ]	19.0000
------------------------	-----------------------	---------

### 1.2.8 Support6 (Own input)

### 1.2.9 Support7 (Own input)

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

### 1.3 'PinShaft' Bearing 'Support6'

### 1.4 'PinShaft' Bearing 'Support7'

### 1.5 Rolling bearing 'CB1'

Dynamic equivalent load	[P]	1.08	kN	
Static equivalent load	[P <sub>c</sub> ]			1.08 kN

#### 1.5.1 Results according to ISO 281

Basic bearing rating life	[L <sub>nh</sub> ]		1.0508e+03	h
Static safety factor	[S <sub>c</sub> ]		7.43	

### 1.6 Rolling bearing 'CB2'

Dynamic equivalent load	[P]	1.98	kN	
Static equivalent load	[P <sub>c</sub> ]			1.98 kN

#### 1.6.1 Results according to ISO 281

Basic bearing rating life	[L <sub>nh</sub> ]		1.3800e+02	h
Static safety factor	[S <sub>c</sub> ]		4.04	

---

End of Report lines: 111

---

# PŘÍLOHA č.5

Výsledky KISSsys Varianta A – ložiska

Name : Unnamed  
Changed by: zdene on: 26.05.2022 at: 04:39:27

## varianta A - final

### Power inputs:

_O.INPUT		
Speed	[1/min]	14600
Torque	[Nm]	25.4
Power	[kW]	38.834

### Power outputs:

_O.OUTPUT		
Speed	[1/min]	1163.797
Torque	[Nm]	-318.647
Power	[kW]	38.834

## Inhalt

_O.GroupBox.steppedgears.Planet2Ring.Planet2Ring_calc_____	3
_O.GroupBox.steppedgears.SunPlanet1.SunPlanet1_calc_____	4

## \_O.GroupBox.steppedgears.Planet2Ring.Planet2Ring \_calc

Application factor, KA:  
1.00

Consider load bins with 0% frequency: Ja

S-N curve (Woehler line) in the long life domain according: according to standard

Note:

Calculation-method according to:

- ISO 6336-6 / DIN3990-6

During the calculation all the load factors (ISO 6336/DIN 3990: Kv, KH $\beta$ , KF $\beta$ ; AGMA 2001: Kv, Km, ...) for each load spectrum bin are calculated separately.

### 1 Results

Root safety	2.156	2.224
Flank safety	1.675	1.716
Safety against scuffing (integral temperature)	5.035	
Safety against scuffing (flash temperature)	30.227	
Safety against micropitting (B)	1.054	
Safety against micropitting (B)	2.207	

## Calculation with reference power

### 1 Overview

**This section is for information purposes only. All strength values relate to the reference power, with no influence from the load spectrum.**

Calculation method ISO 6336:2019

During calculation, the system takes into account the fact that this gear is a planet gear:

		1	
Speed planet carrier (1/min)	[nSteg]	-1163.8	
Absolute speed (1/min)	[n]	0.0	
		----- Gear 1 ----- Gear 2 --	
Power (kW)	[P]	11.912	
Relative speed (1/min)	[n]	4606.7	1163.8
Torque (Nm)	[T]	24.7	97.7
Application factor	[KA]	1.00	
Required service life (h)	[H]	50.00	
Gear 1 direction of rotation:		Counterclockwise	
Center distance (mm)	[a]	35.500	
Normal module (mm)	[mn]	1.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[ $\beta$ ]	0.0000	
Number of teeth	[z]	24	-95
Facewidth (mm)	[b]	36.00	20.00
Hand of gear		Spur gear	
Face load factor - flank	[KH $\beta$ ]	1.313	
Required safety for tooth flank	[SHmin]	0.90	
Required service life	[H]	50.00	
System service life (h)	[Hatt]	> 1000000	



## \_O.GroupBox.steppedgears.SunPlanet1.SunPlanet1\_calc

Application factor, KA:  
1.00

- Tooth flank with load spectrum: Consider all negative load spectrum bins as positive

- Tooth root with load spectrum: Consider all negative load spectrum bins as positive

Consider load bins with 0% frequency: Ja

S-N curve (Woehler line) in the long life domain according: according to standard

Note:

Calculation-method according to:

- ISO 6336-6 / DIN3990-6

During the calculation all the load factors (ISO 6336/DIN 3990: Kv, KH $\beta$ , KF $\beta$ ; AGMA 2001: Kv, Km, ...) for each load spectrum bin are calculated separately.

### 1 Results

Root safety	2.072	2.134
Flank safety	1.126	1.359
Safety against scuffing (integral temperature)	5.916	
Safety against scuffing (flash temperature)	15.040	
Safety against micropitting (B)	1.980	
Safety against micropitting (B)	4.137	

## Calculation with reference power

### 1 Overview

**This section is for information purposes only. All strength values relate to the reference power, with no influence from the load spectrum.**

Calculation method ISO 6336:2019

During calculation, the system takes into account the fact that this gear is a planet gear:

		2	
Speed planet carrier (1/min)	[nSteg]	1163.8	
Absolute speed (1/min)	[n]	14600.0	
		----- Gear 1 ----- Gear 2 --	
Power (kW)	[P]	11.913	
Relative speed (1/min)	[n]	13436.2	4606.7
Torque (Nm)	[T]	8.467	24.694
Application factor	[KA]	1.00	
Required service life (h)	[H]	50.00	
Gear 1 direction of rotation:		Counterclockwise	
Center distance (mm)	[a]	35.500	
Normal module (mm)	[mn]	0.7500	
Helix angle at reference circle (°)	[ $\beta$ ]	0.0000	
Number of teeth	[z]	24	70
Facewidth (mm)	[b]	15.00	15.00
Hand of gear		Spur gear	
Face load factor - flank	[KH $\beta$ ]	1.432	
Required safety for tooth flank	[SHmin]	0.75	
Required service life	[H]	50.00	

System service life (h)

[Hatt]

> 1000000

# PŘÍLOHA č.6

Výsledky KISSsys Varianta B – ozubení

Name : Unnamed  
Changed by: zdene on: 26.05.2022 at: 05:04:30

## Varianta B-final

### Power inputs:

_O.INPUT			
Speed	[1/min]	14600	
Torque	[Nm]	25.4	
Power	[kW]	38.834	

### Power outputs:

_O.OUTPUT			
Speed	[1/min]	-1163.854	
Torque	[Nm]	312.258	
Power	[kW]	38.058	

## Inhalt

_O.GroupBox.PlanetRing1.PlanetRing1_calc_____	3
_O.GroupBox.PlanetRing2.PlanetRing2_calc_____	4
_O.GroupBox.SunPlanet1.SunPlanet1_calc_____	5

## \_O.GroupBox.PlanetRing1.PlanetRing1\_calc

Application factor, KA:

1.00

- Tooth flank with load spectrum: Consider all negative load spectrum bins as positive

- Tooth root with load spectrum: Consider all negative load spectrum bins as positive

Consider load bins with 0% frequency: Ja

S-N curve (Woehler line) in the long life domain according: according to standard

Note:

Calculation-method according to:

- ISO 6336-6 / DIN3990-6

During the calculation all the load factors (ISO 6336/DIN 3990: Kv, KH $\beta$ , KF $\beta$ ; AGMA 2001: Kv, Km, ...)

for each load spectrum bin are calculated separately.

### 1 Results

Root safety	2.519	2.597
Flank safety	1.814	1.814
Safety against scuffing (integral temperature)	6.520	
Safety against scuffing (flash temperature)	13.557	
Safety against micropitting (B)	1.832	
Safety against micropitting (B)	2.902	

## Calculation with reference power

### 1 Overview

**This section is for information purposes only. All strength values relate to the reference power, with no influence from the load spectrum.**

Calculation method DIN 3990:1987 Method B

During calculation, the system takes into account the fact that this gear is a planet gear:

		1	
Speed planet carrier (1/min)	[nSteg]	-4539.5	
Absolute speed (1/min)	[n]		0.0
		----- Gear 1 -----	Gear 2 --
Power (kW)	[P]	54.515	
Relative speed (1/min)	[n]	16919.9	4539.5
Torque (Nm)	[T]	30.8	114.7
Application factor	[KA]		1.00
Required service life (h)	[H]		1.00
Gear 1 direction of rotation:		Clockwise	
Center distance (mm)	[a]	-30.000	
Normal module (mm)	[mn]	1.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[ $\beta$ ]	0.0000	
Number of teeth	[z]	22	-82
Facewidth (mm)	[b]	26.00	26.00
Hand of gear		Spur gear	
Face load factor - flank	[KH $\beta$ ]		1.273
Required safety for tooth flank	[SHmin]		0.90
Required service life	[H]		1.00
System service life (h)	[Hatt]		> 1000000

## \_O.GroupBox.PlanetRing2.PlanetRing2\_calc

Application factor, KA:  
1.00

Consider load bins with 0% frequency: Ja

S-N curve (Woehler line) in the long life domain according: according to standard

Note:

Calculation-method according to:

- ISO 6336-6 / DIN3990-6

During the calculation all the load factors (ISO 6336/DIN 3990: Kv, KH $\beta$ , KF $\beta$ ; AGMA 2001: Kv, Km, ...) for each load spectrum bin are calculated separately.

### 1 Results

Root safety	2.695	3.139
Flank safety	2.353	2.473
Safety against scuffing (integral temperature)	7.109	
Safety against scuffing (flash temperature)	32.406	
Safety against micropitting (B)	3.692	
Safety against micropitting (B)	6.610	

## Calculation with reference power

### 1 Overview

**This section is for information purposes only. All strength values relate to the reference power, with no influence from the load spectrum.**

Calculation method: DIN 3990:1987 Method B

During calculation, the system takes into account the fact that this gear is a planet gear:

		1	
Speed planet carrier (1/min)	[nSteg]	-4539.5	
Absolute speed (1/min)	[n]	1163.9	
		----- Gear 1 ----- Gear 2 --	
Power (kW)	[P]	62.166	
Relative speed (1/min)	[n]	16919.9	5703.4
Torque (Nm)	[T]	35.1	104.1
Application factor	[KA]	1.00	
Required service life (h)	[H]	1.00	
Gear 1 direction of rotation:		Counterclockwise	
Center distance (mm)	[a]	-30.000	
Normal module (mm)	[mn]	1.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[ $\beta$ ]	0.0000	
Number of teeth	[z]	30	-89
Facewidth (mm)	[b]	25.00	25.00
Hand of gear		Spur gear	
Face load factor - flank	[KH $\beta$ ]	1.331	
Required safety for tooth flank	[SHmin]	0.90	
Required service life	[H]	1.00	
System service life (h)	[Hatt]	> 1000000	

## \_O.GroupBox.SunPlanet1.SunPlanet1\_calc

Application factor, KA:

1.00

- Tooth flank with load spectrum: Consider all negative load spectrum bins as positive

- Tooth root with load spectrum: Consider all negative load spectrum bins as positive

Consider load bins with 0% frequency: Ja

S-N curve (Woehler line) in the long life domain according: according to standard

Note:

Calculation-method according to:

- ISO 6336-6 / DIN3990-6

During the calculation all the load factors (ISO 6336/DIN 3990: Kv, KH $\beta$ , KF $\beta$ ; AGMA 2001: Kv, Km, ...)

for each load spectrum bin are calculated separately.

### 1 Results

Root safety	4.476	5.900
Flank safety	1.895	1.840
Safety against scuffing (integral temperature)	5.864	
Safety against scuffing (flash temperature)	18.635	
Safety against micropitting (B)	3.134	
Safety against micropitting (B)	5.574	

## Calculation with reference power

### 1 Overview

**This section is for information purposes only. All strength values relate to the reference power, with no influence from the load spectrum.**

Calculation method DIN 3990:1987 Method B

During calculation, the system takes into account the fact that this gear is a planet gear:

		2	
Speed planet carrier (1/min)	[nSteg]	4539.5	
Absolute speed (1/min)	[n]	14600.0	
		----- Gear 1 ----- Gear 2 --	
Power (kW)	[P]	8.920	
Relative speed (1/min)	[n]	10060.5	16919.9
Torque (Nm)	[T]	8.467	5.034
Application factor	[KA]	1.00	
Required service life (h)	[H]	1.00	
Gear 1 direction of rotation:		Counterclockwise	
Center distance (mm)	[a]	30.000	
Normal module (mm)	[mn]	1.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[ $\beta$ ]	0.0000	
Number of teeth	[z]	37	22
Facewidth (mm)	[b]	10.00	26.00
Hand of gear		Spur gear	
Face load factor - flank	[KH $\beta$ ]	1.312	
Required safety for tooth flank	[SHmin]	0.90	
Required service life	[H]	1.00	
System service life (h)	[Hatt]	>	1000000



# PŘÍLOHA č.7

Výsledky KISSsys Varianta B – ložiska

## Analysis of shafts, axle and beams

Unnamed

Changed on  
Changed on

26.05.2022, 05:08:26  
zdeno

KISSsoft – student license (not for commercial use) (581)  
KISSsoft Release 2021 -SP1

## Contents

<b>1</b>	<b>Messages</b>	<b>3</b>
1.1	Shafts	3
1.2	Weight force	3
1.3	'Pin' Bearing 'Support1'	4
1.4	'Pin' Bearing 'Support2'	4
1.5	'Planet' Bearing 'Support10'	4
1.6	Rolling bearing 'ConnectionRollerBearing1'	4
1.7	Rolling bearing 'ConnectionRollerBearing2'	4

## 1 Messages

Messages occurred during the calculation:

- i Only some of the entries for the internal geometry for bearing "SKF NK 10/16 TN" are present. The other values will be approximated.

---

- i Only some of the entries for the internal geometry for bearing "SKF NK 10/16 TN" are present. The other values will be approximated.

---

- x : It is not possible to perform the calculation with the SKF Bearing Module because you are not logged into 'My SKF'. Please select Extras/SKF Registration Tool to login.

---

- ! In tab "Basic data", you have requested to calculate with load spectrum but no load spectrum is defined. The calculation is performed using the given single load level, and the corresponding setting is changed.

---

- ! Shaft 'Planet':  
the sum of torques is not zero.  
 $\Delta T = 0.716 \text{ Nm}$

## 1.1 Shafts

### 1.1.1 Shaft 'Pin'

Drawing  
 Initial position (mm) 0.000  
 Length (mm) 65.000  
 Speed (1/min) 4539.496  
 Direction of rotation: clockwise  
 Material C45 (1)

### 1.1.2 Shaft 'Planet'

Drawing  
 Initial position (mm) 5.000  
 Length (mm) 53.000  
 Speed (1/min) 12380.443  
 Direction of rotation: counterclockwise  
 Material C45 (1)

## 1.2 Weight force

### 1.2.1 Coupling (PinCoupling(CarrierPinCoupling))

Position on shaft (mm)  $[y_{local}]$  53.0000

### 1.2.2 Support1 (Own input)

### 1.2.3 Support2 (Own input)

### 1.2.4 Cylindrical gear (z3(180.0))

Position on shaft (mm)  $[y_{local}]$  13.0000

### 1.2.5 Cylindrical gear (z3(-0.0))

Position on shaft (mm)  $[y_{local}]$  13.0000

### 1.2.6 Cylindrical gear (z4)

Position on shaft (mm)  $[y_{local}]$  39.0000

### 1.2.7 Support10 (Own input)

Rolling bearing stiffness calculated from internal geometry

## 1.3 'Pin' Bearing 'Support1'

## 1.4 'Pin' Bearing 'Support2'

## 1.5 'Planet' Bearing 'Support10'

## 1.6 Rolling bearing 'ConnectionRollerBearing1'

Dynamic equivalent load	[P]	1.68	kN	
Static equivalent load	[P <sub>c</sub> ]			1.68 kN
Minimum EHL lubricant film thickness				[h <sub>mir</sub> ] 0.173 μm

### 1.6.1 Results according to ISO 281

Basic bearing rating life	[L <sub>nh</sub> ]			6.4229e+01 h
Static safety factor	[S <sub>c</sub> ]			4.75

### 1.6.2 Calculation with approximate bearings internal geometry (ISO/TS 16281)

Operating bearing clearance	[Pd]			0.000 μm
Reference rating life	[L <sub>nr1</sub> ]			4.6036e+01 h

## 1.7 Rolling bearing 'ConnectionRollerBearing2'

Dynamic equivalent load	[P]	1.74	kN	
Static equivalent load	[P <sub>c</sub> ]			1.74 kN
Minimum EHL lubricant film thickness				[h <sub>mir</sub> ] 0.172 μm

### 1.7.1 Results according to ISO 281

Basic bearing rating life	[L <sub>nh</sub> ]			5.7702e+01 h
Static safety factor	[S <sub>c</sub> ]			4.60

### 1.7.2 Calculation with approximate bearings internal geometry (ISO/TS 16281)

Operating bearing clearance	[Pd]			0.000 μm
Reference rating life	[L <sub>nr1</sub> ]			2.0869e+01 h

(\*) Note about roller bearings with an approximated bearing geometry:

The internal geometry of these bearings has not been input in the database.

The geometry is back-calculated as specified in ISO 281, from C and C0 (details in the manufacturer's catalog).

For this reason, the geometry may be different from the actual geometry.

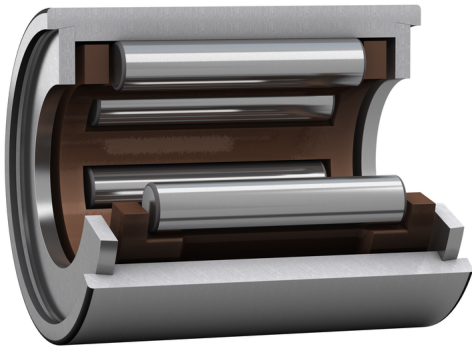
In some situations, this may result in significant variations in roller bearing stiffness.

End of Report

lines: 122

# PŘÍLOHA č.8

Ložisko SKF NK 10/16 TN



## NK 10/16 TN

- Popular item

Needle roller bearings with machined rings, without an inner ring

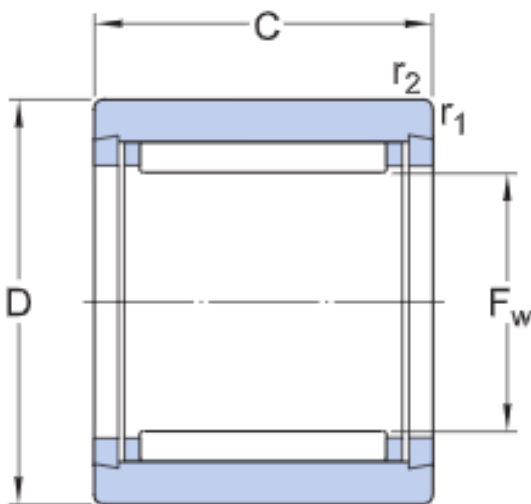
### Bearing data

[Tolerances](#),  
Normal, P6, P5, ISO - F6 (Fw),  
[Radial internal clearance](#),  
table

### Design considerations

[Housing tolerances](#),  
table,  
[Shaft tolerances](#),  
[Operating clearance](#)

## Technical specification

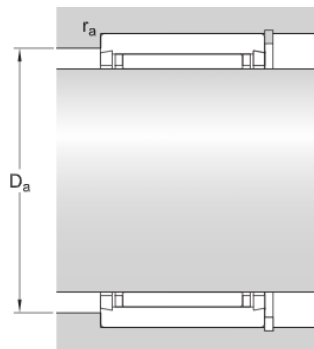


### DIMENSIONS

$F_w$	10 mm	Diameter under rollers
D	17 mm	Outside diameter
C	16 mm	Width
$r_{1,2}$	min. 0.3 mm	Chamfer dimension outer ring

### ABUTMENT DIMENSIONS

D	max. 15 mm	Abutment diameter housing (with flanges)
$r_f$	max. 0.3 mm	Fillet radius



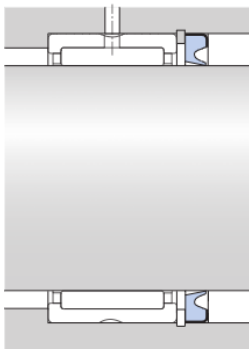
## CALCULATION DATA

Basic dynamic load rating	C	5.94 kN
Basic static load rating	C <sub>0</sub>	8 kN
Fatigue load limit	P <sub>u</sub>	0.9 kN
Reference speed		28 000 r/min
Limiting speed		32 000 r/min

## MASS

Mass bearing	0.013 kg
--------------	----------

## ASSOCIATED SEALS



G 10x17x3	Radial shaft seal with a low cross-sectional height, single lip
SD 10x17x3	Radial shaft seal with a low cross-sectional height, double lip



## More information

## Product details

[Designs and variants](#)

---

[Bearing data](#)

---

[Loads](#)

---

[Temperature limits](#)

---

[Permissible speed](#)

---

[Design considerations](#)

---

[Designation system](#)

---

## Engineering information

[Principles of rolling bearing selection](#)

---

[General bearing knowledge](#)

---

[Bearing selection process](#)

---

[Bearing failure and how to prevent it](#)

---

## Tools

[SimPro Quick](#)

---

[Bearing Select](#)

---

[Engineering Calculator](#)

---

[LubeSelect for SKF greases](#)

---

[Heater Selection Tool](#)

---

[skf.com/mount](#)

---

# Terms and conditions

By accessing and using this website / app owned and published by AB SKF (publ.) (556007-3495 · Gothenburg) ("SKF"), you agree to the following terms and conditions:

## Warranty Disclaimer and Limitation of Liability

Although every care has been taken to assure the accuracy of the information on this website / app, SKF provides this information "AS IS" and DISCLAIMS ALL WARRANTIES, EXPRESS OR IMPLIED, INCLUDING, BUT NOT LIMITED TO, IMPLIED WARRANTIES OF MERCHANTABILITY AND FITNESS FOR A PARTICULAR PURPOSE. You acknowledge that your use of this website / app is at your sole risk, that you assume full responsibility for all costs associated with use of this website / app, and that SKF shall not be liable for any direct, incidental, consequential, or indirect damages of any kind arising out of your access to, or use of the information or software made available on this website / app. Any warranties and representations in this website / app for SKF products or services that you purchase or use will be subject to the agreed upon terms and conditions in the contract for such product or service. Further, for non-SKF websites / apps that are referenced in our website / app or where a hyperlink appears, SKF makes no warranties concerning the accuracy or reliability of the information in these websites / apps and assumes no responsibility for material created or published by third parties contained therein. In addition, SKF does not warrant that this website / app or these other linked websites / apps are free from viruses or other harmful elements.

## Copyright

Copyright in this website / app copyright of the information and software made available on this website / app rest with SKF or its licensors. All rights are reserved. All licensed material will reference the licensor that has granted SKF the right to use the material. The information and software made available on this website / app may not be reproduced, duplicated, copied, transferred, distributed, stored, modified, downloaded or otherwise exploited for any commercial use without the prior written approval of SKF. However, it may be reproduced, stored and downloaded for use by individuals without prior written approval of SKF. Under no circumstances may this information or software be supplied to third parties.

This website /app includes certain images used under license from Shutterstock, Inc.

## Trademarks and Patents

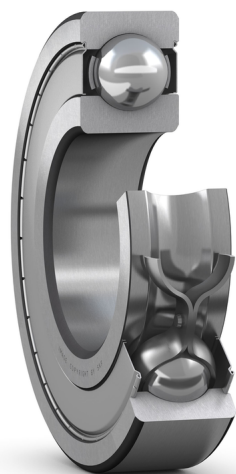
All trademarks, brand names, and corporate logos displayed on the website / app are the property of SKF or its licensors, and may not be used in any way without prior written approval by SKF. All licensed trademarks published on this website / app reference the licensor that has granted SKF the right to use the trademark. Access to this website / app does not grant to the user any license under any patents owned by or licensed to SKF.

## Changes

SKF reserves the right to make changes or additions to this website / app at any time.

# PŘÍLOHA č.9

Ložisko SKF 61802-2Z

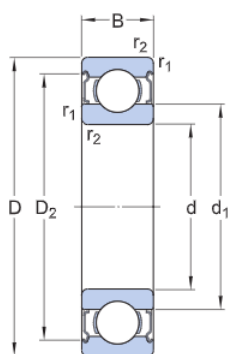


## 61802-2Z

- Obľíbená položka

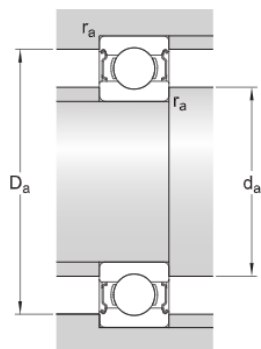
### Kuličková ložiska

#### Technické údaje



#### ROZMĚRY

d	15 mm	Průměr díry
D	24 mm	Vnější průměr
B	5 mm	Šířka
$d_1$	≈ 17.8 mm	Průměr nákrážku
$D_2$	≈ 22.15 mm	Průměr zápichu
$r_{1,2}$	min. 0.3 mm	Rozměr sražení hran



#### PŘIPOJOVACÍ ROZMĚRY

$d_i$ min. 17 mm	Průměr opěrné plochy hřídele
$d_i$ max. 17.8 mm	Průměr opěrné plochy hřídele
D max. 22 mm	Průměr opěrné plochy tělesa
$r_{\epsilon}$ max. 0.3 mm	Poloměr hřídele nebo zaoblení tělesa

## DATA VÝPOČTU

Základní dynamická únosnost	C	1.9 kN
Základní statická únosnost	C <sub>0</sub>	1.1 kN
Mezní únavové zatížení	P <sub>u</sub>	0.048 kN
Referenční otáčky		60 000 r/min
Mezní otáčky		30 000 r/min
Součinitel minimálního zatížení	k <sub>r</sub>	0.015
Výpočtový součinitel	f <sub>0</sub>	13.8

## HMOTNOST

Hmotnost ložiska	0.007 kg
------------------	----------

## TŘÍDA PŘESNOSTI

Rozměrové tolerance	Normal
Radiální házení	Normal

# Smluvní podmínky

Přístupem na tuto webovou stránku / do této aplikace vlastněných a publikovaných společností AB SKF (publ.) (556007-3495 · Gothenburg) („SKF“) a jejich použitím souhlasíte s následujícími smluvními podmínkami:

## Vyloučení záruky a omezení odpovědnosti

Přestože bylo vynaloženo nejvyšší úsilí na zajištění správnosti informací uvedených na těchto webových stránkách / v aplikaci, společnost SKF tyto informace poskytuje „VE STAVU, V JAKÉM JSOU“ a ZŘÍKÁ SE VEŠKERÝCH ZÁRUK, AŽ PŘÍMÝCH, NEBO NEPŘÍMÝCH, MIMO JINÉ VČETNĚ NEPŘÍMÝCH ZÁRUK PRODEJNOSTI A VHODNOSTI K URČITÉMU ÚČELU. Tímto berete na vědomí, že tyto webové stránky / aplikaci používáte na vlastní nebezpečí, že přejímáte plnou odpovědnost za veškeré náklady spojené s používáním těchto webových stránek / aplikace a že společnost SKF neponese odpovědnost za jakékoli přímé, náhodné, následné či nepřímé škody jakéhokoli druhu, které vznikly v důsledku přístupu a používání k informacím nebo softwaru, jež jsou zpřístupněny na těchto webových stránkách / v této aplikaci. Veškeré záruky a prohlášení uvedené na těchto webových stránkách / v aplikaci, které se týkají vámi zakoupených nebo používaných výrobků nebo služeb společnosti SKF, se řídí podmínkami sjednanými ve smlouvě na takový výrobek nebo službu. Na webové stránky / aplikaci, které nepatří společnosti SKF, avšak na něž jsou uvedeny odkazy, popř. hypertextové odkazy, se nevztahují záruky společnosti SKF správnosti nebo spolehlivosti informací, které jsou na takových webových stránkách / v aplikaci uvedeny, a společnost SKF nenese odpovědnost za materiál vytvořený nebo publikovaný na takových webových stránkách třetími osobami. Společnost SKF dále neposkytuje záruky, že takové webové stránky / aplikace, na něž je uveden odkaz, neobsahují viry nebo jiné škodlivé prvky.

## Autorská práva

Autorské právo k těmto webovým stránkám / aplikaci, informacím a softwaru, které jsou na těchto webových stránkách / v aplikaci poskytovány, náleží společnosti SKF nebo osobám, které jí poskytly souhlas s jejich používáním. Veškerá práva jsou vyhrazena. Na všech licencovaných materiálech bude uveden poskytovatel licence, který SKF udělil právo příslušný materiál použít. Informace a software zpřístupněny na těchto webových stránkách / v aplikaci nesmějí být reprodukovány, duplikovány, kopírovány, převáděny, distribuovány, ukládány, měněny, stahovány nebo jinak zneužívány k jakýmkoli komerčním účelům bez předchozího písemného souhlasu společnosti SKF. Bez předchozího písemného souhlasu SKF však mohou být reprodukovány, ukládány a stahovány jednotlivci k soukromému, nekomerčnímu využití. Tyto informace nebo software za žádných okolností nesmějí být poskytnuty třetím stranám.

Tyto webové stránky / aplikace obsahují určité snímky použité na základě licence společnosti Shutterstock, Inc.

## Ochranné známky a patenty

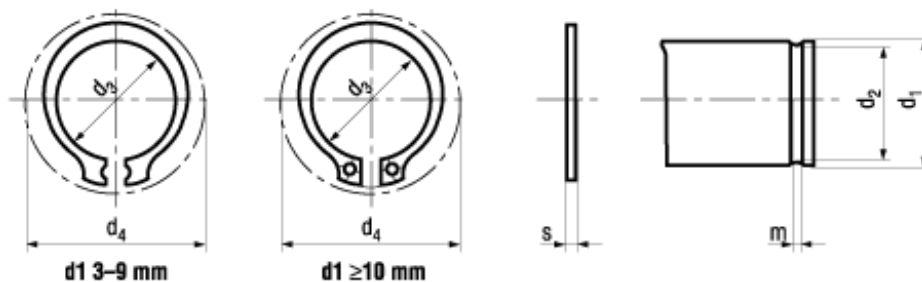
Veškeré ochranné známky, obchodní značky a firemní loga uvedená na webových stránkách / v aplikaci jsou majetkem společnosti SKF anebo osob, které společnost SKF udělily licenci, a nesmějí být žádným způsobem používány bez předchozího písemného souhlasu společnosti SKF. U všech licencovaných ochranných známek zveřejněných na těchto webových stránkách / v aplikaci je uveden odkaz na poskytovatele licence, který společnosti SKF udělil právo ochrannou známku použít. Přístupem na tyto webové stránky / do aplikace není uživatelům uděleno právo související s jakýmkoli patentem, který společnost SKF vlastní nebo k němuž společnost SKF získala licenci.

# PŘÍLOHA č.10

Pojistný kroužek DIN 471



DIN 471



## BN 682

## Pojistné kroužky pro hřídele

standartní provedení

Nerezová ocel 1.4110 / 1.4116 / 1.4122

- ~UNI 7435
- ~CSN 022930
- 1.4110 / 1.4116 / 1.4122: dle volby výrobce



Pojistné kroužky z martenzitických chromových ocelí (např. 1.4110 / 1.4116 / 1.4122): dle volby výrobce

23; 27; 33; 37; 39; 44: není v DIN 471 obsaženo

Article#	d <sub>1</sub>	d <sub>3</sub>	±	d <sub>4</sub>	s	d <sub>2</sub>	m
1570463	3	2,7	+0,04/-0,15	7	0,4	2,8	0,5
1254820	4	3,7	+0,04/-0,15	8,6	0,4	3,8	0,5
1254839	5	4,7	+0,04/-0,15	10,3	0,6	4,8	0,7
1254847	6	5,6	+0,04/-0,15	11,7	0,7	5,7	0,8
1254855	7	6,5	+0,06/-0,18	13,5	0,8	6,7	0,9
1254863	8	7,4	+0,06/-0,18	14,7	0,8	7,6	0,9
1570471	9	8,4	+0,06/-0,18	16	1	8,6	1,1
1254871	10	9,3	+0,1/-0,36	17	1	9,6	1,1
1254898	11	10,2	+0,1/-0,36	18	1	10,5	1,1
1254901	12	11	+0,1/-0,36	19	1	11,5	1,1
1570498	13	11,9	+0,1/-0,36	20,2	1	12,4	1,1
1254928	14	12,9	+0,1/-0,36	21,4	1	13,4	1,1
1254936	15	13,8	+0,1/-0,36	22,6	1	14,3	1,1
1254944	16	14,7	+0,1/-0,36	23,8	1	15,2	1,1
1122096	17	15,7	+0,1/-0,36	25	1	16,2	1,1
1254952	18	16,5	+0,1/-0,36	26,2	1,2	17	1,3
1570501	19	17,5	+0,1/-0,36	27,2	1,2	18	1,3
1254960	20	18,5	+0,13/-0,42	28,4	1,2	19	1,3
1570528	21	19,5	+0,13/-0,42	29,6	1,2	20	1,3
1254979	22	20,5	+0,13/-0,42	30,8	1,2	21	1,3
1570536	23	21,5	+0,21/-0,42	32,6	1,2	22	1,3
1570552	24	22,2	+0,21/-0,42	33,2	1,2	22,9	1,3



23; 27; 33; 37; 39; 44: není v DIN 471 obsaženo

Article#	d <sub>1</sub>	d <sub>3</sub>	±	d <sub>4</sub>	s	d <sub>2</sub>	m
1254987	25	23,2	+0,21/-0,42	34,2	1,2	23,9	1,3
1122126	26	24,2	+0,21/-0,42	35,5	1,2	24,9	1,3
1570722	27	24,9	+0,21/-0,42	37,2	1,2	25,6	1,3
1254995	28	25,9	+0,21/-0,42	37,9	1,5	26,6	1,6
1570846	29	26,9	+0,21/-0,42	39,1	1,5	27,6	1,6
1255002	30	27,9	+0,21/-0,42	40,5	1,5	28,6	1,6
1570951	32	29,6	+0,21/-0,42	43	1,5	30,3	1,6
1571125	33	30,5	+0,25/-0,5	44,4	1,5	31,3	1,6
1571419	34	31,5	+0,25/-0,5	45,4	1,5	32,3	1,6
1255010	35	32,2	+0,25/-0,5	46,8	1,5	33	1,6
1571672	36	33,2	+0,25/-0,5	47,8	1,75	34	1,85
1571826	37	34,2	+0,25/-0,5	49,4	1,75	35	1,85
1255029	38	35,2	+0,25/-0,5	50,2	1,75	36	1,85
1571923	39	36	+0,39/-0,9	51,4	1,75	37	1,85
1255037	40	36,5	+0,39/-0,9	52,6	1,75	37,5	1,85
1129414	42	38,5	+0,39/-0,9	55,7	1,75	39,5	1,85
1571958	44	40,5	+0,39/-0,9	58	1,75	41,5	1,85
1255045	45	41,5	+0,39/-0,9	59,1	1,75	42,5	1,85
1571966	48	44,5	+0,39/-0,9	62,5	1,75	45,5	1,85
1255053	50	45,8	+0,39/-0,9	64,5	2	47	2,15
1572016	55	50,8	+0,46/-1,1	70,2	2	52	2,15
1255061	60	55,8	+0,46/-1,1	75,6	2	57	2,15
3143039	65	60,8	+0,46/-1,1	81,4	2,5	62	2,65
1572075	70	65,5	+0,46/-1,1	87	2,5	67	2,65
1572342	75	70,5	+0,46/-1,1	92,8	2,5	72	2,65
1572369	80	74,5	+0,46/-1,1	98,1	2,5	76,5	2,65
3143107	85	79,5	+0,46/-1,1	100,3	3	81,5	3,15
3143108	90	84,5	+0,54/-1,3	108,5	3	86,5	3,15
1572385	100	94,5	+0,54/-1,3	120,2	3	96,5	3,15

# PŘÍLOHA č.11

Šrouby 12.9 M6x50 ISO 4762

## Šroub s vnitřním šestihranem DIN 912 Ocel Bez PU 12.9 M6X50



Objednací číslo	07000.060.050
Značka	-
UBB	950351907437
UNSPSC	31161605
EAN	8715492044334
BAL. od 200	Pouze celé balení

### Technické parametry

Průměr (d-D)	M6
Délka (L) (mm)	50
Třída	12.9
Typ drážky	S vnitřním šestihranem
Tvar hlavy	Se zaoblenou válcovou hlavou
Materiál (dlouhý název)	Ocel
Směr závitů	Pravý
Povrchová úprava	Bez PU
Závit	Metrický závit
Info	Warning: electroplating of these products may cause hydrogen embrittlement.

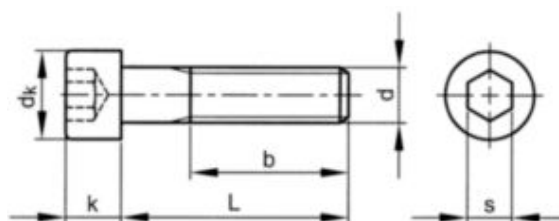
### Standards

ASME	B18.3.1M
BS	4168-1
NF	E25-125
ISO	4762
DIN	912

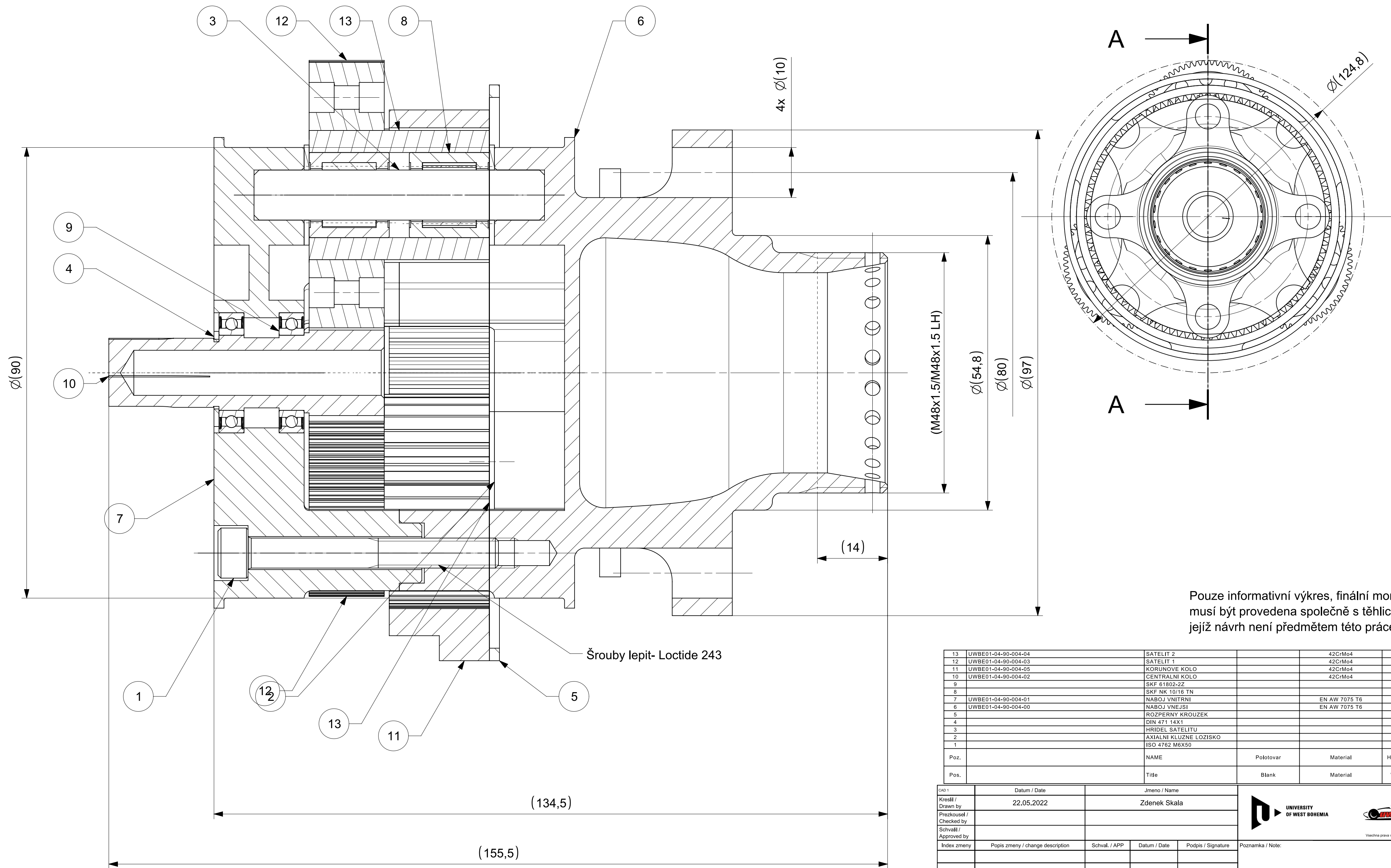
### Technická specifikace

b	24
$d_k$ (max.)	10
Plný závit $L \leq$	30
k (max.)	6
P	1
s	5

### Technický náčrt



SECTION A-A



Pouze informativní výkres, finální montáž musí být provedena společně s těhlicí kola, jejíž návrh není předmětem této práce

Šrouby lepit- Loctide 243

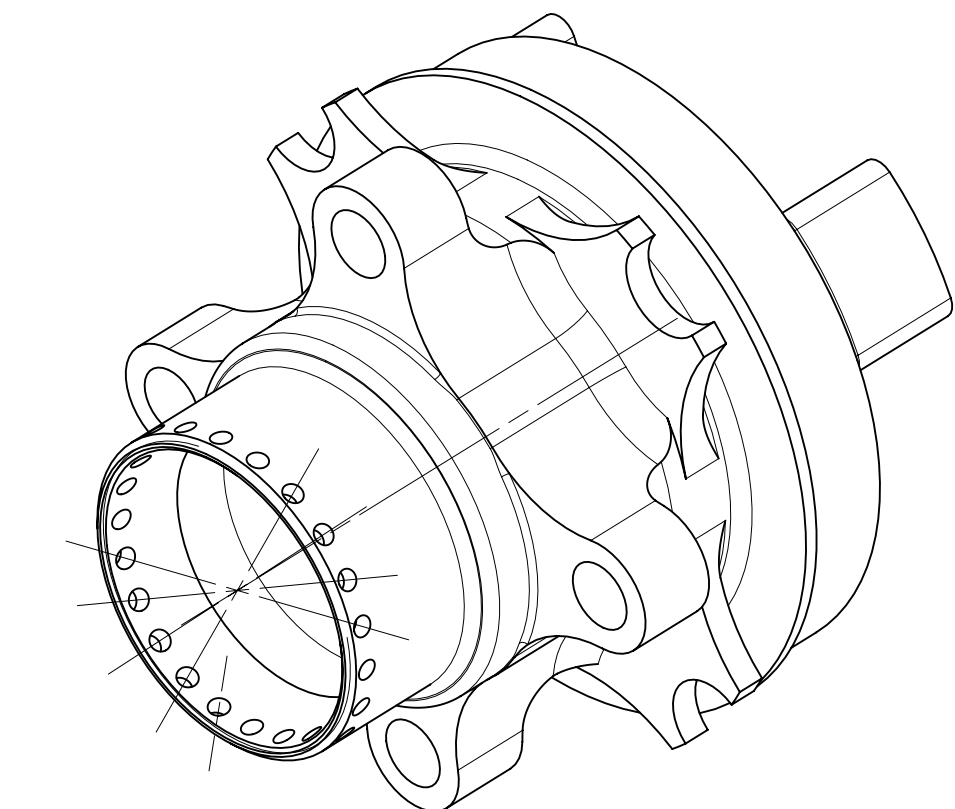
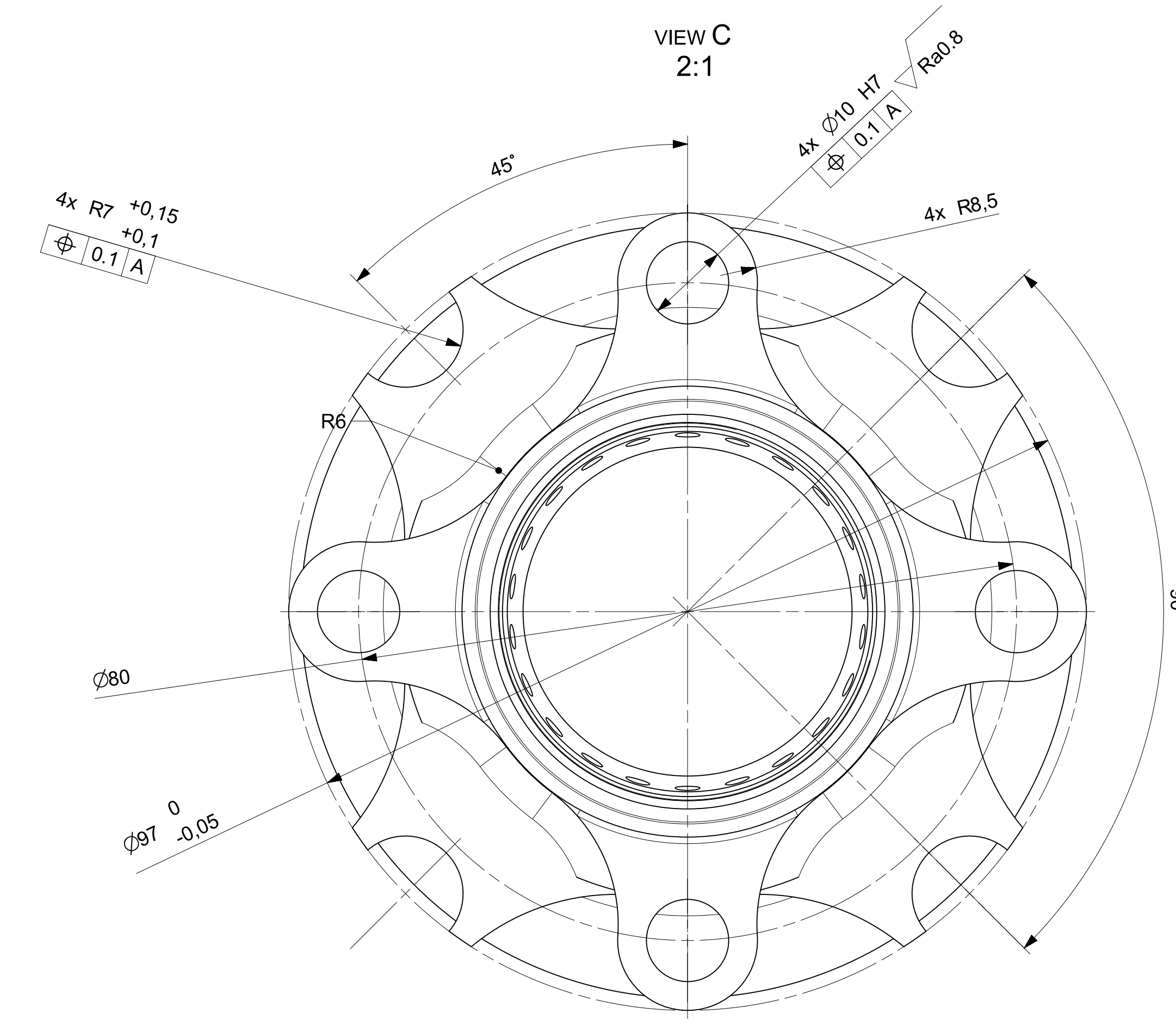
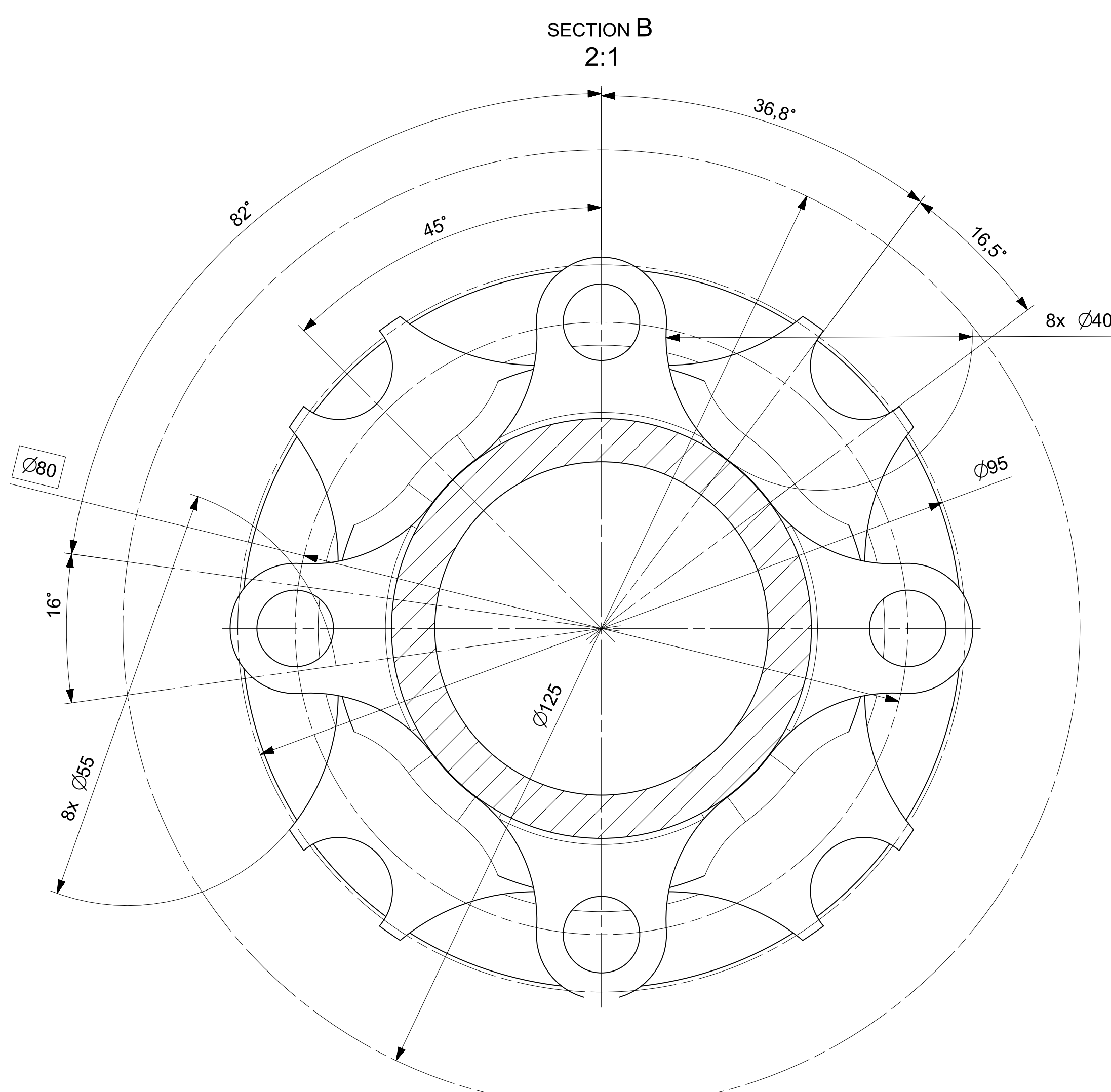
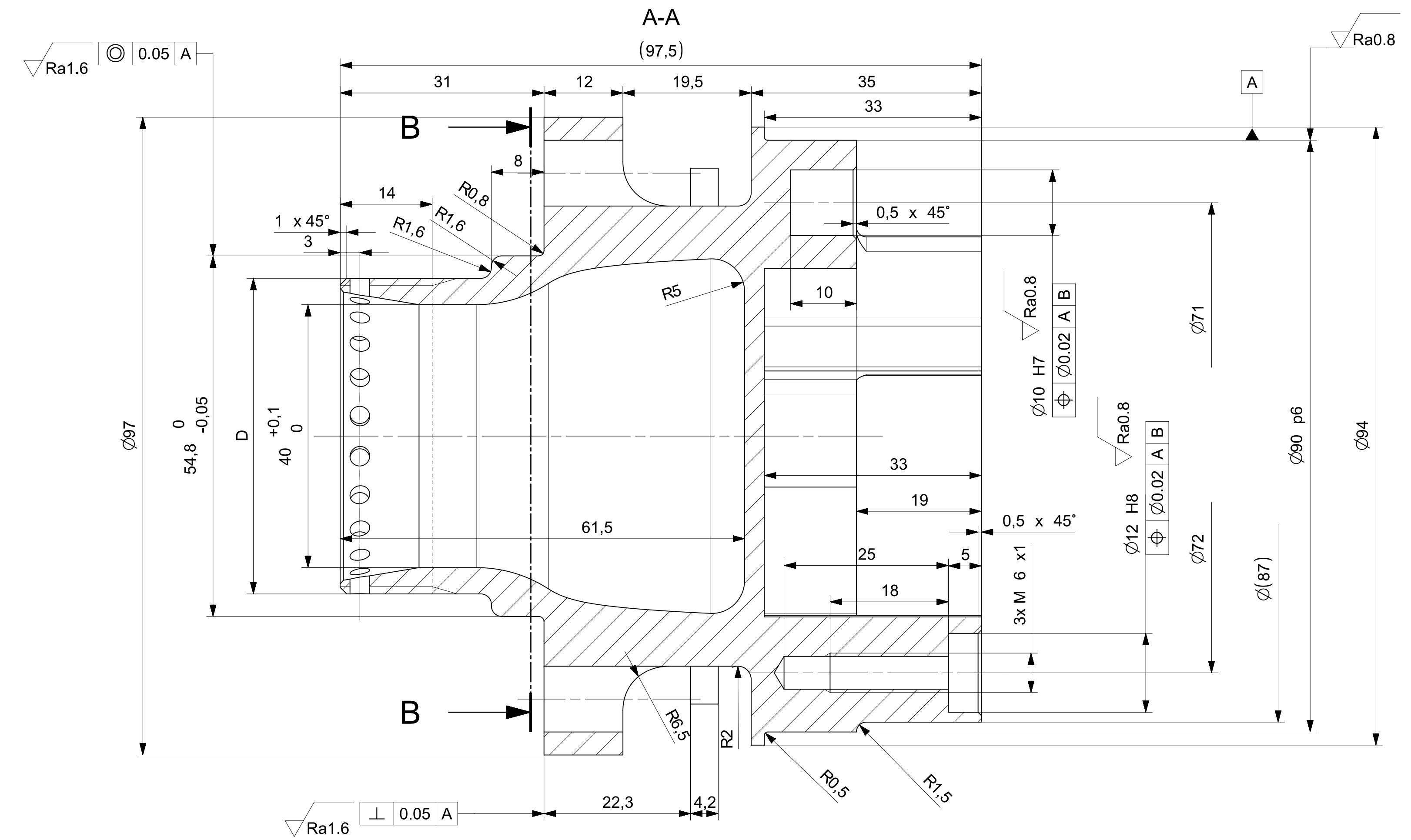
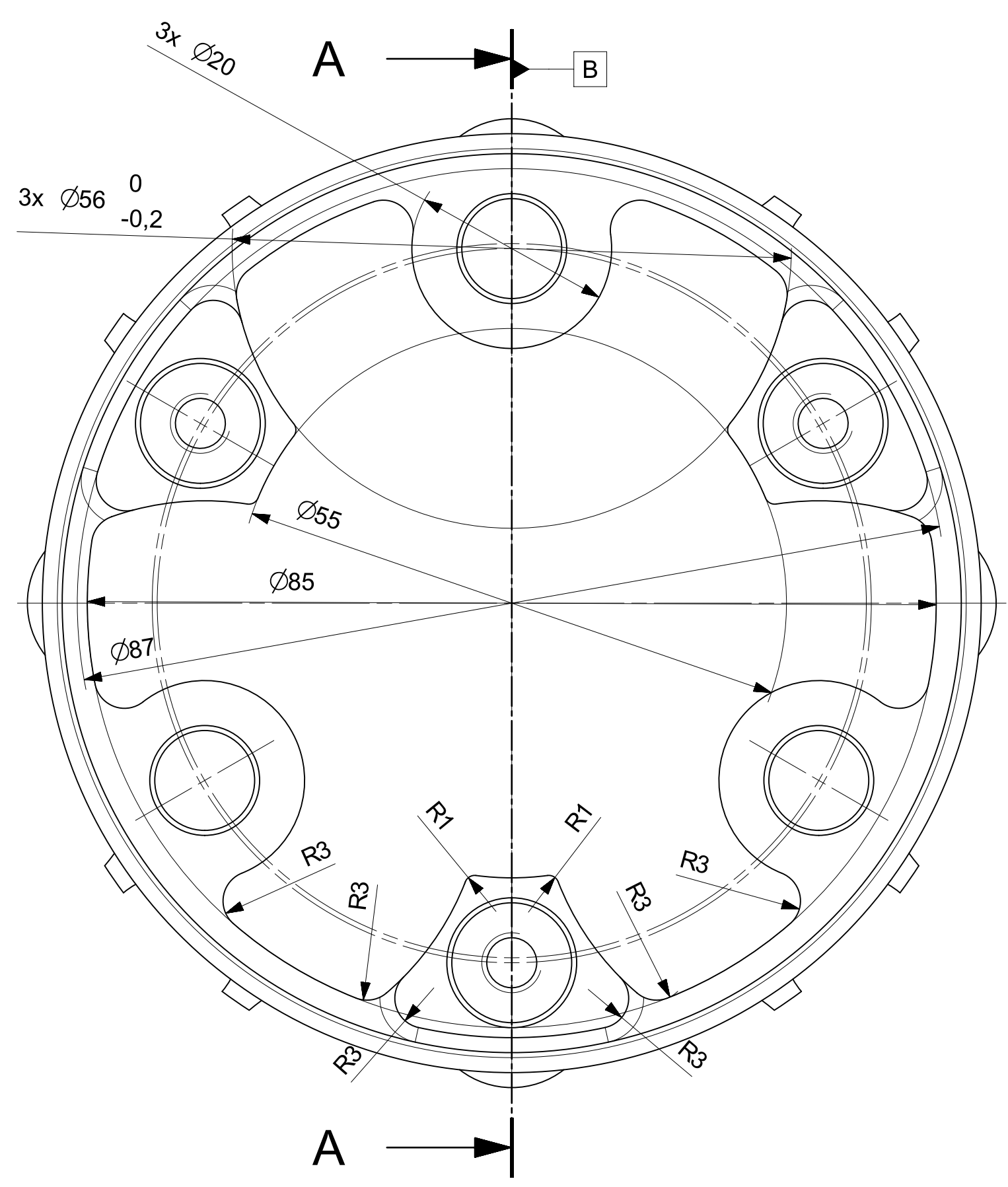
13	UWBE01-04-90-004-04	SATELIT 2	42CrMo4	70,1	3	
12	UWBE01-04-90-004-03	SATELIT 1	42CrMo4	128,4	3	
11	UWBE01-04-90-004-05	KORUNOVE KOLO	42CrMo4	252,4	1	
10	UWBE01-04-90-004-02	CENTRALNI KOLO	42CrMo4	53,4	1	
9		SKF 61802-2Z		7,0	2	
8		SKF NK 10/16 TN		15,4	6	
7	UWBE01-04-90-004-01	NABOJ VNITRNI	EN AW 7075 T6	199,4	1	
6	UWBE01-04-90-004-00	NABOJ VNEJSI	EN AW 7075 T6	341,4	1	
5		ROZPERNY KROUZEK		13,8	1	
4		DIN 471 14X1		0,7	1	
3		HRIDEL SATELITU		35,4	3	
2		AXIALNI KLUZNE LOZISKO		1,8	6	
1		ISO 4762 M6X50		14,2	3	
Poz.		NAME	Polotovar	Material	Hmotnost	Pocet ks.
Pos.		Title	Blank	Material	Weight	Quant.

CAD1	Datum / Date	Jmeno / Name			
Kreslil / Drawn by	22.05.2022	Zdenek Skala			
Prezkoušel / Checked by					
Schválil / Approved by					
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:

Tolerance / Tolerovani ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file	Varianta_A_DWG	Projekt / Project:	UWBE01	Meritko / Scale <b>1:2</b>
	Soubor-vykres / DRW-file	Varianta_A_DWG	C.sestavy / Assembly No.	1.7 kg	
Nazev / Title <h3>Planetová redukce</h3>			Rev.	1	Císto vykresu / Drawing No. <b>UWBE01-04-90-004-00</b> List / sheet no. 1    Pocet listu / sheets 1

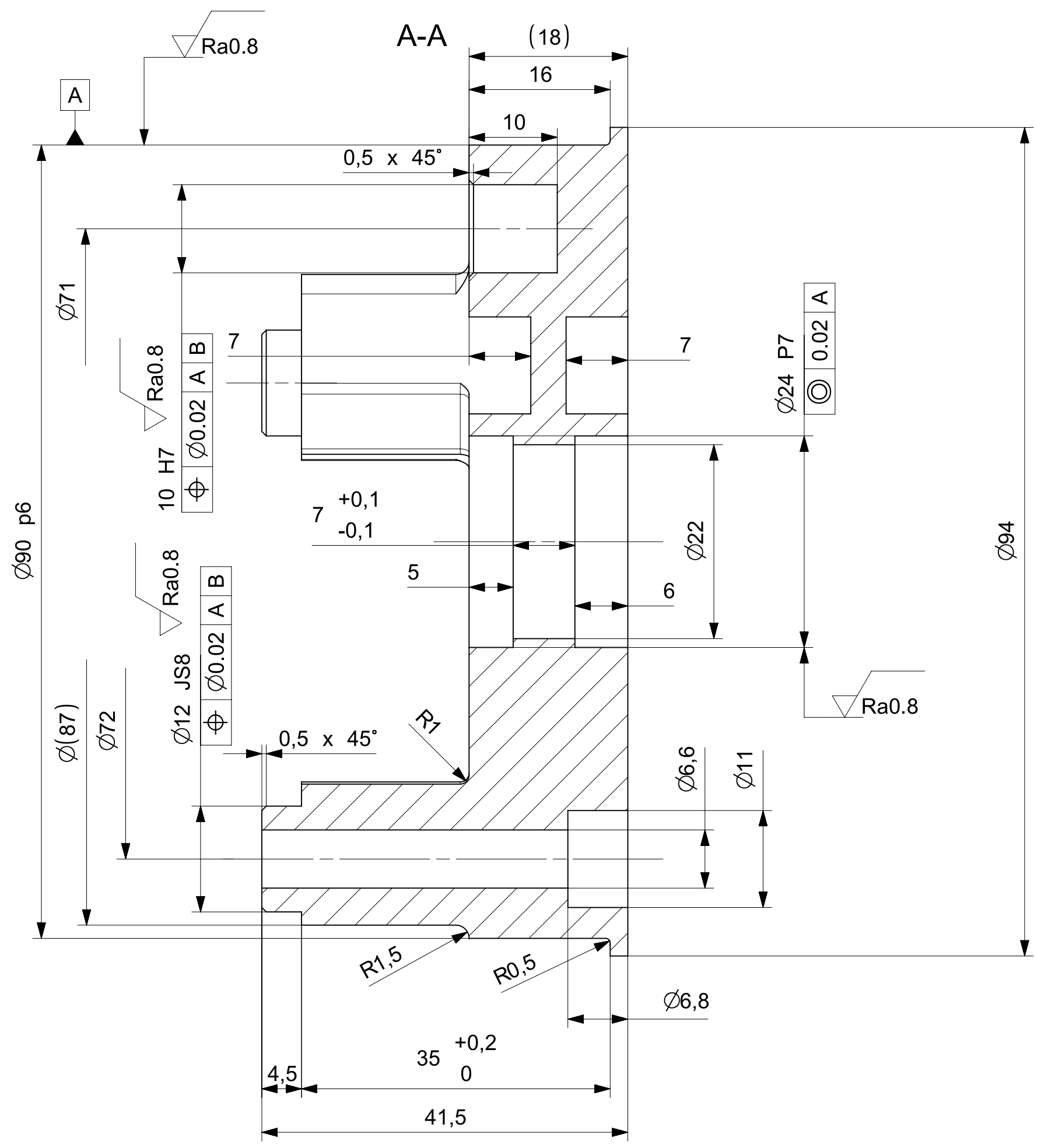
Při montáži plochy pozic 2; 3; 4; 6; 9; 12 potřít olejem



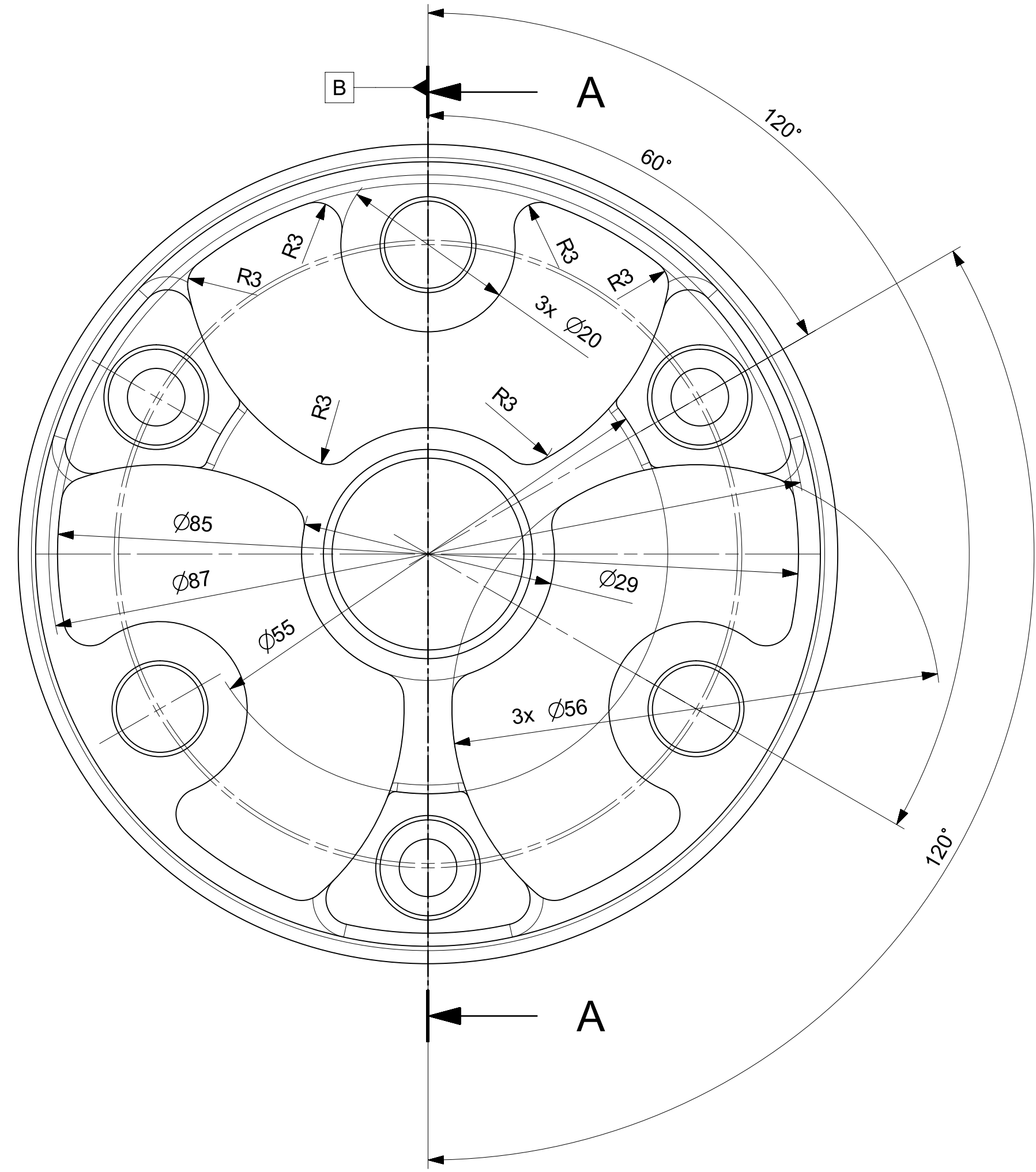
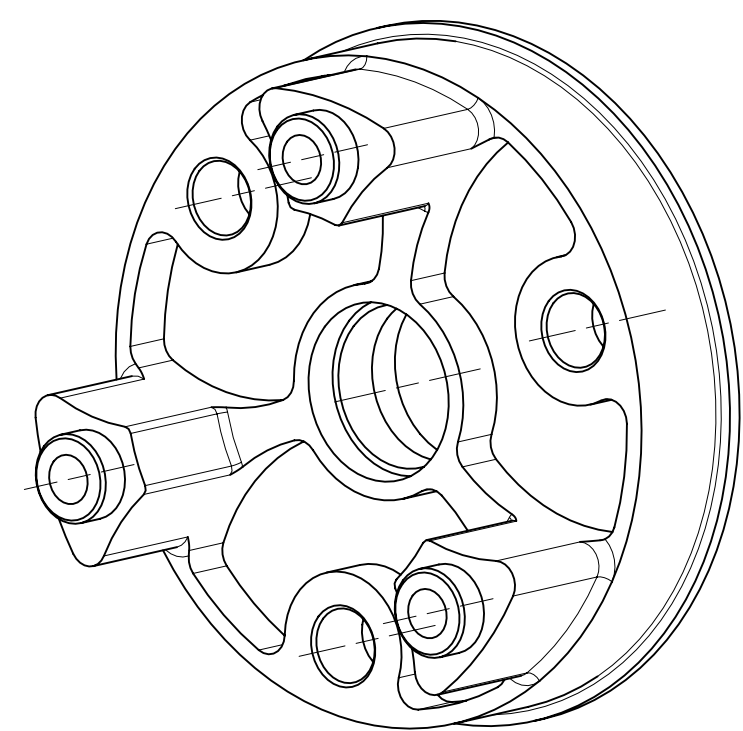
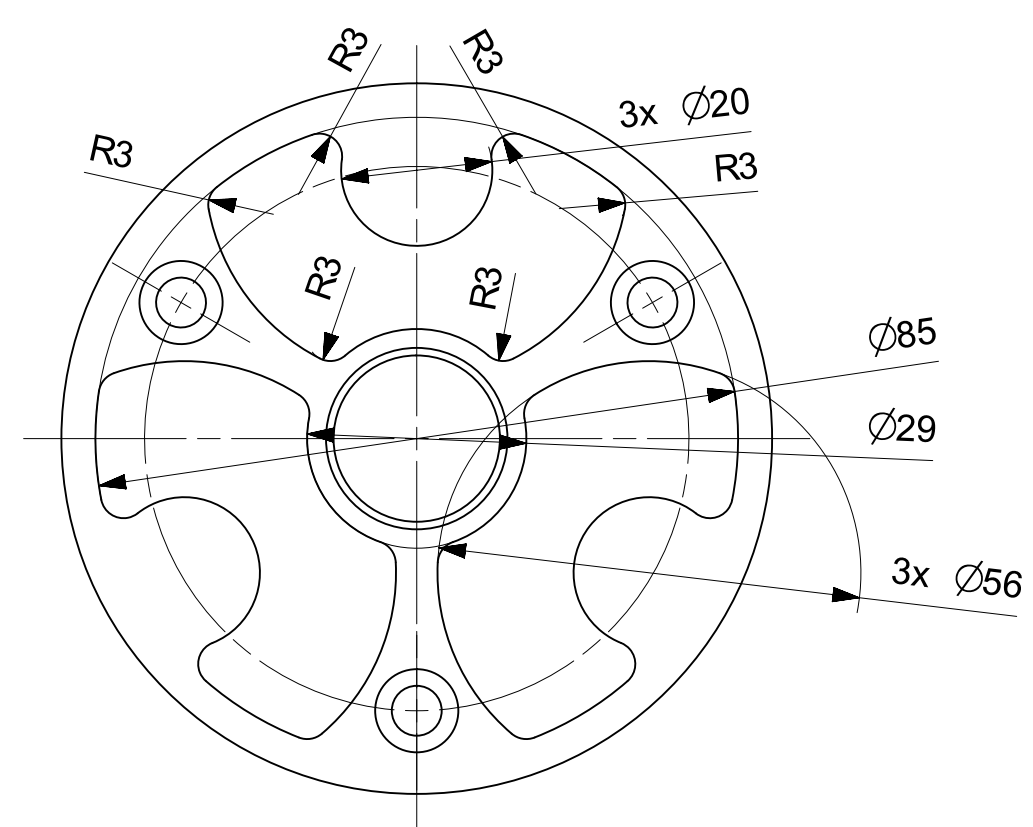


Za závitem M48 povolen vzběh dle ČSN ISO 4755  
Někótované rozměry dle CAD dat

Ra3.2		Ra1.6		Ra0.8		D	
UWBE01-04-90-004-00-R		M48x1,25		UWBE01-04-90-004-00-L		M48x1,25LH	
001	Datum / Date	Jmeno / Name		EN AW 7075 T6		342g	
Kreslí / Drawn by	20.05.2022	Zdeněk Skala		KR 100-110		Polkovar	
Schválí / Approved by				Material		T.O.	
Index změny	Popis změny / change description	Schválí / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note		
Tolerance / Tolerování		Soubor-název / ASMD48		Projekt / Project		Měřítko / Scale	
ISO 128		ISO 8015 ISO 2768mK		Náboj_Vnější_DWG		UWBE01	
Název / Title		Náboj-vnější		C. sestavy / Assembly No.		UWBE01-04-90-004-00	
				Rev.		Císlo výkresu / Drawing No.	
						1	
						1	



VIEW B  
1:1



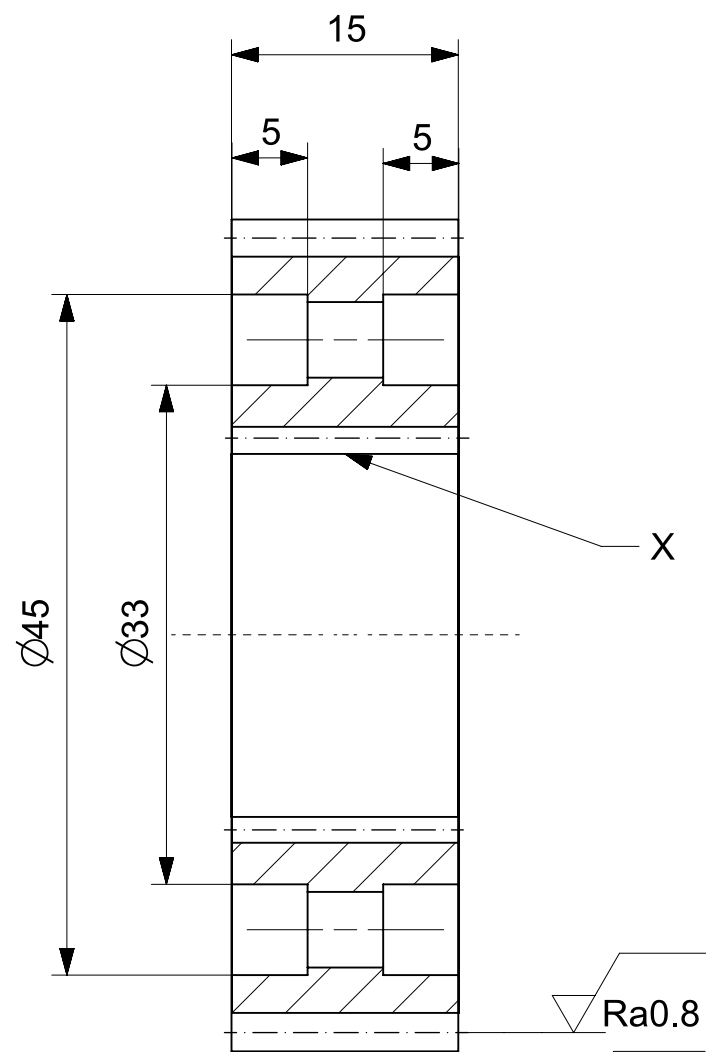
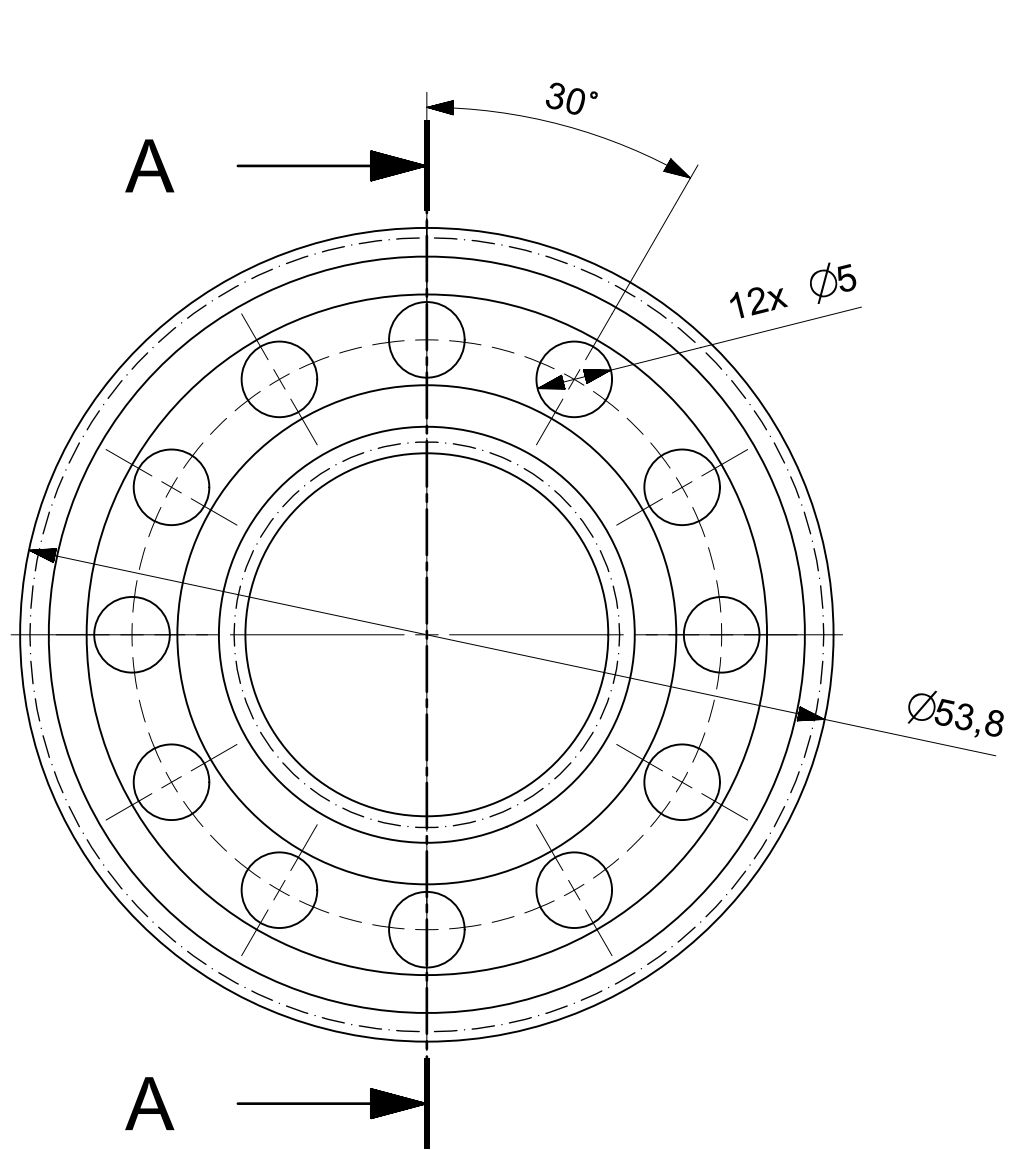
Ra3.2 ( Ra0.8 )

Nekótované rozměry dle CAD dat

		KR 100-50	EN AW 7075 T6	199g				
Pocet ks.	Nazev - rozmer	Pokotovar	Material	T.O.	C.hmot.	Hr.hmot.	Cislo vykresu sestavy	Poz.
Quant.	Title - size	Blank	Material	C.W.	Weight	R. weight	Assembly drawing no.	Pos.
CAD 1		Datum / Date		Jmeno / Name				
Kreslil / Drawn by				Zdenek Skala				
Prezkouset / Checked by								
Schvalil / Approved by								
Index zmeny		Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:		
Tolerance / Tolerovani		Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project		UWBE01		Meritko / Scale
ISO 128		Soubor-vykres / DRW-file		C.sestavy / Assembly No.				2:1
		Naboj_Vnitri_DWG		Naboj_Vnitri_DWG				
Nazev / Title		Náboj-vnitřní		Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.		Format	
				1	UWBE01-04-90-004-01		A2	
				List / sheet no.	Pocet listu / sheets			
				1	1			







SECTION A-A

X: Vnitřní drážkování řezat pomocí EDM dle DXF, při výrobě lícovat s UWBE01-04-90-004-04

Modul	m	0.75	
Počet zubů	z	70	
Normální základní profil			
Úhel sklonu boční křivky zubu	$\beta$	0°	
Smysl stoupání boční křivky zubu		-	
Jednotkové posunutí	x	-0.125	
Stupeň přesnosti podle		A6	
Kontrolované mezní úchytky	dvoubokého odvalu za otáčku	Fi	
	dvoubokého odvalu za rozteč	fi	
	sklonu zubu	Fb	
	vzdálenosti os	fa	
Kontrolovaný rozměr	mezní úchytky jm. vzdál.	horní	Ea s
		dolní	Ea i
Spoluzabí-rající kolo	přes válečky		
	číslo výkresu		4
	počet zubů	z	24
	vzdálenost os	a	35.5
Modul	mt	-	
Počet zubů hřebenu, segmentu	z		
Průměr základní kružnice	db	53.799	
Průměr roztečné kružnice	d	52.5	
Průměr patní kružnice	df	50.438	
Úhel sklonu boční křivky zubu na základním válci	$\beta t$	-	
Úhel os	$\Sigma$	-	

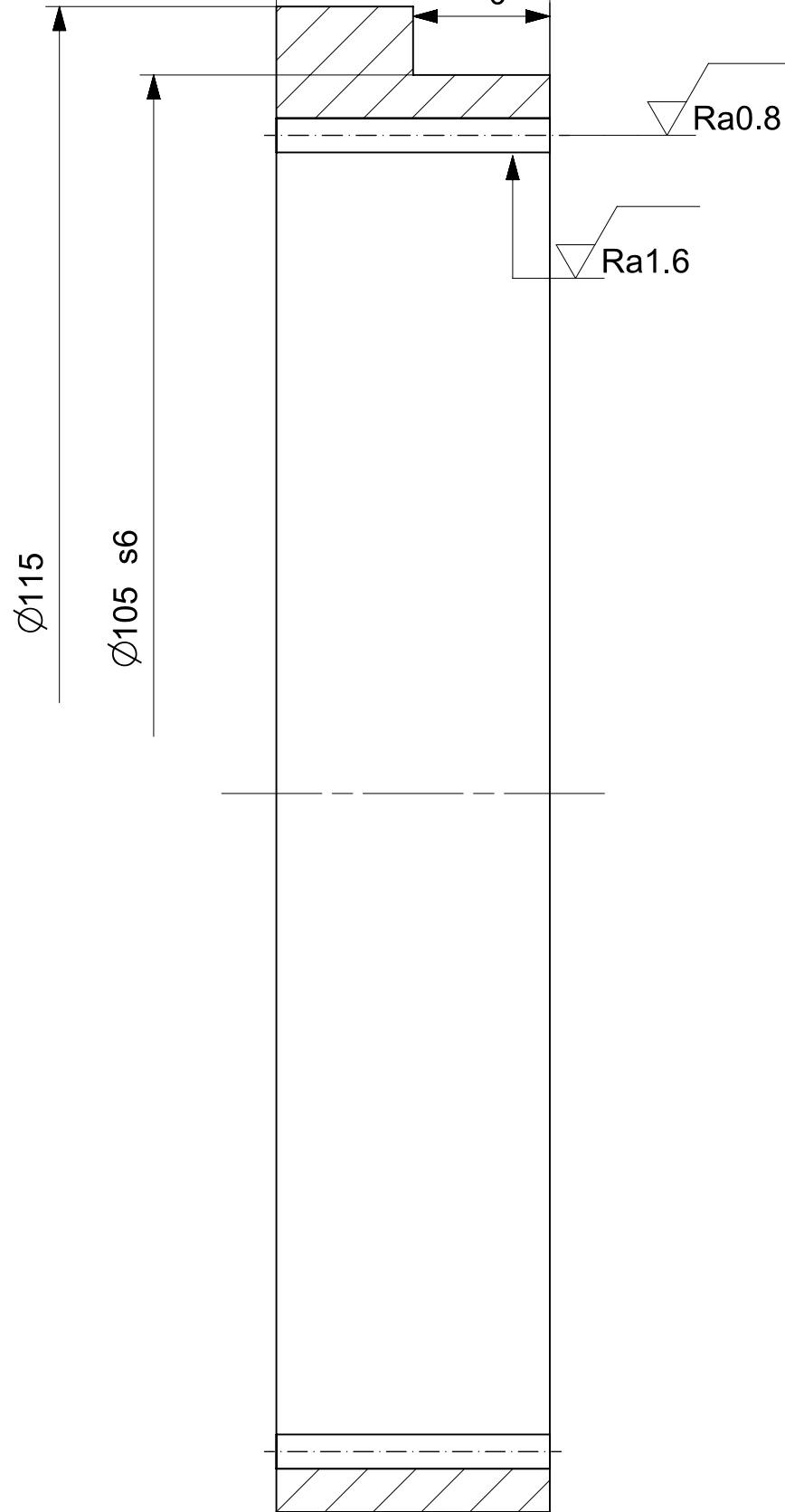
		KR 55-20	42CrMo4		128g			
Pocet ks.	Nazev - rozmer	Polotovary	Material	T.O.	C.hmot.	Hr.hmot.	Cislo vykresu sestavy	Poz.
Quant.	Title - size	Blank	Material	C.W.	Weight	R. weight	Assembly drawing no.	Pos.
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name						
Kreslil / Drawn by		Zdeněk Skala						
Prezkoušel / Checked by								
Schválil / Approved by								
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:			
 Tolerance / Tolerovani ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file			Projekt / Project:		Meritko / Scale		
	Satelit_1_DWG			UWBE01		2:1		
	Soubor-vykres / DRW-file			C.sestavy / Assembly No.				
Satelit_1_DWG								
Nazev / Title				Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.			Format
Satelit 1					UWBE01-04-90-004-03			A3
				List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets	1	



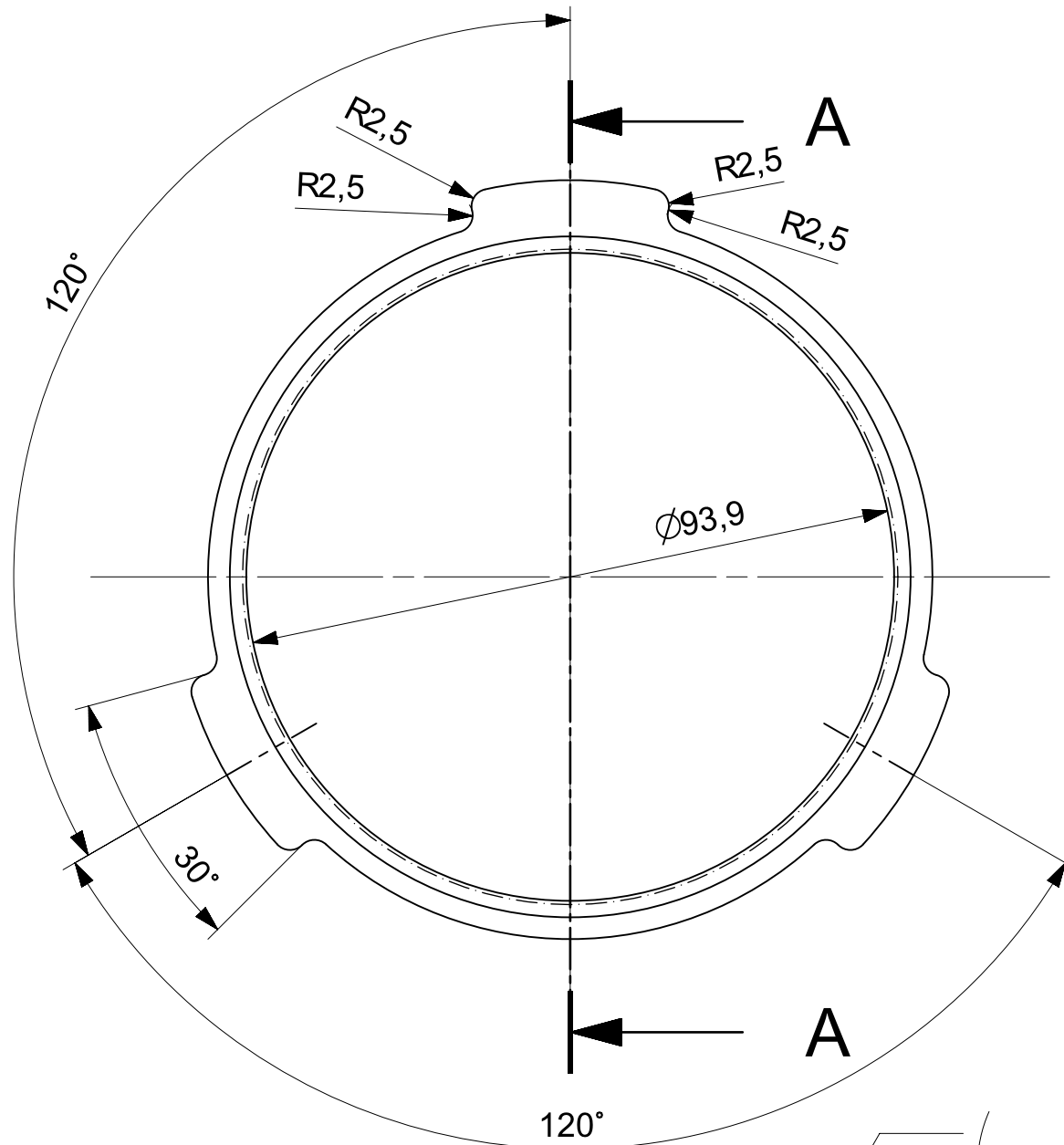
Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved








SECTION A-A



▽Ra1.6 (▽Ra0.8)

Modul		m	1
Počet zubů		z	-95
Normální základní profil			
Úhel sklonu boční křivky zubu		$\beta$	0°
Smysl stoupání boční křivky zubu			-
Jednotkové posunutí		x	-0.467
Stupeň přesnosti podle			A6
Kontrolované mezní úchytky	dvoubokého odvalu za otáčku	Fi	
	dvoubokého odvalu za rozteč	fi	
	sklonu zubu	Fb	
	vzdálenosti os	fa	
Kontrolované rozměr	mezní úchytky jm. vzdál	horní	Ea s
		dolní	Ea i
Spoluzabí-rající kolo	přes válečky		
	číslo výkresu		2
	počet zubů	z	24
	vzdálenost os	a	35.5
Modul		mt	-
Počet zubů hřebenu, segmentu		z	
Průměr základní kružnice		db	
Průměr roztečné kružnice		d	95
Průměr patní kružnice		df	98.682
Úhel sklonu boční křivky zubu na základním válci		$\beta t$	-
Úhel os		$\Sigma$	-

		KR 120-20	42CrMo4	252g				
Pocet ks.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material	T.O.	C.hmot.	Hr.hmot.	Cislo vykresu sestavy	Poz.
Quant.	Title - size	Blank	Material	C.W.	Weight	R. weight	Assembly drawing no.	Pos.
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name		 <small>Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved</small>				
Kreslil / Drawn by		Zdeněk Skala						
Prezkousel / Checked by								
Schválil / Approved by								
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:			
Tolerance / Tolerovani		Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project:			Meritko / Scale	
ISO 8015 ISO 2768mK		Korunove_Kolo_DWG		UWBE01			1:1	
Soubor-vykres / DRW-file		Korunove_Kolo_DWG		C.sestavy / Assembly No.				
Nazev / Title		Korunové kolo		Rev. Cislo vykresu / Drawing No.			Format	
				UWBE01-04-90-004-05			A3	
				List / sheet no. 1 Pocet listu / sheets 1				