



**FAKULTA STROJNÍ  
ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY  
V PLZNI**

Studijní program:                   Konstruování strojů a technických zařízení  
Číslo studijního programu:       N0715A270017  
Studijní specializace:             Konstruování vozidel a manipulačních zařízení

# DVOUSTUPŇOVÁ PŘEVODOVKA PRO JEDNOSTOPÉ VOZIDLO

Diplomová práce

Autor práce:                    Bc. Lukáš Němec  
Vedoucí práce:                 Doc. Ing. Josef Formánek, Ph.D.

---

Plzeň 2024

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2023/2024

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Lukáš NĚMEC**  
Osobní číslo: **S23N0017K**  
Studijní program: **N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení**  
Specializace: **Konstruování vozidel a manipulačních zařízení**  
Téma práce: **Dvoustupňová převodovka pro jednostopé vozidlo**  
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

## Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Cílem práce je konstrukční návrh modulárního řešení dvoustupňového převodového mechanismu pro elektricky poháněná jednostopá vozidla. Další částí řešení je provedení specifikace požadavků a návrh konstrukce dvoustupňové převodovky s ohledem na funkčnost a technickou jednoduchost. U výsledného technického řešení provést komplexní hodnocení.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova práce:

- Vypracování rešerše včetně systematického popisu funkce.
- Vypracování rozboru technických parametrů.
- Vypracování vybrané varianty řešení včetně výpočtového hodnocení.
- Zhodnocení vybraného konstrukčního návrhu.

Konzultant: Ing. Ladislav TRÍSKA (l.triska@strkan.cz, STRKAN s.r.o)

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

Seznam doporučené literatury:

- [1] HOSNEDL, S. A KRÁTKÝ, J., Příručka strojího inženýra. Brno, Computer Press, 1999
- [2] ŽDÁNSKÝ, B., JAN, Z., Automobily 2. – Převody. AVID, , 2014, ISBN: 978-80-8714-332-2
- [3] ŘAŠA, J., ŠVERCL, J.: Strojnické tabulky. Scientia, Praha, 2004
- [4] SHIGLLEY, J., E., MISCHKE, C., R., BUDYNAS, R., G. Konstruování strojních součástí. VUT v Brně, Brno, 2010
- [5] Podkladový materiál, výkresy, prospekty, katalogy apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Josef Formánek, Ph.D.**  
Katedra konstruování strojů

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

L.S.

---

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

---

**Ing. Zdeněk Chval, Ph.D.**  
vedoucí katedry

## Prohlášení o autorství

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

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

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

V Plzni dne:

-----  
podpis autora

## Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat panu doc. Ing. Josefovi Formánkovi, Ph.D. za rady, které mi poskytl při vypracovávání této práce.

## Abstrakt

Tato práce se zaměřuje na problematiku převodovek určených pro jednostopá elektrická vozidla. Diplomová práce obsahuje konstrukční návrh dvou rychlostní automatické převodovky pro vozidlo pohybující se v městském provozu. Návrh je složen z definování jízdních odporů, převodových poměrů a jejich odstupňování. Následně je přistoupeno k analytickému a numerickému řešení a výslednému návrhu.

## Klíčová slova

převodové ústrojí, jednostopé vozidlo, elektrický pohon, konstrukční návrh

## Abstract

This thesis focuses on the issue of transmissions intended for electric motorcycles. The thesis contains a structural design of a two-speed automatic transmission for a vehicle moving in urban traffic. The proposal consists of defining driving resistances, gear ratios and their grading. Subsequently, the analytical and numerical solution and the resulting design are approached.

## Key words

transmission, single-track vehicle, electric drive, structural design

## Obsah

1	Úvod.....	14
2	Elektrický motor a převodové ústrojí.....	15
3	Převodové ústrojí u současných motocyklů .....	17
3.1	Primární a sekundární převod.....	17
3.1.1	Primární převod s ozubeným kolem .....	18
3.1.2	Primární převod s řetězem .....	18
3.1.3	Primární převod s ozubeným řemenem .....	18
3.1.4	Sekundární převod.....	19
3.1.5	Sekundární převod řetězem.....	19
3.1.6	Sekundární pohon ozubeným řemenem.....	19
3.1.7	Sekundární pohon kardanovým hřídelem.....	19
3.2	Spojky .....	20
3.2.1	Odstředivé spojky .....	20
3.3	Samočinné převodovky elektrických vozidel.....	21
3.3.1	Reduktory .....	21
3.3.2	Variátor .....	21
3.3.3	Dvojspojkové převodovky .....	22
3.3.4	Planetová převodovka .....	23
3.3.5	Převodovka s odstředivou spojkou .....	23
4	Současný stav .....	24
4.1	Ecooter E2R .....	24
4.2	KYMCO F9 .....	25
4.3	Sur-Ron White Ghost .....	26
5	Specifikace požadavků .....	27
6	Hrubý konstrukční návrh.....	28
6.1	Jízdní odpory.....	28
6.1.1	Valivý odpor .....	29
6.1.2	Odpor stoupání.....	30
6.1.3	Odpor vzduchu.....	30
6.1.4	Odpor zrychlení.....	31



6.1.5	Celkový odpor .....	32
6.2	Volba motoru .....	32
6.3	Návrh rozvržení převodových poměrů.....	34
6.3.1	Minimální převodový poměr .....	35
6.3.2	Maximální převodový poměr .....	35
6.3.3	Celkový převodový poměr .....	35
6.3.4	Rozsah převodových stupňů .....	35
6.3.5	Odstupňování převodovky.....	36
6.3.6	Dynamická charakteristika motocyklu .....	36
6.3.7	Pilový diagram.....	37
6.4	Kinematické schéma převodovky.....	38
7	Konstrukční návrh .....	40
7.1	Volba komponent .....	42
7.1.1	Odstředivá spojka .....	42
7.1.2	Rozdělení převodového poměru.....	43
7.1.3	Primární a sekundární převod.....	45
7.1.4	Volnoběžná spojka.....	46
7.2	Výpočet KISSsoft .....	48
7.2.1	Zatěžovací spektrum .....	50
7.2.2	Hřídele .....	51
7.2.3	Ozubené převody.....	54
7.2.4	Otočná uložení hřídelí.....	56
7.2.5	Spojení perem.....	57
7.2.6	Tolerance pro nalisování.....	58
7.2.7	Ozubený řemen .....	59
7.3	Systém mazání a volba oleje .....	59
7.4	Návrh skříně.....	60
7.4.1	MKP výpočet skříně .....	61
7.4.2	Geometrie.....	61
7.4.3	Materiál .....	62
7.4.4	Síť.....	62
7.4.5	Okrajové podmínky .....	63

7.4.6	Vazby, kontakty.....	64
7.4.7	Nastavení úlohy .....	65
7.4.8	Výsledky.....	65
7.5	Výsledný návrh.....	67
8	Závěr .....	68

## Seznam obrázků

Obr. 1 Otáčková charakteristika spalovacího (vlevo) a elektro motoru (vpravo) [5] .....	16
Obr. 2 Účinnost elektromotoru s reduktorem (vlevo) a se dvěma stupňi (vpravo) [5] .....	16
Obr. 3 Srovnání reduktoru a dvourychlostní převodovky [5] .....	16
Obr. 4 Primární a sekundární převod [1].....	17
Obr. 5 Ozubený řemen [19] .....	18
Obr. 6 Sekundární pohon kardanovým hřídelem .....	19
Obr. 7 Princip odstředivé spojky [30] .....	20
Obr. 8 Reduktor EV [9] .....	21
Obr. 9 Variátor schéma [13].....	22
Obr. 10 DCT 6-ti rychlostní [13] .....	22
Obr. 11 Schéma konceptu automatické planetové převodovky [10].....	23
Obr. 12 Ecooter E2R [8] .....	24
Obr. 13 KYMCO F9 [6] .....	25
Obr. 14 Sur-Ron White Ghost [7] .....	26
Obr. 15 Valivý odpor kola [17] .....	29
Obr. 16 Odpor soupání vozidla [18] .....	30
Obr. 17 Dvou variantní řešení čelního štítu a jeho vliv na proudění vzduchu [1] .....	31
Obr. 18 Momentová charakteristika vybraného motoru .....	33
Obr. 19 Bezkartáčový motor HPM 10kW firmy GoldenMotor .....	33
Obr. 20 Trakční diagram .....	34
Obr. 21 Trakční diagram .....	37
Obr. 22 Pilový diagram.....	38
Obr. 23 Kinematické schéma navrhovaných převodovek .....	39
Obr. 24 Navrhované schéma převodovky .....	41
Obr. 25 Sestava spojky typu F [Příloha H] .....	42
Obr. 26 Otáčky prokluzu a sepnutí spojky [Příloha H] .....	43
Obr. 27 Určení sepnutí spojky.....	45
Obr. 28 Profil HTD 8M [19] .....	45
Obr. 29 Volnoběžná spojka (levá část), Řez spojkou (pravá část) [Příloha I] .....	47
Obr. 30 Kinematické schéma programu KISSsoft.....	48

Obr. 31 Model a strom modelu programu KISSsoft .....	49
Obr. 32 Koaxiální a výstupní hřídel.....	52
Obr. 33 Předlohová hřídel.....	52
Obr. 34 Průhyb a redukované napětí – koaxiální a výstupní (vlevo), předlohová (vpravo) .....	53
Obr. 35 Výběr viskozity oleje [20] .....	60
Obr. 36 Model skříně .....	60
Obr. 37 Výpočtový model .....	61
Obr. 38 MKP síť (vlevo), okrajové podmínky (vpravo).....	63
Obr. 39 Kontakty .....	64
Obr. 40 Pevná spojení (TIE).....	64
Obr. 41 Redukované napětí von Mises [MPa].....	65
Obr. 42 Posuv celkový [mm] .....	66
Obr. 43 posuv ve směru Z [mm].....	66
Obr. 44 3D model v prostředí NX.....	67

## Seznam tabulek

Tab. 1 Základní parametry Ecooter E2R .....	24
Tab. 2 Základní parametry KYMCO F9 .....	25
Tab. 3 Základní parametry Sur-Ron White Ghost .....	26
Tab. 4 Parametry vozidla pro výpočet jízdních odporů .....	28
Tab. 5 Základní parametry vybraného motoru .....	32
Tab. 6 Otáčkový a momentový rozsah motoru .....	34
Tab. 7 Srovnání navrhovaných variant .....	38
Tab. 8 Základní charakteristika odstředivé spojky .....	43
Tab. 9 Navržené převody a hranice otáček .....	44
Tab. 10 Srovnání vypočtených a navržených převodů .....	44
Tab. 11 Primární převod $i_{12}$ .....	46
Tab. 12 Volnoběžná spojka .....	47
Tab. 13 Zátěžovací spektrum .....	50
Tab. 14 Vyhodnocení koaxiální hřídele .....	51
Tab. 15 Vyhodnocení výstupní hřídele .....	51
Tab. 16 Vyhodnocení předlokové hřídele .....	51
Tab. 17 základní parametry ozubení pro převod $i_{34}$ a $i_{56}$ .....	55
Tab. 18 Vyhodnocení ozubených kol .....	55
Tab. 19 Základní parametry použitých ložisek .....	56
Tab. 20 Vyhodnocení použitých ložisek .....	57
Tab. 21 Vyhodnocení per .....	58
Tab. 22 Vyhodnocení nalisování .....	58
Tab. 23 Montážní podmínky nalisování .....	59
Tab. 24 Vyhodnocení řemenu a řemenice .....	59
Tab. 25 Materiálové parametry modelu .....	62
Tab. 26 Síť MKP - typ a počet elementů modelu .....	62
Tab. 27 Zatížení skříně .....	63

## Přehled použitých zkratk a symbolů

EU	Evropská unie
EV	Elektrické vozidlo
EN	Evropská norma
J	Moment setrvačnosti,
$R_{p02}$	Mez kluzu
$R_m$	Mez pevnosti
S	bezpečnost
SW	Software
$\rho$	hustota materiálu
$\mu$	Poissonova konstanta
$\eta$	Mechanická činnost

## 1 Úvod

Vzhledem k tomu, že ekologické a emisní předpisy byly celosvětově zpřísněny od dob Pařížské dohody o klimatu z roku 2015, tak se i zákony a legislativa ovlivňující automobilový průmysl zpřísnují, v nedávné době byl dokonce odsouhlasen zákaz prodeje spalovacích motorů v EU od roku 2035 a v současnosti je stále otázkou znění chystané normy Euro 7. V ostatních částech světa není tento trend tak drastický, avšak firmy po celém světě mohutně investují do vývoje alternativních pohonů, které mají v budoucnu nahradit pohon na fosilní paliva. Mezi alternativními palivy přitahuje největší pozornost elektřina a vodík. Automobilový průmysl tak posouvá své hranice a zaměřuje se na ekologická vozidla, jako jsou elektrická vozidla (EV) a vozidla na vodíkový pohon. Úspěch trhu s těmito vozidly se navíc urychlil, protože hlavní výrobci automobilů reorganizovali svou výrobu vozidel od „diesel gate“ v roce 2015, kdy vypukl skandál s emisními kontrolami.

Jak lze pozorovat z prodejích dat let minulých, tak prodej EV se rychle zvyšuje. Podle Mezinárodní energetické agentury se počet prodaných EV a hybridů v roce 2021 pohyboval kolem 6,6 milionu kusů, což je o 56 % více než v předchozím roce a v roce 2022 se počet přiblížil 10,5 miliónu kusů, to je přibližně 10 % všech nově prodaných vozidel celosvětově. Pro srovnání, v roce 2017 tento počet tvořil pouze 1 milion kusů [14,15]. Z vývoje posledních několika let a s ohledem na stávající legislativu lze tedy předpokládat, že v budoucnu dojde k ústupu vozidel na fosilní paliva a masovému rozšíření vozidel na alternativní pohon.

Díky širokému provoznímu rozsahu elektromotoru a minimalizaci nákladů, objemu a hmotnosti hnacího ústrojí je většina EV na trhu vybavena spíše pevným převodem než vícerychlostní převodovkou. Ve srovnání se spalovacími motory má elektromotor vysokou účinnost, velký točivý moment při nízkých otáčkách a dobrou regulaci otáček. Převody s pevným převodem, tak mohou v zásadě uspokojit potřeby EV. Studie [2,3,4] však ukázaly, že změna převodovky s pevným převodovým poměrem na dvourychlostní automatickou převodovku může snížit požadavky na výkon baterie a hnacího motoru a zlepšit ekonomický a dynamický výkon vozidla. Studie [4] dále uvádí, že výběr vhodné dvourychlostní převodovky nejen zlepšuje dynamický výkon EV s malými dodatečnými počátečními výrobními náklady, ale také dlouhodobě šetří peníze zákazníků.

Cílem této práce je tedy navrhnout dvourychlostní automatickou převodovku jednostopého EV o maximálním výkonu do 11 kW. Omezení výkonu a automatického řazení je zdůvodněno s ohledem na možnost řídit vozidlo s vlastnictvím řidičského průkazu sk. B. Práce je rozdělena na dvě části, část teoretickou popisující teorii převodovek a elektrického motoru a část praktickou kde je navržena vlastní převodovka.

## 2 Elektrický motor a převodové ústrojí

Obecně platí, že většina EV v současné době nepoužívá převodovky, vzhledem k velmi širokému rozsahu pracovních otáček elektromotoru. Ovšem otáčky a pracovní režim mají vliv na účinnost elektromotoru, která může kolísat v až desítkách procent [16]. Je proto otázkou, zda je výhodnější poněkud ztrátová, ale zároveň jednodušší konstrukce s jedním pevným převodem, nebo složitější řešení s vícerychlostní převodovkou. Studie [2,3] však prokázali výhody používání vícerychlostních převodovek v EV prostřednictvím simulací a experimentů. Integrací vícerychlostní převodovky do EV lze optimálně využít vysoce účinné provozní rozsahy motoru, což znamená, že motor a baterii lze zmenšit ve srovnání se základní konfigurací hnacího ústrojí sestávajícího z jednoho pevného převodu.

Na Obr. 1 (levá část) je zobrazena otáčková charakteristika spalovacího motoru. Maximální točivý moment je zde generován úměrně k rychlosti otáčení, kde od určitého rozmezí otáček generuje motor relativně konstantní maximální točivý moment. Obecně platí, že vozidlo potřebuje vysoký točivý moment, aby zrychlilo z klidu a dosáhlo určité rychlosti a nízký točivý moment pro udržení této rychlosti. Problémem je, že spalovací motory mají určité potíže se sladěním těchto dvou požadavků z hlediska výkonových charakteristik. Na Obr. 1 (pravá část) je zobrazena otáčková charakteristika elektromotoru. Tyto charakteristiky, oproti spalovacím motorům, obecně vypadají tak, že od nuly do přibližně třetiny celkového rozsahu otáček pracují v režimu konstantního maximálního momentu, ve zmiňované třetině dosáhnou maxima výkonu a pak již moment až do nejvyšších otáček postupně klesá při konstantním výkonu [16]. Praktickým důsledkem je, že v nízkých rychlostech má vozidlo nejvyšší tahovou sílu i zrychlení a poměrně rychle dosáhne maxima výkonu, které pak udržuje až do nejvyšších rychlostí.

Důvod pro použití převodovek v EV je na Obr. 2, kde je zobrazen graf energetické účinnosti EV s jedním reduktorem (vlevo) a dvourychlostní převodovkou (vpravo). Šedá stínovaná oblast je oblast, kde elektromotor pracuje s vysokou účinností. Při použití dvourychlostní převodovky je vidět širší rozsah vysoké účinnosti než při použití jednoduché redukce. Díky tomu může EV zlepšit přizpůsobivost a schopnost reagovat na různá jízdní prostředí [5]. Elektromobily používající jeden převodový stupeň nemají jinou možnost než zvětšit velikost motoru a zvýšit kapacitu akumulátoru, pokud mají dosáhnout maximálního požadovaného točivého momentu jako EV s dvourychlostní převodovkou, tím se však zvyšuje hmotnost vozidla a spotřeba energie.

Srovnání EV s jedním reduktorem a dvourychlostní převodovkou je ještě jednou zobrazeno na Obr. 3, kde zelené plochy otáčkové charakteristiky zobrazují výhodu dvourychlostního převodu oproti reduktoru, který nedosahuje takového maximálního točivého momentu ani maximální rychlosti, jako EV s dvourychlostní převodovkou. Nevýhodou řešení bez použití převodovky u EV je tedy větší spotřeba elektrické energie, a kompromis v podobě jednoho převodového stupně, který může způsobovat pomalejší rozjezdy a nižší max. rychlost, při uvažování motoru o stejném výkonu, umožňuje převodovka obecně hospodárnější využití motoru.



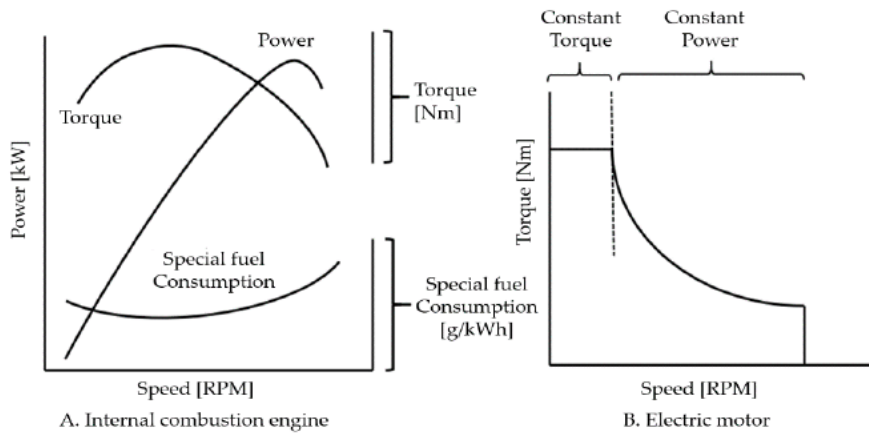
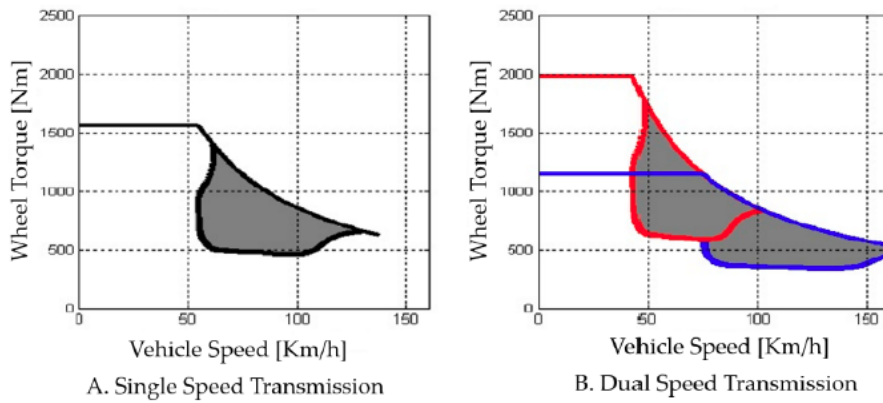
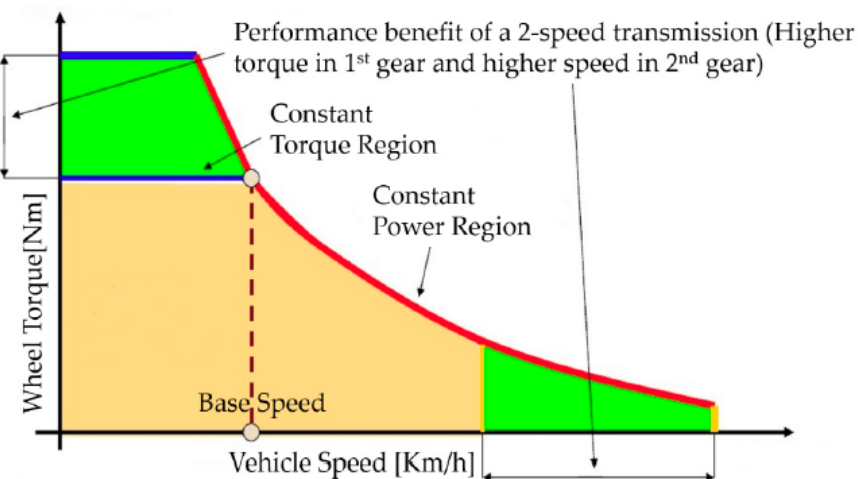


Figure 1. Power characteristics of internal combustion engine and electric motors.

Obr. 1 Otáčková charakteristika spalovacího (vlevo) a elektro motoru (vpravo) [5]



Obr. 2 Účinnost elektromotoru s reduktorem (vlevo) a se dvěma stupňi (vpravo) [5]



Obr. 3 Srovnání reduktoru a dvourychlostní převodovky [5]

### 3 Převodové ústrojí u současných motocyklů

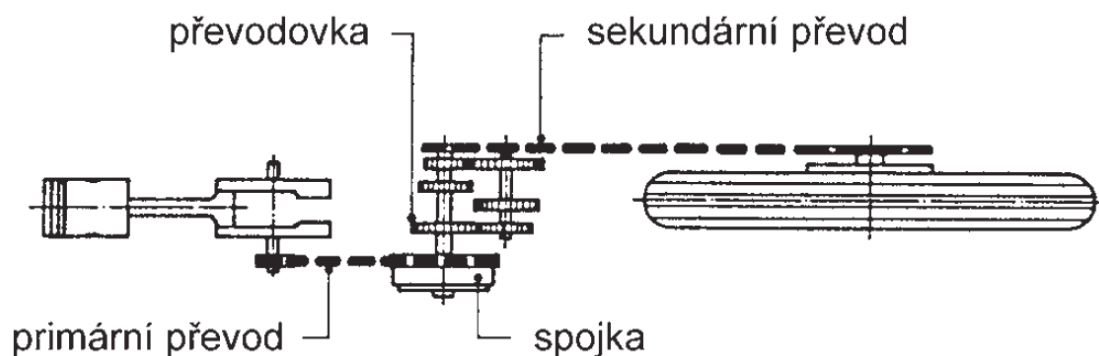
Převodové ústrojí motocyklu tvoří všechna ústrojí spojující motor s hnacím zadním kolem motocyklu a která uskutečňují přenos točivého momentu nebo jeho přerušování ke změně jeho velikosti nebo smyslu. Mezi motorem a hnacím kolem je spojka, která umožňuje přenášet výkon motoru na hnací kolo motocyklu a odpojovat motor od hnacího systému při startování spalovacích motorů [1].

Přenos hnací síly z motoru na stojící kolo se musí dít postupně a plynule, aby motor nezhasl, protože stojící kolo klade motoru velký odpor. Plné spojení s motorem může spojka zajistit až poté, co se hnací kolo otáčí, tedy po rozjetí motocyklu. Pokud se při jízdě zvýší odpor, např. při jízdě do kopce, musí se otáčky klikového hřídele udržet na konstantní hodnotě, aby motor motocykl utáhnul [18].

#### 3.1 Primární a sekundární převod

Přenos hnacího momentu motoru na hnací kolo se děje z motoru do spojky a převodovky – primární převod a z převodovky na zadní kolo – sekundární převod. Primární pohon je prvním článkem, který umožňuje, díky různě velkým ozubeným kolům, přenášet otáčky a točivý moment motoru na zadní kolo [1].

Spojka se otáčí sice pomaleji než motor, ale přenáší větší sílu, aby byla schopná překonávat odpory při rozjíždění a při různých jízdních situacích. Díky tomuto převodovému poměru se motor může otáčet v příznivých otáčkách [18]. Schéma primárního a sekundárního převodu je zobrazeno na Obr. 4. Při tomto řešení je možné přenos realizovat pomocí ozubených kol, válečkových nebo ozubených řetězů a ozubeného řemenu.



Obr. 4 Primární a sekundární převod [1]

### 3.1.1 Primární převod s ozubeným kolem

Výhodným spojením mezi motorem a spojkou poskytují ozubená kola, ta nevyžadují téměř žádnou údržbu a mazání je zajišťováno motorovým olejem. Používají se ozubená kola s přímým nebo šikmým ozubením. Nevýhodou je jejich omezující osová vzdálenost, lze je tedy použít pouze u malých motorů a převodovek, při velké osové vzdálenosti motoru a spojky by totiž docházelo k velkému nárůstu rozměrů ozubených kol.

### 3.1.2 Primární převod s řetězem

Primární převod s řetězem je oproti převodu s ozubenými koly levnější, pružnější a bez problému může dosahovat větších osových vzdáleností mezi motorem a spojkou. Primární převod je tvořen dvěma řetězovými koly spojenými článkovým řetězem. Při přenášení větších výkonů je možné řetězová kola dvojit nebo trojit, taková kola jsou spojena dvojitým nebo trojitým řetězem.

Válečkové řetězy jsou však omezeny maximální silou, pro kterou je vhodné jejich použití pro primární převod, pro silné motory jsou tedy s výhodou používány ozubené řetězy.

### 3.1.3 Primární převod s ozubeným řemenem

Ozubený řemen je ohebnější, trvanlivější a tišší než ozubený řetěz, nesmí však přijít do styku s olejem a mastnotou a při vysokých výkonech je vhodné zvážit jeho pasivní chlazení. Ozubené řemeny se vyrábějí ze zpevněného plastu a jsou vyztuženy skelnými nebo ocelovými vlákny. Používají se však také vyztužení pomocí uhlíkových vláken a žáruvzdorných umělých vláken. Ozubený řemen je používán také pro sekundární převod. Ukázka ozubeného řemenu je na Obr. 5.



Obr. 5 Ozubený řemen [19]

### 3.1.4 Sekundární převod

Pro pohon zadního kola se používají tyto druhy sekundárních převodů:

- válečkový řetěz a řetězová kola,
- ozubený řemen a ozubené řemenice,
- kardanový převod (kloubový hřídel a jedno nebo dvě kuželová soukolí).

### 3.1.5 Sekundární převod řetězem

Pro řetězový pohon sekundárního převodu je možné použít válečkový nebo pouzdrový řetěz. Výstupní hřídel převodovky je osazena sekundárním řetězovým kolem, které přímo spojuje se zadním kolem, na kterém je také řetězové kolo. To může být osazeno tlumičem rázů, který odstraňuje klepání v zadním kole. Válečkový řetěz je nutné napínat, mazat a čas od času čistit. Jedná se o řešení s nejnižší životností.

### 3.1.6 Sekundární pohon ozubeným řemenem

Stejně jako u primárního převodu se používají u sekundárního ozubené řemeny, jejichž výhodou je tichý chod, malá hmotnost a absence mazání. Systém je stejný jako u převodu řetězem – výstupní hřídel převodovky je osazena ozubenou řemenicí (pastorkem) a na zadním kole motocyklu je dle odpovídajícího převodu osazena druhá řemenice. Řemeny potřebují malé předpětí a v poslední době je to řešení, které často využíváné. Nevýhodou je však nemožnost řemen rozpojit, a tak rám motocyklu musí být konstrukčně uzpůsoben, aby to kompenzoval.

### 3.1.7 Sekundární pohon kardanovým hřídelem

Kardanový hřídel je využíváný spíše u chopperů nebo cestovních motocyklů. Jedná se o systém, který je velmi nákladný, výrobně náročný a těžký. Oproti ostatním převodům je nutné zadní kolo osadit rozvodovkou, která přenáší hnací moment z hřídele na zadní kolo. Jeho nespornou výhodou je zapouzdření celého sekundárního převodu a minimální údržba. Ukázka takového systému je na Obr. 6.



Obr. 6 Sekundární pohon kardanovým hřídelem

## 3.2 Spojky

Spojka tvoří spojovací a rozpojovací článek mezi motorem a převodovkou. Spojka má u motocyklu tyto úkoly:

- přerušení spojení mezi motorem a převodovkou při startování motoru
- přenáší do převodovky točivý moment z motoru potřebný pro rozjetí
- při řazení rychlostí za jízdy přerušuje spojka přenos sil mezi motorem a převodovkou a zajišťuje plynulé a tiché řazení rychlostních stupňů

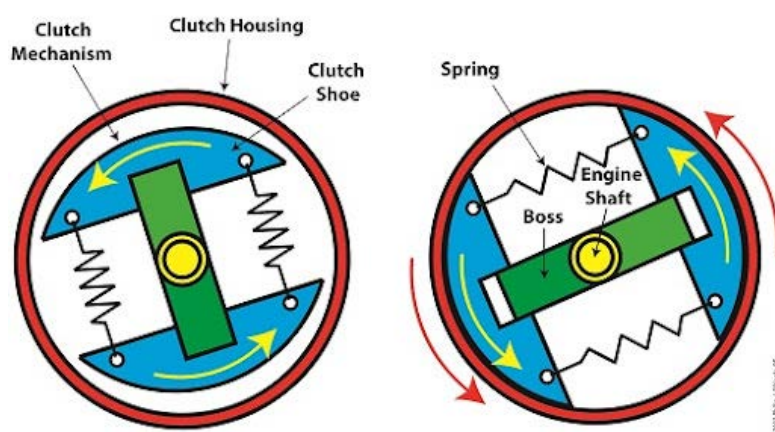
U motocyklů se spalovacím motorem v dnešní době používají především třecí spojky – kotoučové nebo lamelové, hnací sílu motoru přenáší tyto spojky přes třecí obložení na vstupní hřídel převodovky a odtud se hnací síla přenáší na zadní kolo [1]. Obecně se lze setkat s následujícími spojkami:

- jednokotoučová suchá třecí spojka
- dvou a více lamelové suché spojky
- mokré spojky
- odstředivé spojky

U současných EV je využití spojek redundantní, avšak zajímavým konceptem je použití odstředivé spojky k řazení viz kap. 3.5.5.

### 3.2.1 Odstředivé spojky

Jedná se o třecí spojky, které obsahují čelisti, které se při zvyšujících se otáčkách rozevírají a tlačí spojkové obložení na buben, tím dochází k automatickému spojení hnaného členu a bubnu. Jedná se o automatické spojky, které jsou ovládány odstředivou silou závaží, která rotují s hřídelí. Při malých otáčkách jsou čelisti přitahovány pomocnými pružinami k ose rotace. Princip fungování spojky je naznačen na Obr. 7.



Obr. 7 Princip odstředivé spojky [30]

### 3.3 Samočinné převodovky elektrických vozidel

Současné jednostopé EV, které se prodávají jsou dostupné většinou s reduktorem (jednostupňová převodovka s pevným převodem) nebo variátorem (skútry), vícerychlostní automatické převodovky se v současné době v EV objevují jen zřídka. Mezi nově oznámenými vozidly [6, 8] a koncepty [7] se však vícerychlostní převodovky začínají pomalu objevovat, a to zejména dvouspojkové převodovky (DCT), variátory (CVT), převodovky s odstředivou spojkou, nebo planetové převodovky. Principy výše uvedených převodových konfigurací a jejich výhody i nevýhody jsou představeny v následujících podkapitolách.

#### 3.3.1 Reduktory

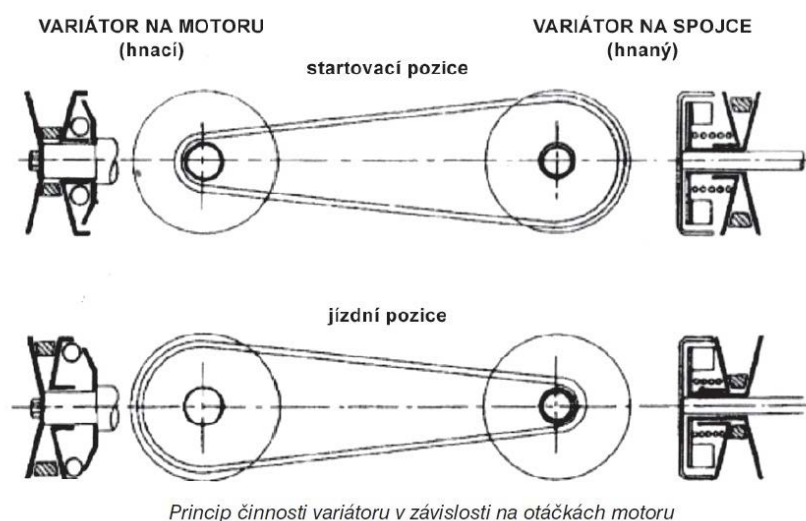
Převodové ústrojí složené pouze z primárního a sekundárního převodu. Motor je přes ozubený řemen spojen s hřídelí a ta přenáší moment přímo do sekundárního převodu, příp. je použita další hřídel pro snížení počtu otáček. Ukázka takového převodového ústrojí je na Obr. 8.



Obr. 8 Reduktor EV [9]

#### 3.3.2 Variátor

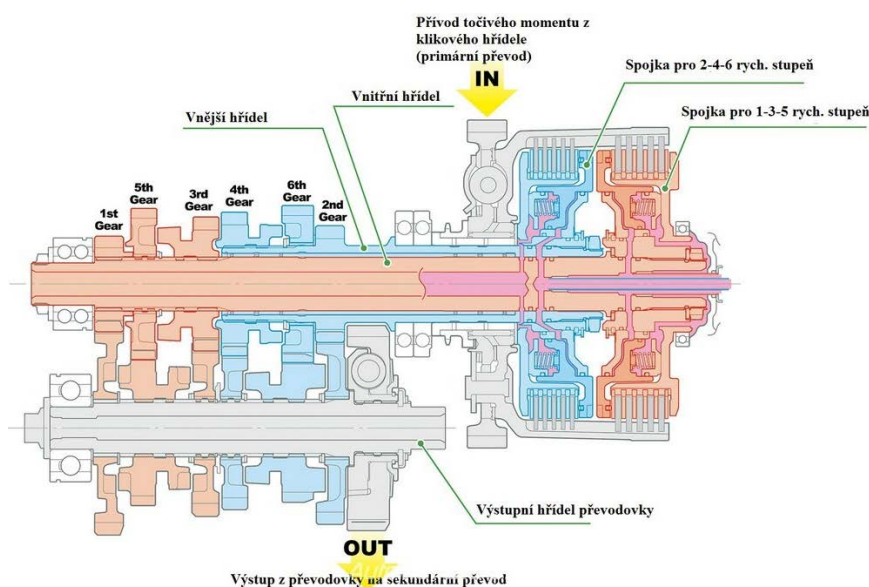
Mechanické variátory jsou často označovány také jako CVT (Constantly Variable Transmissions). Tento typ převodovky mění převodové stupně plně automaticky a plynule. V podstatě má tedy nekonečný počet převodových stupňů, omezený maximálním a minimálním převodem. Řemen přenáší točivý moment z hnací řemenice, umístěné přímo na klikovém hřídeli, na řemenici hnanou, která je spojená se stálým převodem, pohánějícím kolo. Řemenice jsou rozdělené na dvě části. Jedna část je pevná, zatímco druhá se posouvá po hřídeli. Díky tvaru řemenic dochází při zvětšování mezery mezi oběma částmi ke změně efektivního poloměru řemenice. Jak se části k sobě přibližují nebo oddalují, řemen se po nich posouvá nahoru nebo dolů a tím se plynule mění převodový poměr. Jelikož délka řemene je stále stejná, druhá řemenice reaguje na zvětšení průměru první odpovídajícím zmenšením efektivního průměru. Hnaná řemenice obsahuje pružinu, která v kombinaci s neměnnou délkou řemene zajišťuje přesně takový efektivní průměr, jaký je vyžadován [13]. Tyto převodovky jsou hojně využívány u skútrů se spalovacími motory a v současné době se používají i u skútrů s elektrickým pohonem. Schéma tohoto systému je zobrazena na Obr. 9.



Obr. 9 Variátor schéma [13]

### 3.3.3 Dvojspojkové převodovky

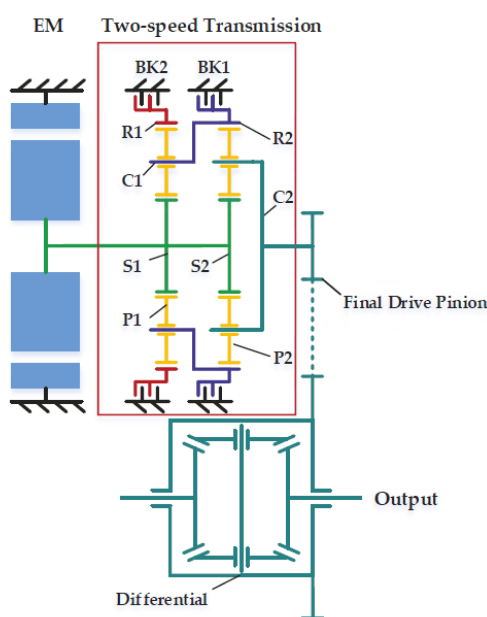
DCT (Dual clutch Transmission), tento systém využívá dvě vstupní hřídele do převodovky, které pro úsporu zástavbového prostoru jsou vsunuty jedna do druhé. Přenos momentu je realizován pomocí dvou spojek (každá pro jednu hřídel). Jedna hřídel je pro sudé rychlostní stupně, druhá pro liché rychlostní stupně. Díky tomu mohou být zařazeny dva po sobě jdoucí stupně současně a přenos toku momentu z jednoho na druhý realizován předáním momentu z jedné spojky na druhou. Ovládání spojek je realizováno tlakem hydraulického oleje.



Obr. 10 DCT 6ti rychlostní [13]

### 3.3.4 Planetová převodovka

Tradiční automatická převodovka využívá hydrodynamický měnič a hydraulický řídicí systém, který vyžaduje, aby motor nepřetržitě poháněl olejové čerpadlo. Vzhledem k tomuto faktu a nízké účinnosti není tento systém vhodný pro EV. V několika studiích [10,11] však byla představena dvourychlostní planetová převodovka přímo pro EV, která odstraňuje hydrodynamický měnič a pro řazení používá elektronicky řízenou spojku, ukázka tohoto konceptu je zobrazena na Obr. 11. Při návrhu takovéto převodovky je třeba vzít v úvahu vliv zvýšené hmotnosti a snížené účinnosti převodovky ve srovnání s jedno rychlostní převodovkou.



Obr. 11 Schéma konceptu automatické planetové převodovky [10]

### 3.3.5 Převodovka s odstředivou spojkou

Odstředivá spojka se pro řazení vyskytla v minulosti např. u Babety 210, kde se vyskytovaly celkem tři odstředivé spojky (dvě rozjezdová, jedna řadící). V současnosti dochází ke „znovu“ objevení tohoto systému u EV a tento typ řazení s jednou odstředivou spojkou, která zajišťuje řazení se vyskytl u několika mopedů, např. KYMCO F9 [6]. V minulosti byl problém u těchto spojek jejich prokluzování z důvodu znečištění odstředivých čelistí nebo bubnu, kde se čelisti při sepnutí dotýkají.



## 4 Současný stav

V drtivé většině se v současné době na trhu vyskytují elektrické motorky pouze s reduktorem, objevilo se několik konceptů s dvouspojkovou převodovkou nebo s odstředivou spojkou, jedná se však o zanedbatelné procento nabízených vozidel. Skútry na druhou stranu jsou dostupné jak ve variantě s reduktorem, tak ve variantě s variátorem. V následujících odstavcích je shrnut současný stav a jsou prezentovány jak motorky s dvoustupňovou převodovkou, které v budoucnu přijdou na trh, tak skútr s variátorem, který je již v prodeji.

### 4.1 Ecooter E2R

Tento stylový elektrický skútr od čínské firmy Ecooter o výkonu 4 kW s max. rychlostí 75 km/h je zástupce elektrických skútrů s variátorem. Výrobce deklaruje životnost řemenu 20 000 km a disponuje např. tempomatem nebo rekuperací. Hlavní specifikace jsou shrnuty v Tab. 1.



Obr. 12 Ecooter E2R [8]

Tab. 1 Základní parametry Ecooter E2R

Typ převodovky:	Variátor
Výkon:	4 kW
Moment na kole:	160 Nm
Max. rychlost:	90 km/h
Hmotnost:	102 kg s baterií
Velikost kol:	100 / 80 - 12"
Baterie:	Lithium-ion 64V/40Ah; kapacita 1,92 kWh
Dojezd:	150 km (průměrná rychlost 35km/h)
Cena:	79 900 Kč

## 4.2 KYMCO F9

Městská motorka od taiwanské firmy Kymco vybavená motorem o výkonu 9,4 kW, maximální rychlostí 110 km/h a dojezdem 120 km je jedním z nově ohlášených produktů, který by měl být dostupný během roku 2023. Inovací v EV, kterou tato motorka zaujme je dvoustupňová převodovka s odstředivou spojkou.



Obr. 13 KYMCO F9 [6]

Tab. 2 Základní parametry KYMCO F9

Typ převodovky:	Odstředivá spojka, dvourychlostní
Výkon:	9,4 kW
Moment (převodovka):	30 Nm
Max. rychlost:	110 km/h
Hmotnost:	107 kg
Velikost kol:	140 / 70 - 14"
Baterie:	Lithium-ion 96V/40Ah; kapacita 3,84 kWh
Dojezd:	120 km
Cena:	Zatím není v prodeji

### 4.3 Sur-Ron White Ghost

White Ghost je městský sportovní motocykl od čínské firmy Sur-Ron. Motorka je osazena motorem o výkonu 10 kW s dojezdem 100 km a max. rychlostí 100 km/h, nejzajímavějším prvkem této motorky je však dvouspojková automatická dvoustupňová převodovka. Mezi další výbavou patří např. brzdy s ABS a LED světla, která se naklánějí ve směru jízdy při průjezdu zatáčkou. V současné době se však jedná pouze o koncept a nejsou o ní známy žádné další informace a ani to zda tato motorka půjde do sériové výroby. Dostupné specifikace jsou uvedeny v Tab. 3.



Obr. 14 Sur-Ron White Ghost [7]

Tab. 3 Základní parametry Sur-Ron White Ghost

Typ převodovky:	Dvojspojka, dvourychlostní
Výkon:	10 kW
Moment (převodovka):	42 Nm
Max. rychlost:	100 km/h
Hmotnost:	140 kg
Velikost kol:	140 / 60 - 17"
Baterie:	Lithium-ion 60V/70Ah, kapacita 4,2 kWh
Dojezd:	100 km
Cena:	Zatím není v prodeji

## 5 Specifikace požadavků

Tato práce se zabývá návrhem dvoustupňové převodovky jednostopého EV, pro tento návrh je tedy nutné nejprve stanovit základní požadované vlastnosti, které jsou kladené na samotné EV a ze kterých bude vycházet samotný návrh převodovky. Níže jsou shrnuty tyto základní požadavky.

- Použití do městského provozu
- Dvourychlostní automatická převodovka
- Výkon elektromotoru do 11kW (možnost řídit s řidičským průkazem sk. B)
- Max rychlost 90 km/h
- Max. hmotnost vozidla 130 kg
- Max. hmotnost řidiče 90 kg
- Nízká servisovatelnost
- Maximální uvažované stoupání 10 %

## 6 Hrubý konstrukční návrh

Tato kapitola se zabývá hrubým návrhem dvourychlostní převodovky a skládá se z určení jízdních odporů, výběr elektromotoru, návrh samotného zpřevodování a možných kinematických schémat, kde jedno bude dále zpracováno. Pro výpočet analytických vztahů je použit SW Mathcad a v této kapitole jsou tak pouze shrnuty výsledky tohoto programu. Kompletní výstup programu je součástí přílohy této práce.

### 6.1 Jízdní odpory

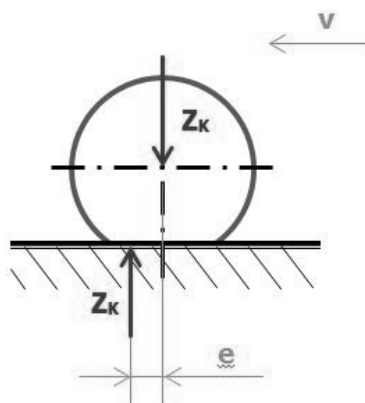
Jízdní odpory charakterizují síly působící proti pohybu vozidla, celkový jízdní odpor se skládá ze sumy odporu valení  $O_f$ , odporu stoupání  $O_s$ , odporu vzduchu  $O_v$  a odporu zrychlení  $O_z$ . Výkon motoru se následně volí tak, aby tyto odpory překonával bez převodu v převodovce (přímý záběr) a vysoké otáčky se využily k dosažení největší rychlosti. V následujících podkapitolách jsou tyto odpory stručně popsány, vyčísleny a následně je určen i hodnota celkového jízdní odporu. Pro výpočet jsou použity parametry definované v Tab. 4, které vycházejí ze specifikace požadavků z kap. 5. V kap. X je dále zobrazena grafická závislost zmíněných odporů na trakční charakteristice vozidla.

Tab. 4 Parametry vozidla pro výpočet jízdních odporů

Hmotnost motocyklu		$m_v$	130	[kg]	
Hmotnost řidiče		$m_c$	90	[kg]	
Gravitační zrychlení		$g$	9,81	[m/s <sup>-2</sup> ]	
Maximální rychlost		$v_{max}$	90	[km/h]	
Minimální rychlost		$v_{min}$	10	[km/h]	
Maximální stoupání		$s$	10	[%]	
Dynamický poloměr kola		$r_d$	276	[mm]	
Odpor	valení	Součinitel valivého odporu	$f$	0,015	[-]
	vzduchu	Rychlost větru	$v_{vitr}$	12,6	[km/h]
		Hustota vzduchu	$\rho$	1,25	[kg/m <sup>3</sup> ]
		Obsah čelní plochy vozidla	$S_x$	0,6	[m <sup>2</sup> ]
		Koeficient odporu vzduchu	$c_x$	0,65	[-]
	zrychlení	Zrychlení	$a$	1,5	[m/s <sup>-2</sup> ]
		Součinitel vlivu rotačních částí	$\vartheta$	1,2	[]

### 6.1.1 Valivý odpor

Valivý odpor vzniká při styku pneumatiky s vozovkou, pneumatika tak přenáší všechny síly z vozidla na vozovku a naopak. V přední části stopy pneumatiky dochází vlivem váhy vozu ke stlačování obvodu pneumatiky do roviny vozovky, v zadní části se obvod opět vyrovnává do původního kruhového tvaru. Síly potřebné ke stlačení pneumatiky jsou ale větší než síly, jimiž působí pneumatika zpět na vozovku při navrácení do původního tvaru [17]. Měrné tlaky v přední části stopy pneumatiky jsou tudíž větší, a proto je výslednice elementárních sil ve stopě pneumatiky předsunuta o před svislou osou kola o velikosti  $e$  viz Obr. 15.



Obr. 15 Valivý odpor kola [17]

Valivý odpor vozidla je dán sumou valivých odporů všech kol, pro jedno kolo platí

$$O_{fK} = Z_k \cdot f_k, \quad (1)$$

kde  $Z_k$  je radiální reakce vozovky a  $f_k$  značí součinitel valivého odporu. Hodnota součinitele valivého odporu závisí na rychlosti pneumatiky, její deformaci a povrchu vozovky, s ohledem na použití vozidla je volen součinitel odporu pro asfaltové cesty.

Za předpokladu rovnoměrného rozložení hmotnosti vozidla a identického součinitele valivého odporu pro obě kola platí pro odpor valení na nakloněné rovině pod úhlem  $\alpha$  vztah

$$O_f = G \cdot f \cdot \cos(\alpha), \quad (2)$$

kde tíhová síla vozidla  $G$  resp. celková hmotnost  $m$  je definovaná jako

$$G = m \cdot g, \quad m = m_v + m_c, \quad (3)$$

a úhel sklonu

$$\alpha = \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{s}{100}\right). \quad (4)$$

Při jízdě po rovině přechází vztah (2) na tvar

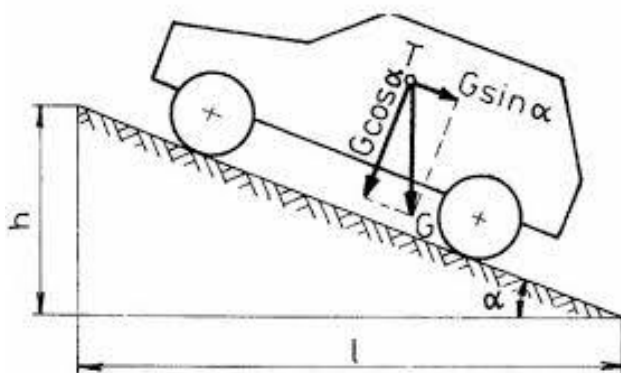
$$O_f = G \cdot f = 33,7 \text{ N} . \quad (5)$$

### 6.1.2 Odpor stoupání

Vzniká při jízdě vozidla po podélném svahu, jeho velikost určuje sinová složka tíhy vozidla, která působí v těžišti  $T$  vozidla viz Obr. 16 a je dán vztahem

$$O_s = \pm G \cdot \sin(\alpha) = 224,5 \text{ N} , \quad (6)$$

kde znaménko plus označuje vozidlo jedoucí do svahu a znaménko mínus jízdu ze svahu, odpor stoupání je dále závislý na úhlu sklonu svahu, který je v tomto případě uvažován o velikosti 10[%].



Obr. 16 Odpor soupání vozidla [18]

### 6.1.3 Odpor vzduchu

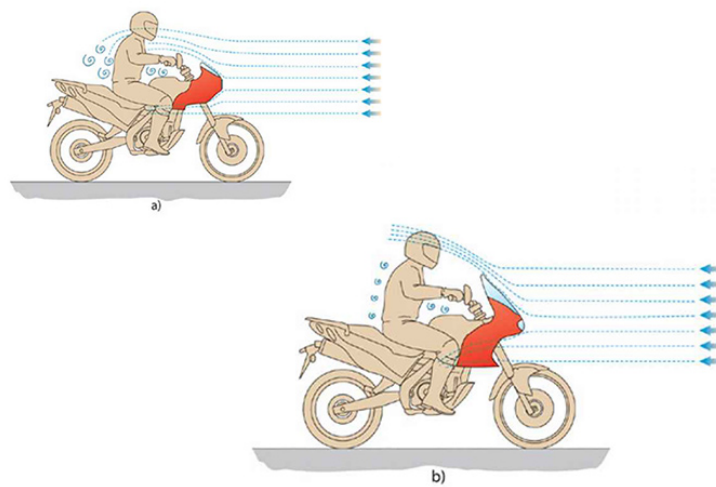
Síla, která vyjadřuje odporovou sílu laminárního a turbulentního obtékání karoserie a řidiče a která směřuje proti relativnímu pohybu vozidla má tvar

$$O_v = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_x \cdot S_x \cdot v_r^2 = 206,7 \text{ N} , \quad (7)$$

kde pro výpočet rychlosti proudění vzduchu podél vozidla  $v_r$  je užito vztahu

$$v_r = v_{\text{motocykl}} + v_{\text{vitr}} . \quad (8)$$

Síly vzdušných odporů nabývají vysokých hodnot, a proto je vyvíjena snaha je snížit co nejvíce. U motocyklů je komplikované sladit tvar karoserie, tak aby plynule navazovala na jezdce a součinitel odporu vzduchu  $c_x$  s průmětem čelní plochy tělesa  $S_x$  byl co nejmenší. Do čelní plochy je započítáván i řidič, který nezůstává ve statické poloze a průmět  $S_x$  se tedy mění v průběhu jízdy. Obecně lze aerodynamické vlastnosti měnit kapotáží, čelním štítkem, posedem řidiče atp., tyto změny v konstrukci motocyklu ovlivňují obtékání vzduchu kolem motorky a jezdce a snižují tak výsledný odpor. Pro ukázkou je zobrazeno dvou variantní řešení čelního štítku na Obr. 17, kde v případě varianty a) proud vzduchu naráží na jezdce a zvyšuje odpor vzduchu, naopak v případě varianty b) dochází k obtékání vzduchu přes helmu řidiče a odpor je nižší. Pro případ návrhu převodovky v této práci byl zvolen obecný koeficient  $c_x$  a obsah průmětné plochy  $S_x$  dle typu motocyklu.



Obr. 17 Dvou variantní řešení čelního štítku a jeho vliv na proudění vzduchu [1]

#### 6.1.4 Odpor zrychlení

Vzniká při změně rychlosti jízdy motocyklu – při zrychlování působí proti směru jízdy a je dán vztahem

$$O_z = \left[ 1 + \frac{(J_m \cdot i_c^2 + J_p \cdot i_r^2) \cdot \eta + \sum J_{ki}}{m_m \cdot r_d} \right] \cdot m_m \cdot a, \quad (9)$$

pro zjednodušení je uvažován vztah

$$O_z = \vartheta \cdot m_m \cdot a = 252 \text{ N}, \quad (10)$$

kde součinitel vlivu rotačních částí  $\vartheta$  zohledňuje setrvačné účinky kol, motoru a převodového ústrojí.



### 6.1.5 Celkový odpor

Celkový jízdní odpor je dán součtem jednotlivých odporů a je dán vztahem

$$O_c = O_f + O_s + O_v + O_z = F_H \quad (11)$$

tyto jízdní odpory jsou mj. závislé na úhlu stoupání  $\alpha$  a rychlosti  $v$  a musí být překonány hnací silou  $F_H$  od motoru. Vizualizace těchto jízdních odporů v závislosti na rychlosti je znázorněna v kap. 6.3.

## 6.2 Volba motoru

Nejrozšířenějšími motory pro jednostopá vozidla s výkonem do 11kW jsou bezkartáčové stejnosměrné motory. Mezi výhody těchto motorů patří malý zástavbový prostor, hmotnost, vysoký poměr momentu k váze motoru a vysoká účinnost. K nevýhodám patří, omezený výkon a vyšší cena. Vzhledem k nízké hmotnosti těchto motorů a malému zástavbovému prostoru bude tento typ motoru bude zvolen i pro návrh převodovky, pro návrh je vybrán vzduchem chlazený motor HPM o výkonu 10 kW od firmy GoldenMotor. Základní vlastnosti a momentová charakteristika motoru jsou v Tab. 5 resp. na Obr. 18.

Tab. 5 Základní parametry vybraného motoru

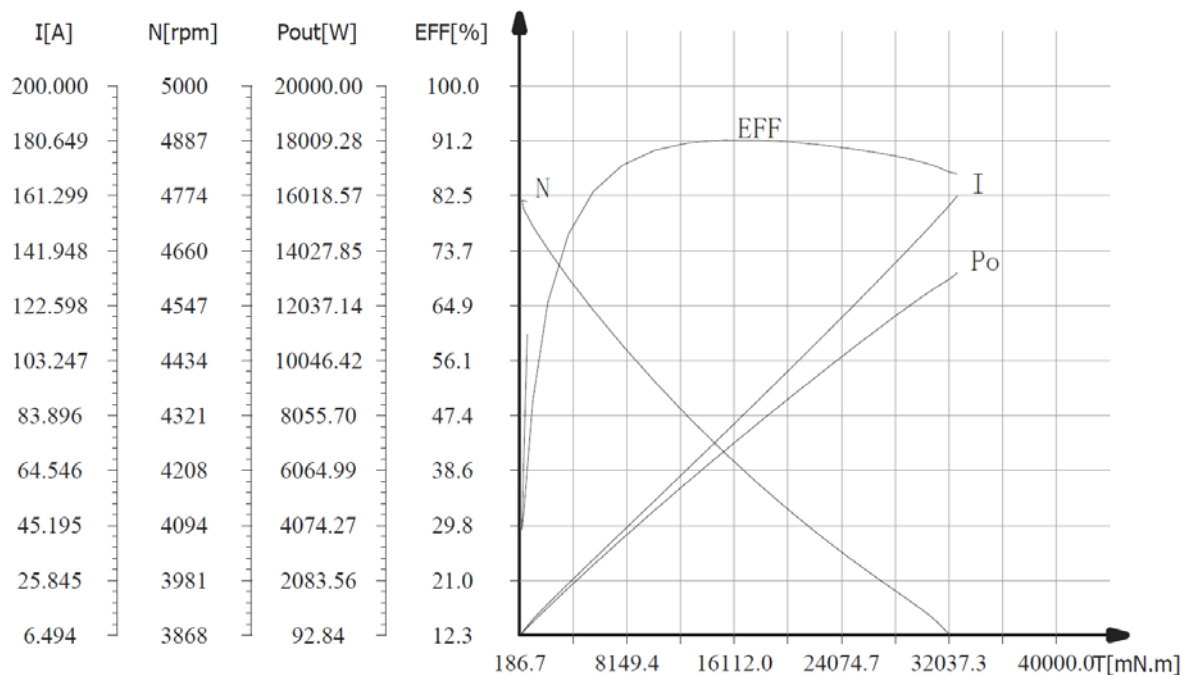
HPM-10KW	
Napětí	48V/72V/96V
Výkon	10 kW
Váha	17 kg
Chlazení	vzduchem
Délka	170 mm
Průměr	206 mm

NO. : G20130722001

operator: 001

date: 2013-7-22

## GOLDEN MOTOR Motor test curve



Obr. 18 Momentová charakteristika vybraného motoru



Obr. 19 Bezkartáčový motor HPM 10kW firmy GoldenMotor

### 6.3 Návrh rozvržení převodových poměrů

V této podkapitole jsou navrženy převodové poměry potřebné pro konstrukci převodovky. Nejprve jsou stanoveny mezní hodnoty otáček a momentů motoru uvedené v Tab. 6, tyto stanovené parametry vycházejí z momentové charakteristiky zvoleného motoru na Obr. 18.

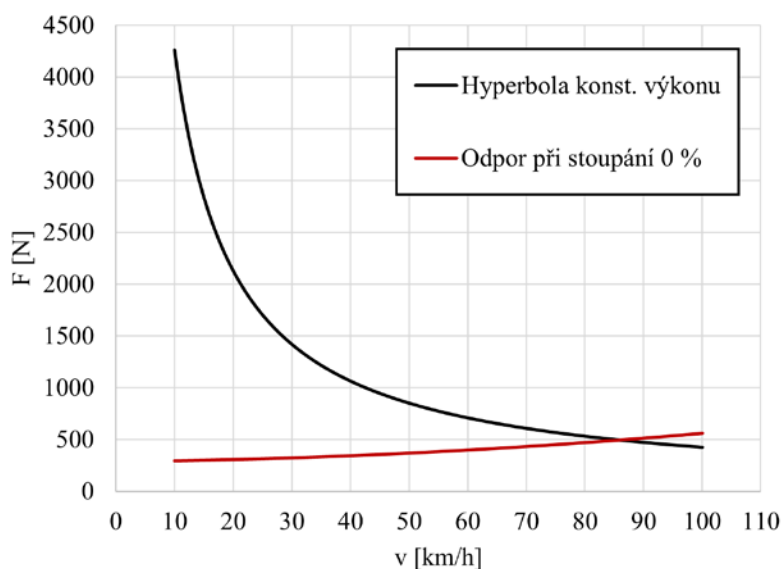
Tab. 6 Otáčkový a momentový rozsah motoru

Maximální/špičkový výkon	$P_{\max}$	13	[kW]
Účinnost	$\eta$	91	[%]
Maximální otáčky	$n_{\max}$	4 434	[ot/min]
Minimální otáčky	$n_{M\max}$	1 000	[ot/min]
Maximální točivý moment	$M_{\max}$	32	[Nm]
Hnací moment při maximálních otáčkách	$M_{n\max}$	9	[Nm]

Dále je sestaven F-v diagram, to je provedeno vykreslením hyperboly konstantního výkonu danou vztahem

$$F_H = \frac{P_{\max} \cdot \eta}{v} \quad (12)$$

a vynesení křivky jízdních odporů  $O_c$  při jízdě po rovině z rovnice (11). Závislost těchto dvou křivek je zobrazena na Obr. 20 a průsečík těchto dvou závislostí určuje maximální teoretickou rychlost o hodnotě  $v_{\max} = 85$  [km/h].



Obr. 20 Trakční diagram

### 6.3.1 Minimální převodový poměr

S tímto převodem dosahuje motocykl své maximální konstrukční rychlosti (nejvyšší převodový stupeň) a platí

$$i_{c \min} = 0,377 \frac{n_{\max} \cdot r_d}{v_{\max}} = 4,61, \quad (13)$$

kde maximální rychlost je určena z trakčního diagramu na Obr. 20 a byla určena v předchozí kapitole.

### 6.3.2 Maximální převodový poměr

Tento převod je prvním převodem, který slouží pro pomalou jízdu, rozjezd a jízdu do prudkého stoupání. Vztahem pro výpočet maximálního převodového poměru je

$$i_{c \max} = 0,377 \frac{n_{M\max} \cdot r_d}{v_{\min}} = 10,397, \quad (14)$$

kde  $v_{\min}$  je volena s ohledem na pohyb v městském provozu.

### 6.3.3 Celkový převodový poměr

Definován jako poměr mezi otáčkami motoru  $n_m$  a hnaného kola  $n_k$

$$i_c = \frac{n_m}{n_k}. \quad (15)$$

Celkový převodový poměr  $i_c$  je složen ze stálého  $i_s$  a z měnitelného převodu  $i_p$  a je dán vztahem

$$i_c = i_s \cdot i_p, \quad (16)$$

u motocyklů je stálý převod složen z primárního a sekundárního převodu a měnitelný převod je tvořen převodovkou. Jako stálý převod je zvolen minimální převodový poměr tedy

$$i_s = i_{c \min} \quad (17)$$

a minimální a maximální měnitelný převod je zvolen následně

$$i_{p \min} = \frac{i_{c \min}}{i_s} = 1, \quad i_{p \max} = \frac{i_{c \max}}{i_s} = 2,255. \quad (18)$$

### 6.3.4 Rozsah převodových stupňů

Je určen z krajních převodových čísel, tedy z maximálního a minimálního převodu a je dán vztahem

$$R_i = \frac{i_{c \max}}{i_{c \min}} = 2,255 \quad (19)$$

### 6.3.5 Odstupňování převodovky

Ze zadání je zřejmé, že se tato práce zabývá návrhem dvou rychlostní automatické převodovky, tudíž první a druhý rychlostní stupeň je dán maximálním, resp. minimálním převodovým poměrem, které jsou vypočteny v kap. 6.3.1 a 6.3.2. Pro formálnost výpočtu je však odstupňování převodovky spočteno v následujících odstavcích.

Pro výpočet je použito geometrické odstupňování, které je charakteristické tím, že poměry dvou po sobě jdoucích převodů  $q$  jsou stejné, vztah pro výpočet odstupňování je

$$q = \sqrt[z-1]{\frac{i_{c \max}}{i_{c \min}}} = R_i = 2,255, \quad (20)$$

kde  $z$  představuje počet rychlostních stupňů. Pro dvou rychlostní převodovku je poměr  $q$  totožný s rozsahem převodových stupňů  $R_i$ .

Maximální přípustný poměr dvou po sobě jdoucích převodů  $q_{\max}$  je dán podmínkou

$$q_{\max} \leq \frac{n_{\max}}{n_{M\max}}, \quad (21)$$

kteřá je splněna. Podmínka tohoto poměru vychází ze situace, kdy motocykl jede do stoupání s plně sepnutým akcelerátorem na maximální otáčky motoru  $n_{\max}$  a po přeřazení na vyšší rychlostní stupeň tyto otáčky nesmějí klesnout pod  $n_{M\max}$ , odpovídající maximálnímu točivému momentu motoru. Pokud by podmínka nebyla splněna, tak by došlo po přeřazení na vyšší rychlostní stupeň ke snížení rychlosti a poklesu točivého momentu až do úplného zastavení.

### 6.3.6 Dynamická charakteristika motocyklu

Pokud by byl motocykl vybaven bezstupňovou převodovkou s variabilním převodovým číslem, tak by se změna převodu řídila hyperbolou konstantního výkonu viz Obr. 20. V případě stupňové převodovky se k této křivce snažíme co nejvíce přiblížit a kopírovat tak její průběh. Pro sestavení dynamické charakteristiky je použito rovnice, která byla popsána v předchozích odstavcích

1) jízdní odpory (pravá strana rovnice)

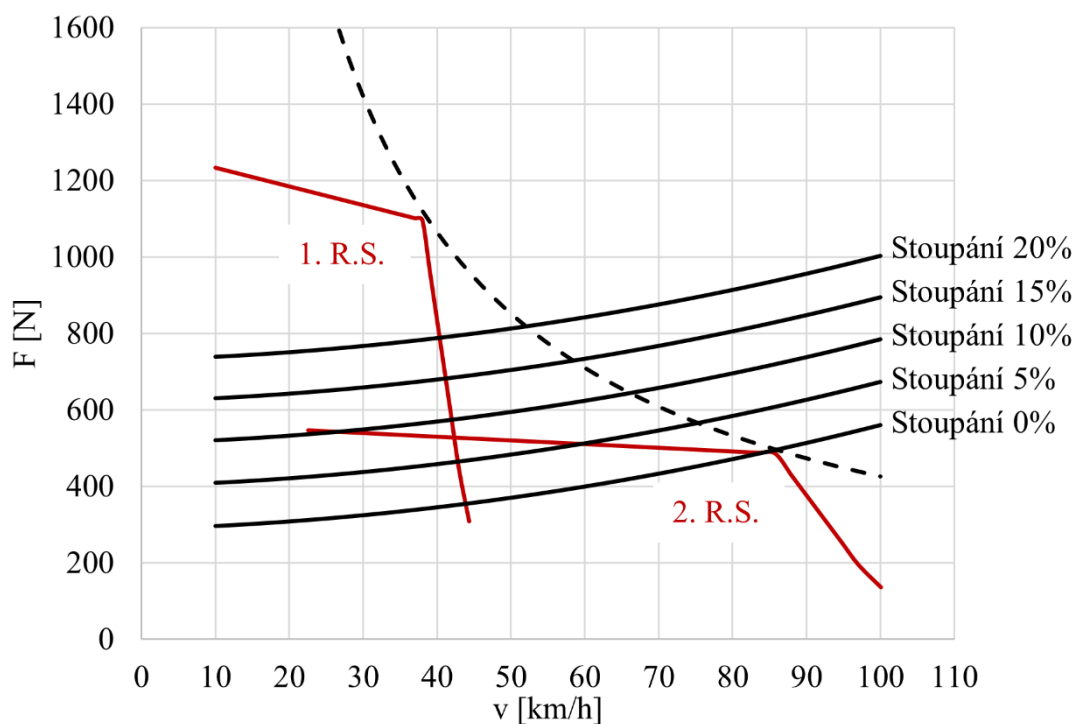
2) křivky hnací síly (levá strana rovnice)

$$\mathbf{F}_H = \mathbf{O}_f + \mathbf{O}_s + \mathbf{O}_v + \mathbf{O}_z, \quad (22)$$

kde hnací sílu lze vyjádřit jako

$$F_H = \frac{M_m \cdot i_c \cdot \eta_m}{r_d} \quad (23)$$

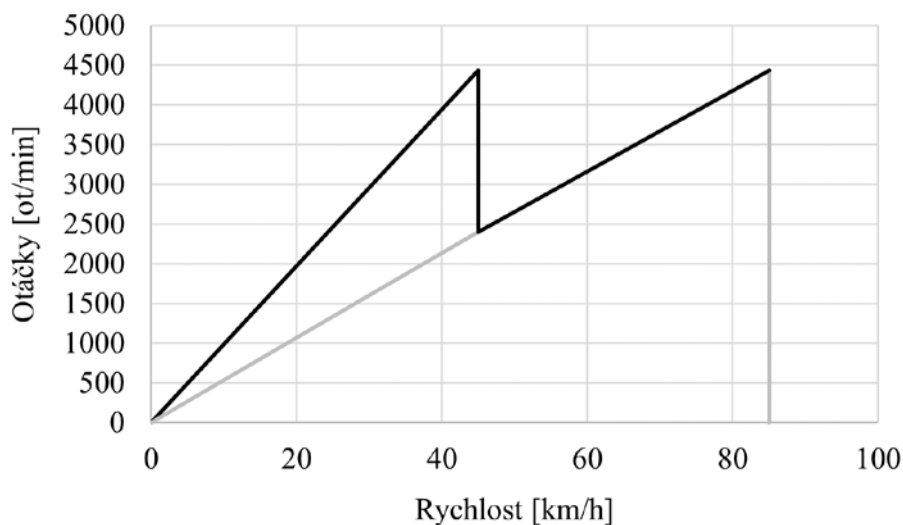
Vykreslením křivek hnacích sil pro první a druhý rychlostní stupeň (červená barva), hyperboly konstantního výkonu (přerušovaná čára) a křivek jízdnic odporů v závislosti na stoupání a rychlosti (černá barva) je zobrazeno na Obr. 21. Z tohoto diagramu je patrná maximální rychlost  $v_{max} = 85$  [km/h], dále lze zjistit jaký rychlostní stupeň je zapotřebí zařadit pro jednotlivá stoupání, jakého stoupání lze dosáhnout a jaká je maximální rychlost pro daný převodový stupeň. Na stejné grafu je také vidět plocha, která ukazuje nevyužitý výkon motoru – pro využití této části by bylo potřeba vložení dalších převodových stupňů, aby byl výkon motoru lépe využit. Se zvýšením převodových stupňů se však nese větší náročnost na údržbu, konstrukční náročnost, velikost převodovky a dražší výroba.



Obr. 21 Trakční diagram

### 6.3.7 Pilový diagram

Grafické vyjádření závislosti mezi rychlostí motocyklu a otáčkami motoru při jednotlivých rychlostech se nazývá pilový diagram, který je zobrazen na Obr. 22, tento diagram dává dobrou představu o vypočítaném odstupňování.



Obr. 22 Pilový diagram

## 6.4 Kinematické schéma převodovky

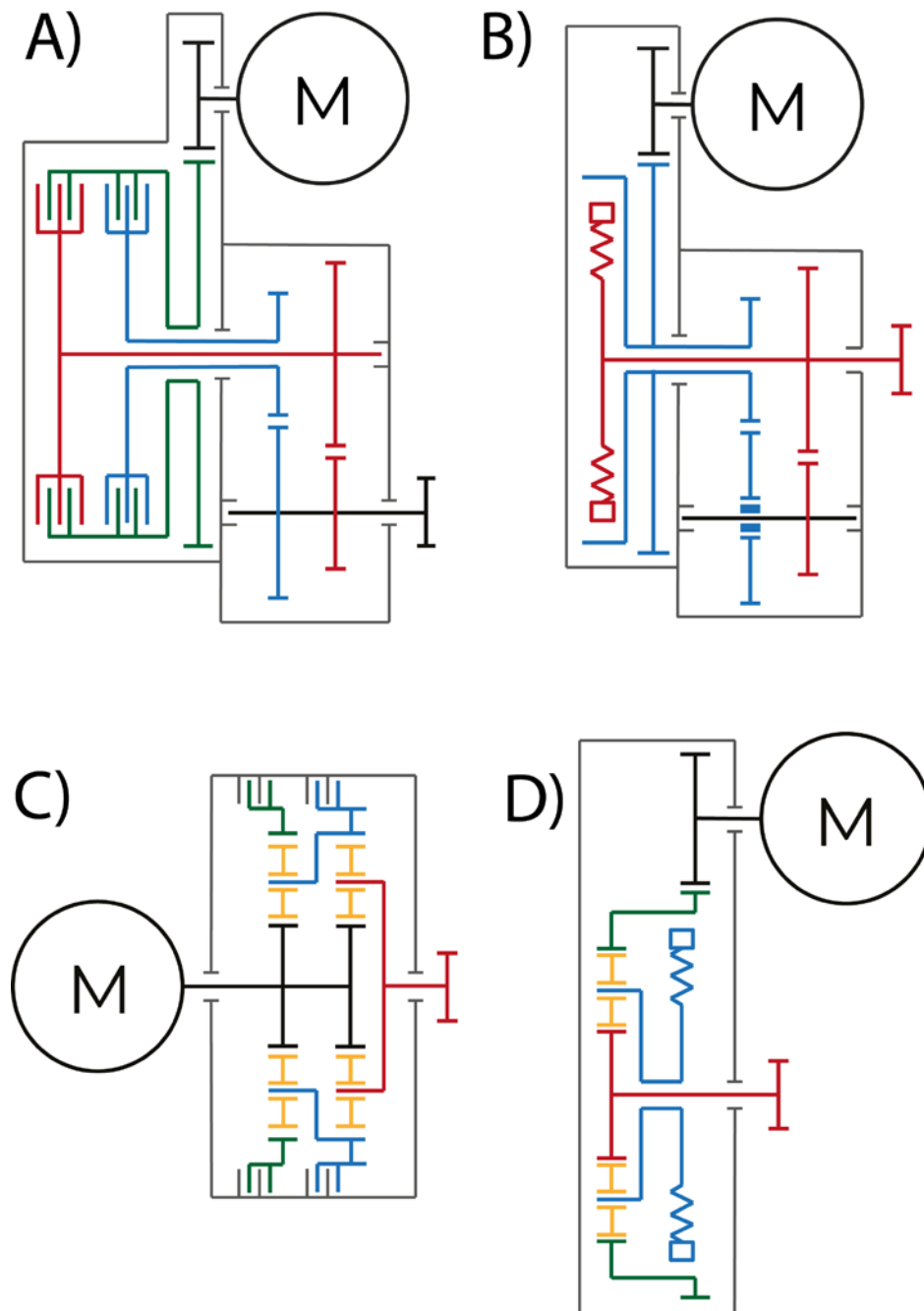
V této kapitole jsou představeny čtyři kinematické řešení převodovky, kde jedno z nich bude dále zpracováno

- 1) Dvojspojková převodovka, kde řazení je realizováno sepínáním jednotlivých spojek.
- 2) Převodovka s volnoběžkou, kde řazení druhé rychlosti je provedeno sepnutím odstředivé spojky.
- 3) Planetová převodovka s duálním planetovým mechanismem, ve kterém je řazení realizováno přenosem točivého momentu mezi dvěma brzdami umístěnými na korunových kolech.
- 4) Planetová převodovka, ve které je řazení realizováno pomocí odstředivé spojky.

Varianty jsou zobrazeny na Obr. 23 a srovnány v Tab. 7 dle jejich předpokládaných vlastností. Každá varianta je vyhodnocena číselným označením 1-5 (školní hodnocení) a varianta s nejnižším hodnocením je vybrána k dalšímu zpracování.

Tab. 7 Srovnání navrhovaných variant

Vlastnost	Varianta A	Varianta B	Varianta C	Varianta D
Hmotnost	4	3	4	2
Servisovatelnost	2	3	2	2
Složitost	4	2	4	3
Náklady na výrobu	4	2	4	3
Kompaktnost	5	2	3	3
Celkem	19	12	17	13



Obr. 23 Kinematické schéma navrhovaných převodovek



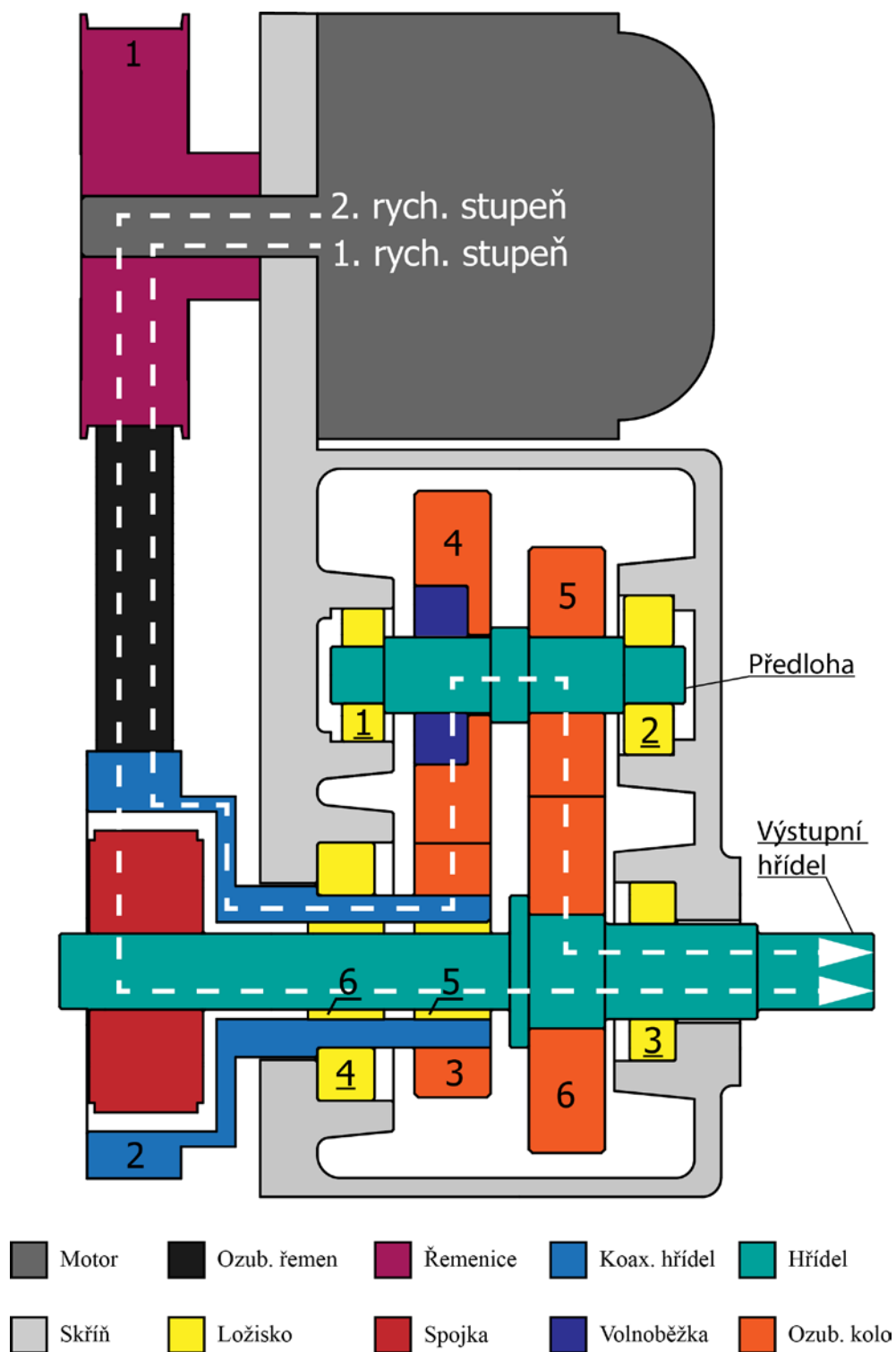
## 7 Konstrukční návrh

Z předchozí kapitoly byla vybrána varianta s odstředivou spojkou, která je dále zpracována v této kapitole. Na Obr. 24 je zobrazeno hrubé konstrukční řešení takovéto převodovky, společně s použitými členy, ty jsou barevně odlišeny a samotný diagram obsahuje i barevnou legendu. Komponenty jako např. ložiska a ozubená kola jsou číselně označena a toto označení je dodržováno i v příslušných podkapitolách, kde dochází k jejich popisu a posudku. Je na něm také zobrazen momentový tok pro 1. a 2. rychlostní stupeň, jehož princip je následující:

1. převodový stupeň – točivý moment je přenášen z motoru přes ozubenou řemenici na ozubený řemen a na kolo z2, to je pevně spojeno s kolem z3, které roztáčí předlohou hřídel s kolem z4 a z5. Na předloze je v tomto případě kolo z4 pevně spojeno s hřídelí pomocí volnoběžné spojky. Kolo z5 je pak v záběru s kolem z6, které roztáčí výstupní hřídel.
2. převodový stupeň – motor dosahuje takových otáček, že dojde k sepnutí odstředivé spojky, která je pevně spojena s výstupní hřídelí. Tímto dojde k pevnému spojení mezi spojkou a koaxiální hřídelí a díly se otáčejí stejnou rychlostí. Moment je tedy přenášen přes kola z1 a z2 rovnou na výstupní hřídel. Rozdílné otáčky předlohou hřídele umožňuje volnoběžná spojka.

Návrh převodovky, který je prezentován v této kapitole by se dal shrnout do čtyřech hlavních bodů, které jsou vypsány níže a v dalších odstavcích jsou blíže popsány:

- 1) Volba komponent
  - odstředivá spojka
  - rozdělení převodů a návrh sepínání spojky
  - výběr řemenice a ozubeného řemenu
  - volnoběžná spojka
- 2) Návrh a kontrola v prostředí KISSsoft
  - definice zatěžovacího spektra
  - hřídele
  - koaxiální hřídel
  - ložiska
  - ozubená kola
  - spojení perem, nalisování, drážkování
- 3) Návrh MKP výpočtem
  - skříň převodovky
- 4) Vytvoření výkresové dokumentace

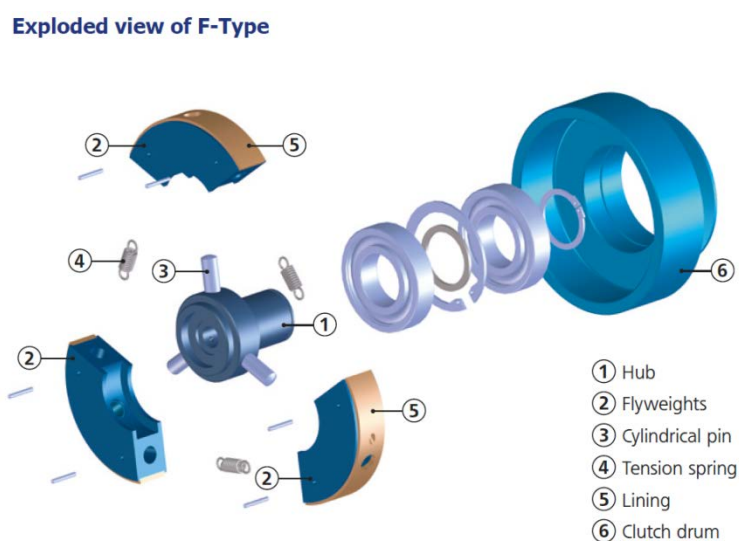


Obr. 24 Navrhované schéma převodovky

## 7.1 Volba komponent

### 7.1.1 Odstředivá spojka

Ústředním členem převodovky je odstředivá spojka, která bude zajišťovat automatické řazení z 1. na 2. rychlostní stupeň a zpět, je tedy nutné převodové poměry (měnitelný a stálý) uzpůsobit tak, aby spojka sepínala ve správných momentech. Nejprve je nutné zvolit správnou spojku, tak aby sepnutá byla schopna přenést dostatečný výkon a zároveň aby její rozměry nebyly moc velké. Spojka byla volena od německé firmy Suco, z katalogu odstředivých spojek byla vybrána modelová řada F, jejíž sestava je zobrazena na Obr. 25.



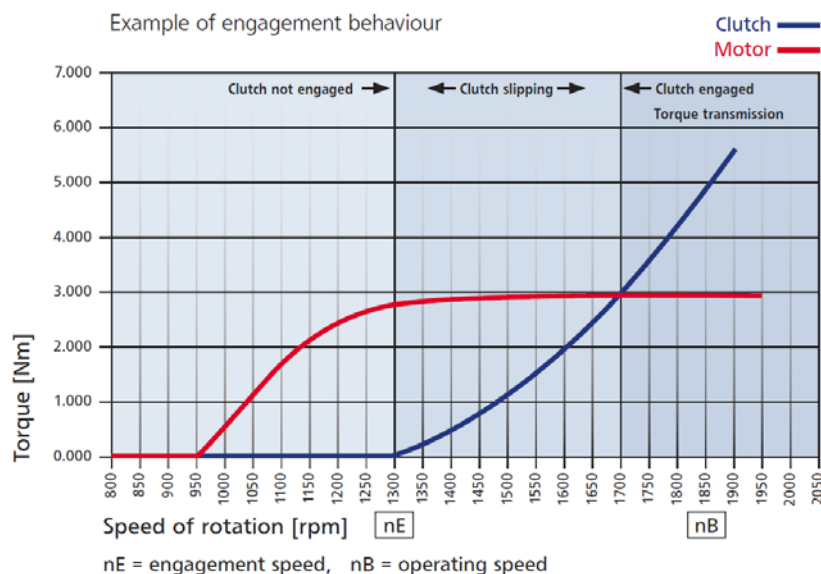
Obr. 25 Sestava spojky typu F [Příloha H]

Závaží (2), která jsou usazena na náboji (1) a jsou na něm přidržována pružinami (4) a vymežována čepy (3), které dovolují radiální a zabráňují axiálnímu posuvu. Se zvyšujícími se otáčkami začíná odstředivá síla působící na závaží překonávat sílu pružin, když jsou otáčky dostatečně vysoké, obložení (5) se kontaktuje s bubnem spojky (6) a začíná docházet k prokluzu do momentu kdy tření a odstředivá síla je natolik velká, že dojde k jejich „spojení“ a přenosu točivého momentu. Přechod mezi prokluzem spojky a jejím sepnutím charakterizuje Obr. 26, každá spojka je tedy definována otáčkami prokluzu nE a sepnutí nB při konkrétním točivém momentu.

Z katalogu firmy Suco, byla vybrána spojka modelové řady F velikosti 10, jejíž charakteristické vlastnosti jsou uvedeny v Tab. 8, ostatní vlastnosti jsou uvedeny v katalogovém listu v příloze. Spojku je dále možno objednat bez bubnu – ten bude vyráběn na míru převodovce a s požadovanou úpravou díry náboje – ten je volen jako  $\varnothing 20$  [mm] s drážkou pro pero. Označení takovéto odstředivé spojky pro objednávku je: **F10 S19-0111**.

Tab. 8 Základní charakteristika odstředivé spojky

Doporučený výkon motoru [kW]	Přenositelný točivý moment $M_d$ [Nm]	Otáčky prokluzu $n_E$ [ot/min]	Otáčky sepnutí $n_B$ [ot/min]
10	125	750	1 500



Obr. 26 Otáčky prokluzu a sepnutí spojky [Příloha H]

Pro správnou funkčnost spojky je důležité zajistit to, aby nepřišla do styku s mazivem, olejem a vlhkostí. Kontaminace těmito médii by ovlivňovala správnost sepínání spojky a mohlo by docházet pouze k jejímu prokluzu, a tudíž znemožnění řazení na druhý rychlostní stupeň.

### 7.1.2 Rozdělení převodového poměru

Dle vypočteného stálého a měnitelného převodového poměru v kap. 6.3.3 je přistoupeno ke stanovení dílčích převodových poměrů, které tyto převody tvoří, tedy pro stálý převod je to  $i_{12}$  a  $i_{78}$  a pro měnitelný  $i_{34}$  a  $i_{56}$ . Správné stanovení těchto poměrů je nutné ke správné funkčnosti odstředivé spojky. Společně s převodovými poměry je nutné stanovit spodní a horní hranici otáčkového a momentového rozsahu na jednotlivých převodech za pomoci následujících dvou vztahů

$$n_{i \min/\max} = \frac{n_{i-1 \min/\max}}{i_{i-1,i}}, \quad M_{i \min/\max} = i_{i-1,i} \cdot M_{i-1 \min/\max} \cdot \eta, \quad (24)$$

vztahy jsou platné pro  $i \geq 2$ , kde hodnoty pro  $i = 1$  vycházejí z charakteristiky elektromotoru. Navržené převody a hranice otáček jsou zobrazeny v Tab. 9 a v Tab. 10 je pro srovnání uveden rozdíl mezi vypočtenými převody v kap 6.3 a navrženými v této kapitole.

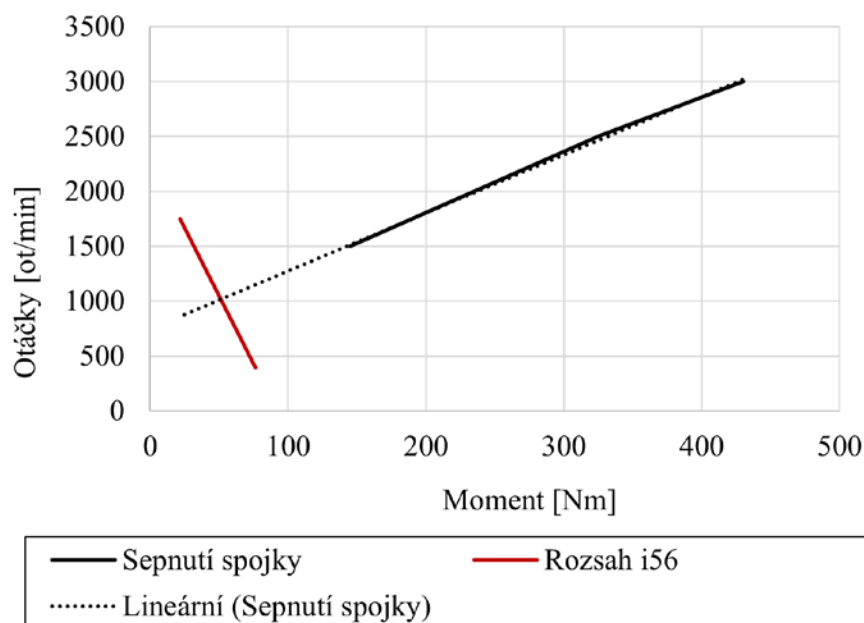
Odstředivá spojka bude sepínat na převodu  $i_{56}$ , za předpokladu přenosu točivého momentu 125 [Nm] dojde k sepnutí při 1 500 [ot/min] viz předchozí kapitola. Na tomto převodu je však navržený točivý moment nižší a otáčkový rozsah 391 až 1 747 [ot/min], lze tedy předpokládat, že spojka bude sepínat při nižších otáčkách. Z dat z katalogu výrobce a pomocí lineární extrapolace a proložením úsečky momentového a otáčkového rozsahu převodu  $i_{56}$  je z průsečíku určeno, že odstředivá spojka je schopná sepnout a přenést točivý moment 50 [Nm] při 1 045,9 [ot/min] viz Obr. 27, což je téměř polovina otáčkového rozsahu elektromotoru.

Tab. 9 Navržené převody a hranice otáček

i	Převod		Spodní hranice otáček		Horní hranice otáček	
			$n_{i \min}$ [ot/min]	$M_{i \max}$ [Nm]	$n_{i \max}$ [ot/min]	$M_{i \min}$ [Nm]
1	Motor	-	1 000	32	4 434	9
2	$i_{12}$	1,125	888,9	35,3	3 941,3	9,9
3	$i_{34}$	1,502	591,9	52	2 624,5	14,6
4	$i_{56}$	1,502	394,1	76,5	1 747,6	21,5
5	$i_{78}$	4,1	96,1	307,4	426,2	86,4

Tab. 10 Srovnání vypočtených a navržených převodů

Převod	Stálý	Měnitelný
Vypočtený	4,61	2,225
Navrhovaný	4,613	2,225
Rozdíl [%]	0,065	0,0

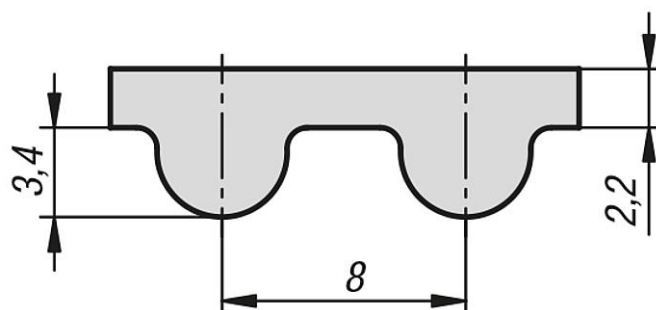


Obr. 27 Určení sepnutí spojky

### 7.1.3 Primární a sekundární převod

Pro primární a sekundární převod je volen převod s ozubeným řemenem a řemenicí. Zuby řemenu tvoří s tažnou kostrou jeden homogenní celek, pracují bez prokluzu a jsou schopny zajistit přesný převodový poměr a přesné časování poháněných řemenic. Pro řemeny je specifická nízká hmotnost, odolnost proti oleji a tichý a bezúdržbový chod. Jako profil zubu byl vybrán půlkulatý s označením HTD, oproti lichoběžníkovému zubu má půlkulatý tišší chod a přesnější časování. Velikostní řada zubu je volena s roztečí 8 [mm] a nese označení 8M, profil takového zubu je zobrazen na Obr. 28.

Volba řemenice a řemenu pro primární převod je popsána v následujících podkapitolách, pro sekundární převod  $i_{78}$ , je stanoven pouze převodový poměr v předchozí kapitole a při konstrukci motocyklu je potřeba do vybrat vhodný řemen a řemenice.



Obr. 28 Profil HTD 8M [19]

#### 7.1.3.1 Volba ozubené řemenice HTD 8M

Vzhledem k zástavbovým rozměrům odstředivé spojky je třeba zvolit nejprve velikost řemenice na tomto kole (2), ta je stanovena na 72 zubů, kde samotné ozubení bude součástí bubnu spojky, který bude vyráběn. Pro splnění podmínky dodržení primárního převodového poměru  $i_{12}$  plyne, že velikost řemenice na motoru bude 64 zubů. Řemenice pro motor byla vybrána z katalogu firmy Madler s objednacím číslem 174 132 00 s drážkou pro pero, která je vyrobená z fosfátované oceli a pojme řemen o šířce 20 [mm], počet zubů primárního převodu je shrnut v Tab. 11.

Tab. 11 Primární převod  $i_{12}$

Řemenice	Kolo 1	Kolo 2
Počet zubů	64	72

#### 7.1.3.2 Volba ozubeného řemene HTD 8M

Řemen byl volen z katalogu firmy Madler dle šířky řemenice o efektivní délce 1 040 [mm] a počtu zubů 130 [-], s objednacím číslem 175 124 00. Materiál tohoto řemenu je kompozit neoprenu a skelného vlákna. Životnost řemenu pro primární převod je ověřena ve výpočtovém prostředí KISSsoft.

#### 7.1.4 Volnoběžná spojka

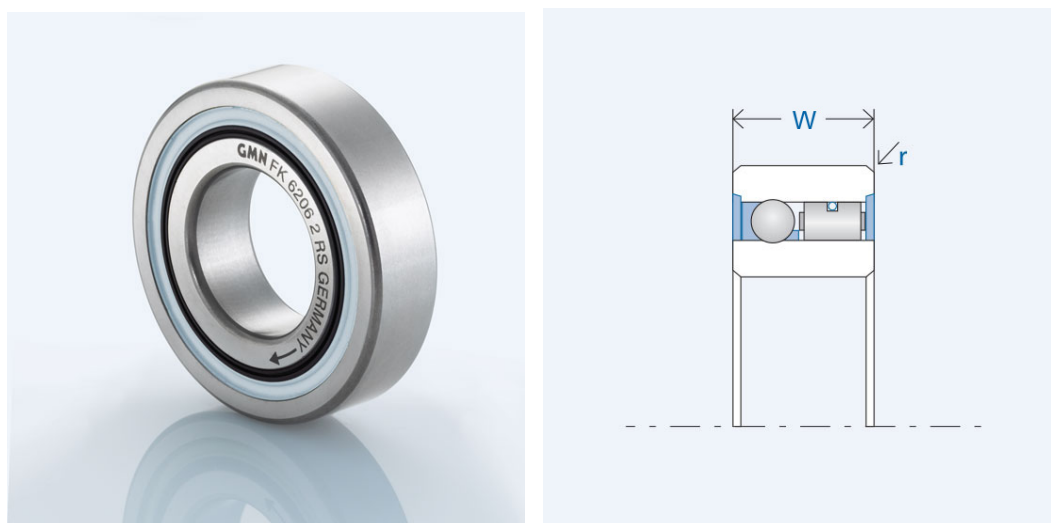
Volnoběžka je jednosměrné ložisko, které přenáší krouticí moment pouze v jednom směru a v opačném se může volně otáčet. Přenášení momentu je docíleno speciálními tvarovými volnoběžnými elementy, které jsou integrovány do ložiska a které změní polohu tak, že zapadnou a vytvoří spojení vnitřního a vnějšího kroužku ložiska, a to pouze v jednom směru. V opačném směru jsou tyto elementy uvolněny a je umožněno volné otáčení mezi kroužky. Ukázka takového ložiska je na Obr. 29 (levá část). Volnoběžné spojky s kuličkovými ložisky jsou integrovány do kuličkových ložisek o rozměrech a vlastnostech řady 62. Ukázka řezem takového ložiska je na Obr. 29 (pravá část) v levé části je vidět samostatné ložisko a v pravé jsou vidět tvarové elementy, které umožňují spojení vnitřního a vnějšího kroužku.

Spojka byla vybrána z katalogu firmy GMN pod kódovým označením GMN 301068, dle výpočtu točivého momentu a otáček pro daný převod viz Tab. 9, je zvolena spojka vyhovující těmto parametrům. Srovnání vypočtených hodnot a limitních hodnot dle výrobce je zobrazeno v

Tab. 12. Spojka bude osazena ozubeným věncem a ten společně se spojkou nalisován na hřídel, v obou případech se bude jednat o lisování za studena, dle specifikace z katalogu výrobce GMN. Všechny potřebné rozměrové údaje jsou v katalogu výrobce v příloze této práce.

Tab. 12 Volnoběžná spojka

	Max. točivý moment [Nm]	Max. otáčky [ot/min]
Návrh	52	2 624
Limit ložiska	60	7 500



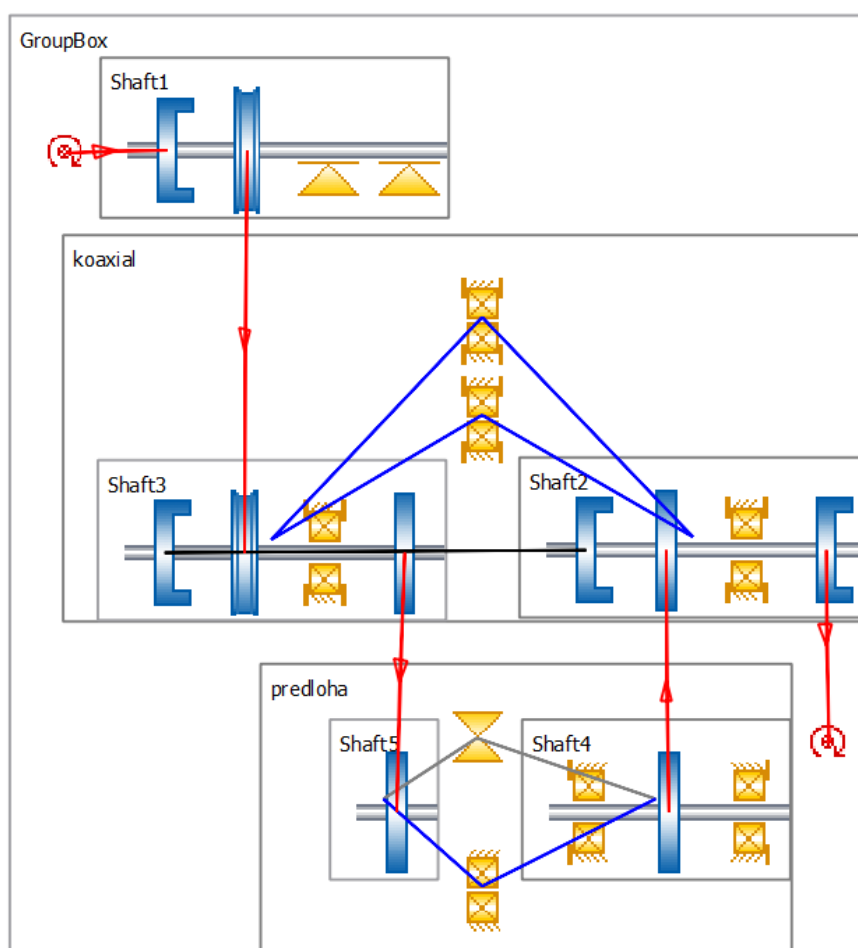
Obr. 29 Volnoběžná spojka (levá část), Řez spojkou (pravá část) [Příloha I]



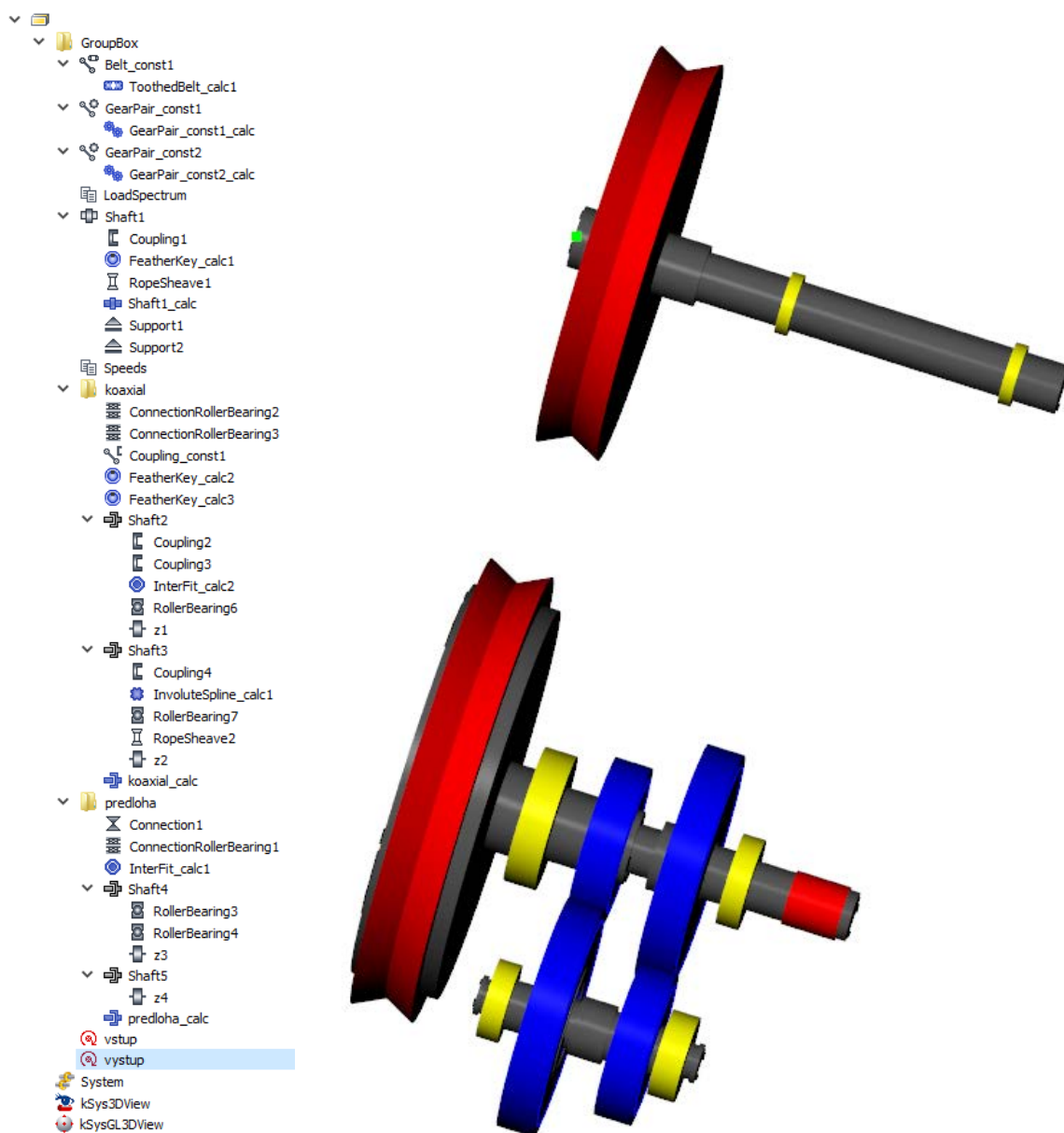
## 7.2 Výpočet KISSsoft

Pro pevnostní návrh převodovky mimo její skříně je použit výpočtový SW KISSsoft. Tento SW je použit pro návrh a pevnostní výpočet ozubených kol, hřídelí, otočných uložení, spojení perem, drážkováním a nalisováním. Komponenty jsou posuzovány dle norem, které jsou běžné v technické praxi.

Samotný výpočetní model a strom modelu je zobrazen na Obr. 31, ze kterého jsou patrné použité komponenty a kinematické schéma modelu je zobrazeno na Obr. 30. V programu je kromě definice výpočtů a vazeb nutné vytvořit tabulku rychlostních stupňů a zatěžovací spektrum (kap. 7.2.1). Řadící tabulka řeší vypínání a zapínání jednotlivých vazeb při daném rychlostním stupni, to nahrazuje funkčnost volnoběžné a odstředivé spojky. Převodovka a její komponenty jsou navrhovány na životnost 20 000 [hod].



Obr. 30 Kinematické schéma programu KISSsoft



Obr. 31 Model a strom modelu programu KISSsoft

### 7.2.1 Zatěžovací spektrum

Samotný statický výpočet komponent převodovky při maximálním momentu a otáčkách není dostatečný a je potřeba zvolit zatěžovací stavy které budou reprezentovat skutečné zatěžování převodovky. V případě, že by převodovka byla navržena na maximální moment a otáčky, tak by byla předimenzovaná z důvodu, že na svém maximálním momentu a otáčkách bude převodovka pracovat jen část své životnosti. Tuto problematiku se snaží řešit tzv. zatěžovací spektrum, které je zobrazeno v Tab. 13.

Jelikož nejsou dostupná naměřená spektra z reálného provozu obdobných převodovek, je přistoupeno k sestavení tohoto spektra dle následujících podmínek. Pro první i druhý rychlostní stupeň je použit celý otáčkový rozsah elektromotoru a tomu odpovídající rozložení točivého momentu dle charakteristiky elektromotoru. Pro každý rychlostní stupeň jsou vytvořeny čtyři zátěžné stavy, pro dva stupně je to tedy osm stavů, které jsou svojí četností rovnoměrně zastoupeny. Každému zátěžnému stavu je tedy přiřazena totožná frekvence, což znamená, že v případě návrhu komponenty na životnost 20 000 [hod], bude každý zátěžný stav působit 2 500 [hod], tedy 12,5 [%].

Tab. 13 Zátěžovací spektrum

Zátěžný stav	Frekvence [%]	Moment [Nm]	Otáčky [ot/min]	Rychlostní stupeň
1	12,5	9	4 434	1
2		14,75	4 276	
3		26,25	4 015	
4		32	1 000	
5		9	4 434	2
6		14,75	4 276	
7		26,25	4 015	
8		32	1 000	

## 7.2.2 Hřídele

Navrhované hřídele jsou zobrazeny na Obr. 32 a Obr. 33, kde jsou patrná i použitá ložiska a ozubená kola, jejichž posudek je předmětem následujících kapitol. Koaxiální, předlohová a výstupní hřídel je navržena z uhlíkové oceli C45, která je vhodná k zušlechťování.

Samotný pevnostní výpočet hřídelí je proveden jak pro statickou, tak únavovou únosnost s využitím norem DIN 743 a zatěžovacího spektra definovaného v předchozí kapitole. Únosnosti je vyhodnocována ve vrubech a oslabených průřezech, kde je očekávána snížená pevnost a riziko vzniku únavových trhlin, tyto řezy jsou patrné z Obr. 32 a Obr. 33 a korespondují s označením, které je uvedeno ve vyhodnocení.

Na Obr. 34 je pak zobrazen průhyb a redukované napětí po řezu, dle pevnostní hypotézy Tresca, při maximálním momentovém zatížení. Souhrn vyhodnocení pro každou hřídel je uveden v Tab. 14 až Tab. 16. V těchto tabulkách jsou vypsány hodnoty bezpečnostních koeficientů statických –  $S_s$  a únavových  $S_d$ , pro odpovídající řezy a maximální průhyb a redukované napětí při maximálním momentovém zatížení. Limitní podmínkou pro bezpečnosti je

$$S_{s,d} \geq 1,2. \quad (25)$$

Tab. 14 Vyhodnocení koaxiální hřídele

Max. průhyb [ $\mu\text{m}$ ]	Max. $\sigma_{\text{red}}$ Tresca [MPa]	Řez A		Řez B	
		$S_s$ [-]	$S_d$ [-]	$S_s$ [-]	$S_d$ [-]
4,8	13,4	50,2	67,1	45,8	50,6

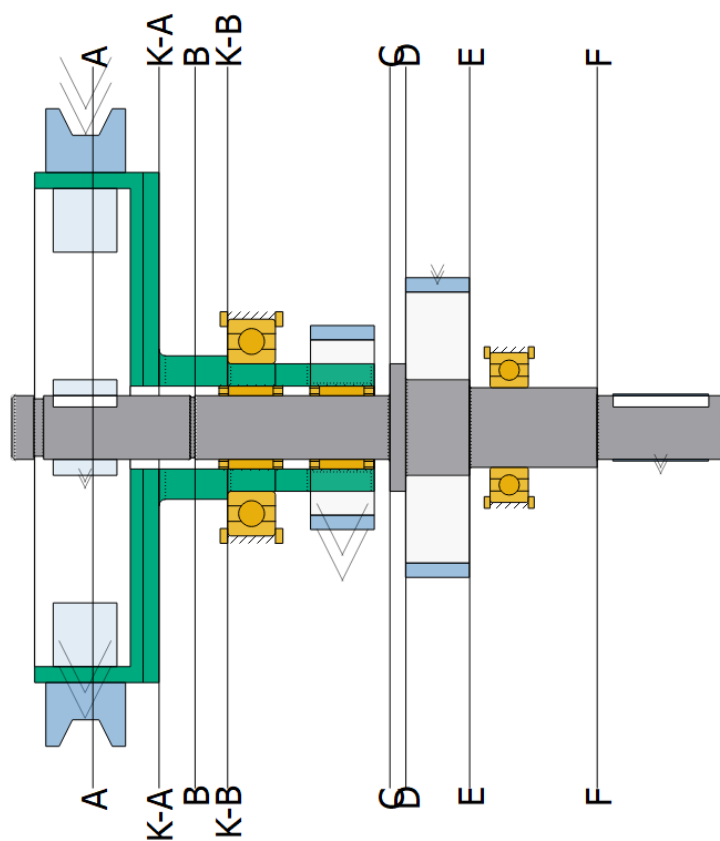
Tab. 15 Vyhodnocení výstupní hřídele

Max. průhyb [ $\mu\text{m}$ ]	Max. $\sigma_{\text{red}}$ Tresca [MPa]	Řez A		Řez B		Řez C		Řez D		Řez E		Řez F	
		$S_s$ [-]	$S_d$ [-]	$S_s$ [-]	$S_d$ [-]	$S_s$ [-]	$S_d$ [-]	$S_s$ [-]	$S_d$ [-]	$S_s$ [-]	$S_d$ [-]	$S_s$ [-]	$S_d$ [-]
5,4	108,6	13,5	14,7	7,2	8,5	7,1	5,8	23,7	15,3	7,1	6,6	3,8	3,9

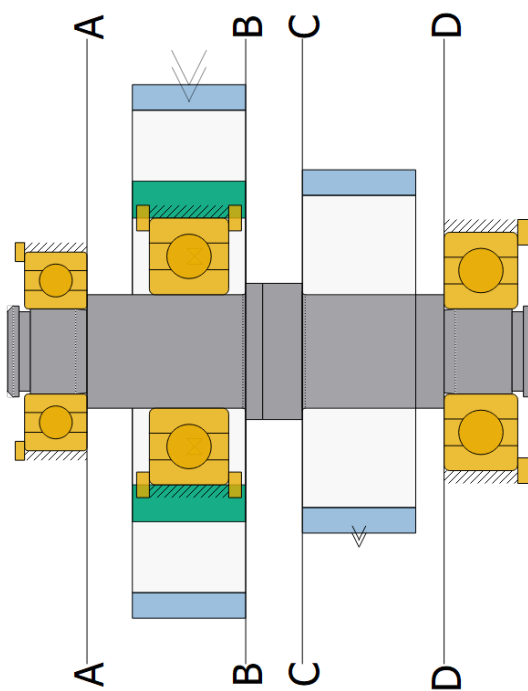
Tab. 16 Vyhodnocení předlohové hřídele

Max. průhyb [ $\mu\text{m}$ ]	Max. $\sigma_{\text{red}}$ Tresca [MPa]	Řez A		Řez B		Řez C		Řez D	
		$S_s$ [-]	$S_d$ [-]	$S_s$ [-]	$S_d$ [-]	$S_s$ [-]	$S_d$ [-]	$S_s$ [-]	$S_d$ [-]
4,5	85,5	27,4	21,5	4,5	7,8	4,4	6,9	12,3	9,7

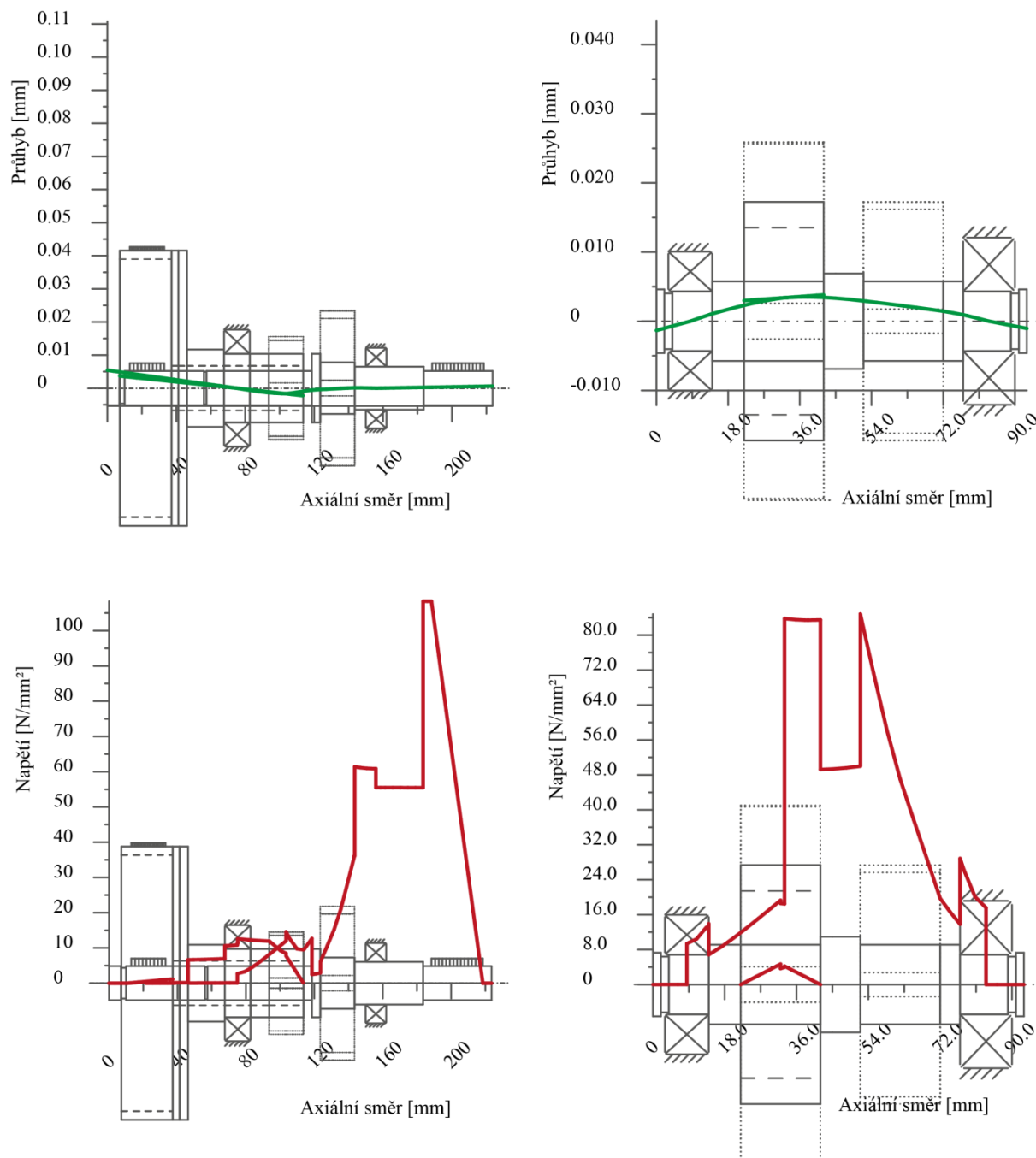
Hřídele splňují minimální požadovanou mez bezpečnosti pro všechny řezy a jsou hodnoceny jako **vyhovující**.



Obr. 32 Koaxiální a výstupní hřídel



Obr. 33 Předlohová hřídel



Obr. 34 Průhyb a redukované napětí – koaxiální a výstupní (vlevo), předloňová (vpravo)

### 7.2.3 Ozubené převody

Pro ozubené převody  $i_{34}$  a  $i_{56}$  jsou vybrána čelní válcová ozubená kola s přímými zuby, pro oba páry ozubených kol je vybrán materiál legované uhlíkové oceli EN 42CrMo4, kde zuby budou zušlechťovány. Oba páry mají identický převodový poměr, tak aby byl dodržen navrhovaný převod z kap. 7.1.2.

Základní profil ozubení u obou párů kol, který je použit je v souladu se standardem ISO 53:1998 Profil A, stupeň přesnosti – DIN 3961–6. Základní parametry ozubených kol pro převody  $i_{34}$  a  $i_{56}$  jsou uvedeny v Tab. 17 a vycházejí ze SW KISSsoft, detailní výpis lze nalézt ve výpisu programu, který je uveden v příloze této práce.

Každé ozubené kole je navrženo výpočtem dle normy ISO/TS 6336, kde je provedena kontrola únosnosti ozubení ve čtyřech případech, které jsou stručně popsány níže a jejichž výsledky jsou zobrazeny v Tab. 18:

- ohybu zubu – pata zubu je míjivým zatížením namáhaná na ohyb, čímž v ní hrozí vznik únavové trhliny a ulomení zubu
- dotyku zubů – při dotyku zubů dochází vlivem otláčení k vydrolování povrchu zubů, tzv. pitting
- kontrola proti zadírání – teplota v místě kontaktu zubů rychle vzroste v důsledku tření, a to nad teplotu schopnosti maziva zachovat jeho viskozitu při:
  - (a) integrální teplotě – střední hodnota kontaktní teploty
  - (b) špičkové teplotě – maximální teplota kontaktních ploch

Tab. 17 základní parametry ozubení pro převod i34 a i56

Parametr	Označení	Jednotky	Kolo 3/5	Kolo 4/6
Modul	m	[mm]	2	
Počet zubů	z	[-]	30	45
Převod	i	[-]	1,5	
Účinnost	$\eta$	[-]	0,98	
Vzdálenost os	$a_w$	[mm]	75	
Šířka kol	b	[mm]	20	
Průměr základní kružnice	$d_b$	[mm]	56,382	84,572
Průměr roztečné kružnice	d	[mm]	60	90
Průměr patní kružnice	$d_f$	[mm]	55,473	84,527
Korekce	x	[-]	0,1182	-0,1182
Použitý materiál	-		42CrMo4+QT	

Tab. 18 Vyhodnocení ozubených kol

Bezpečnost	Označení	Kolo 3	Kolo 4	Kolo 5	Kolo 6	Min. požadovaná bezpečnost
Únosnost v ohybu	$S_F$	4,18	4,1	2,89	2,94	1,2
Únosnost v dotyku	$S_H$	1,4	1,43	1,22	1,19	1,1
Únosnost proti zadírání při integrální teplotě	$S_{intS}$	4,42		4,21		2
Únosnost proti zadírání při špičkové teplotě	$S_B$	17,2		14,44		2

Ozubené převody splňují minimální požadovanou mez bezpečnosti pro všechny případy a jsou hodnoceny jako **vyhovující**.



#### 7.2.4 Otočná uložení hřídelí

Ložiska jsou volena standartní v dostupných rozměrových řadách od firmy SKF. Předlohová hřídel je uložena ve skříni převodovky na dvou jednořadých kuličkových ložiskách (pozice 1 a 2), koaxiální hřídel je usazena na výstupní hřídel pomocí jehlových ložisek (pozice 5 a 6) a jednořadého kuličkového ložiska do skříně (4) a výstupní hřídel je usazena v rámu pomocí kuličkového ložiska (3). Jehlová ložiska jsou volena identická z důvodu zjednodušení montáže, tak aby nemohlo dojít k jejich záměně. Souhrn použitých ložisek společně s jejich označením, základními rozměry a vlastnostmi je uveden v Tab. 19.

Pro vyhodnocení ložisek je použito normy ISO/TS 16281, jedná se o komplexní normu, která při výpočtu ložisek bere v potaz deformace a natočení hřídele, použitý olej v převodovce a jeho kontaminaci (výběr oleje viz kap 7.3), teplotu skříně a hřídele, provozní vůli ložiska, vnitřní rozložení zatížení při odvalování apod.

Vyhodnocení je uvedeno v Tab. 20, kde pro každé ložisko je zobrazena statická bezpečnost, životnost v hodinách a procentuální vyčerpání životnosti (max. 100 [%]), detailní vyhodnocení ložisek z programu KISSsoft je v příloze této práce.

Tab. 19 Základní parametry použitých ložisek

Ložisko	Označení	D [mm]	d [mm]	B [mm]	Co [kN]	C [kN]
<u>1</u>	SKF 6202	35	15	11	3,8	8,1
<u>2</u>	SKF 6302	42	15	13	5,4	11,9
<u>3</u>	SKF 6005	47	25	12	6,6	11,9
<u>4</u>	SKF 6008	68	40	15	11	17,8
<u>5</u>	SKF K 20x24x13	24	20	13	14,6	9,5
<u>6</u>						

Tab. 20 Vyhodnocení použitých ložisek

Ložisko	Statická bezpečnost [-]	Životnost [hod]	Životnost [%]
<u>1</u>	6,7	53 266	37,6
<u>2</u>	5,1	27 072	73,9
<u>3</u>	7,3	124 378	16,1
<u>4</u>	9,2	34 701	57,6
<u>5</u>	28,2	84 577	23,7
<u>6</u>	89,9	950 812	2,1

Všechny zvolená ložiska splňují minimální požadovanou životnost 20 000 [hod] a jsou hodnocena jako **vyhovující**.

### 7.2.5 Spojení perem

Spojení perem je použito pro přenos točivého momentu mezi:

- 1) motorem a ozubenou řemenicí
- 2) výstupní hřídelí a odstředivou spojkou
- 3) na výstupu z převodovky

Pero je posouzeno dle normy DIN 6892, která posuzuje zvlášť hřídel, náboj a pero. Materiály a geometrie jsou voleny dle návrhu v KISSsoft. Vyhodnocení je uvedeno v

Tab. 21, kde podmínka pro bezpečnost má tvar

$$S_F \geq 1. \quad (26)$$

Tab. 21 Vyhodnocení per

Případ	Bezpečnost $S_F$ [-]			Počet per [-]	Pero dle DIN 6885
	Hřídel	Náboj	Pero		
1)	5,53	4,76	6,30	1	8-7-40-A
2)	1,12	1,12	1,28	1	6-6-20-A
3)	1,41	1,21	1,6	1	6-6-25-A

Spoje perem jsou hodnoceny jako **vyhovující**.

### 7.2.6 Tolerance pro nalisování

Spojení nalisováním je použito pro přenos točivého momentu mezi:

- 1) předlohou hřídel a ozubeným kolem 5
- 2) výstupní hřídel a ozubeným kolem 6

Nalisování je posouzeno dle normy DIN 7190, která posuzuje samotný spoj – bezpečnost proti posunutí  $S_r$ , hřídel a náboj – bezpečnost meze kluzu  $S_{Rp}$  a porušení  $S_{Rm}$ . Materiály a geometrie jsou voleny dle návrhu v KISSsoft a vyhodnocení je uvedeno v Tab. 22 a v Tab. 23 jsou uvedeny podmínky pro montáž za tepla s předehřevem.

Tab. 22 Vyhodnocení nalisování

Případ	Spoj	Hřídel		Náboj		Tolerance
	$S_r$ [-]	$S_{Rp}$ [-]	$S_{Rm}$ [-]	$S_{Rp}$ [-]	$S_{Rm}$ [-]	
1)	1,5	3,4	5	2,9	3,9	H6/u6
2)	3,2	4,5	6,8	4	5,4	H7/u6
Limit	1	1	1,5	1	1,5	-

Spojení nalisováním je hodnoceno jako **vyhovující**.

Tab. 23 Montážní podmínky nalisování

Případ	Teplota [°C]		Lisovací síla [kN]
	Hřídel	Náboj	
1)	20	342	21,1
2)	20	284	23,3

### 7.2.7 Ozubený řemen

Výpočet řemenu je proveden jak v SW KISSsoft, tak v online nástroji firmy Maedler [Příloha G], podrobné výsledky jsou uvedeny v příloze této zprávy. Společně s řemenem je v online nástroji posouzena i řemenice. Výsledky jsou uvedeny v Tab. 24.

Tab. 24 Vyhodnocení řemenu a řemenice

Výpočet	Typ	Hodnota	Limit
KISSsoft – řemen	Využitelnost [%]	69,5	100
Maedler – řemen	Bezpečnost [-]	1,27	1,1
Maedler – řemenice	Bezpečnost [-]		1,1

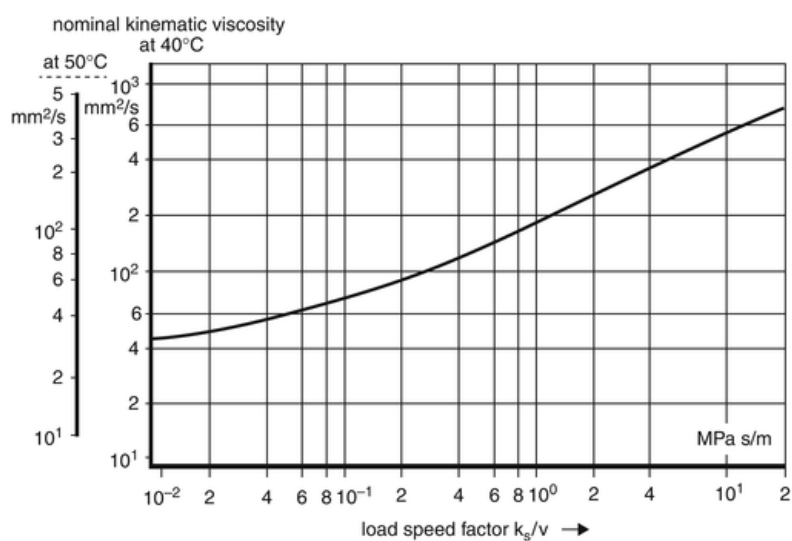
Ozubený řemen a řemenice jsou hodnoceny jako **vyhovující**.

### 7.3 Systém mazání a volba oleje

Pro mazání převodovky bylo vybráno mazání broděním z důvodu jeho jednoduchosti a dostatečnosti pro navrhovanou převodovku – rychlosti převodovky. Pro výpočet potřebné viskozity oleje byla použita norma DIN 51509, kde je užito vztahu

$$K_S = \frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{U + 1}{U} \cdot Z_H^2 \cdot Z_\varepsilon^2 \cdot K_A \quad (27)$$

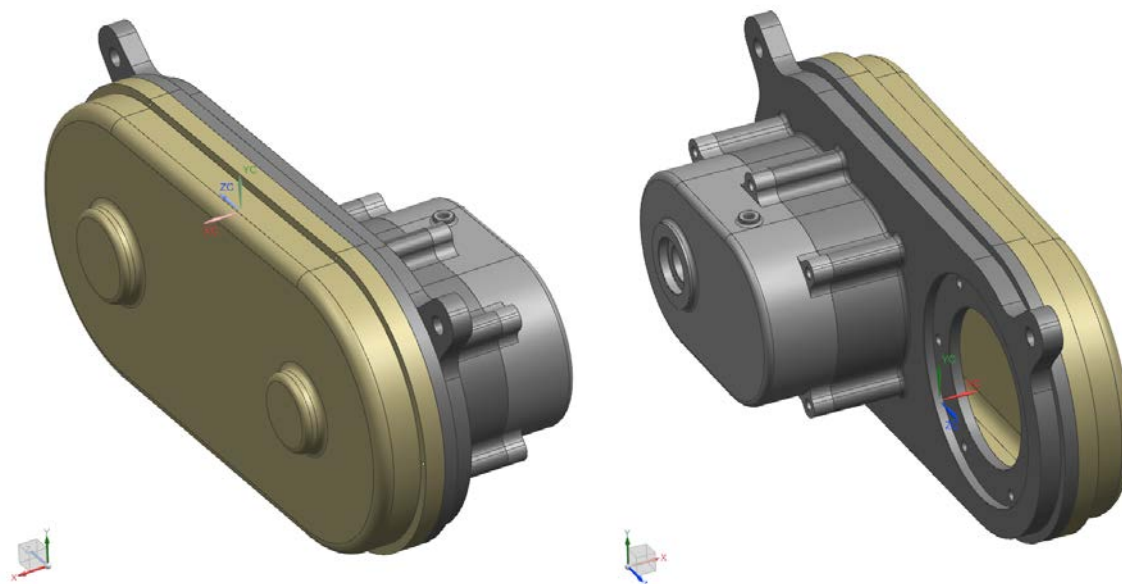
kde  $F_t$  je obvodová síla na roztečné kružnici ozubení,  $b$  šíře ozubení,  $d_1$  průměr roztečné kružnice,  $U$  převodový poměr,  $Z_H$  koeficient distribuce,  $Z_\varepsilon$  koeficient dotyku a  $K_A$  koeficient momentu. Tuhost  $K_S$  je následně podělena rychlostí  $v$  a dle grafu na Obr. 35 je vybrána odpovídající viskozita oleje. Výpočet je proveden pomocí SW KISSsoft, kde nominální viskozita oleje vychází pro soukolí 34: 207 [Nmm<sup>2</sup>] a pro soukolí 56: 250 [Nmm<sup>2</sup>], typ oleje je tedy zvolen **ISO VG 220**.



Obr. 35 Výběr viskozity oleje [20]

## 7.4 Návrh skříně

Skříň převodového ústrojí se skládá ze tří částí, spojkové skříně, skříně převodovky a víka převodovky. Víko převodovky je navrženo z polypropylenu, spojková a převodová skříně budou vyráběny jako tlakové odlitky ze slitiny hliníku a jejich funkční plochy následně třískově obrobena. Jako materiál skříně byla vybrána slitina EN AC 46000. Pro návrh byl použit CAD systém NX 11 [25] a pro pevnostní ověření výpočetní systém Abaqus/CAE 2023 HF1 [24], který je popsán v následujících podkapitolách. Model převodové skříně je zobrazen na Obr. 36.



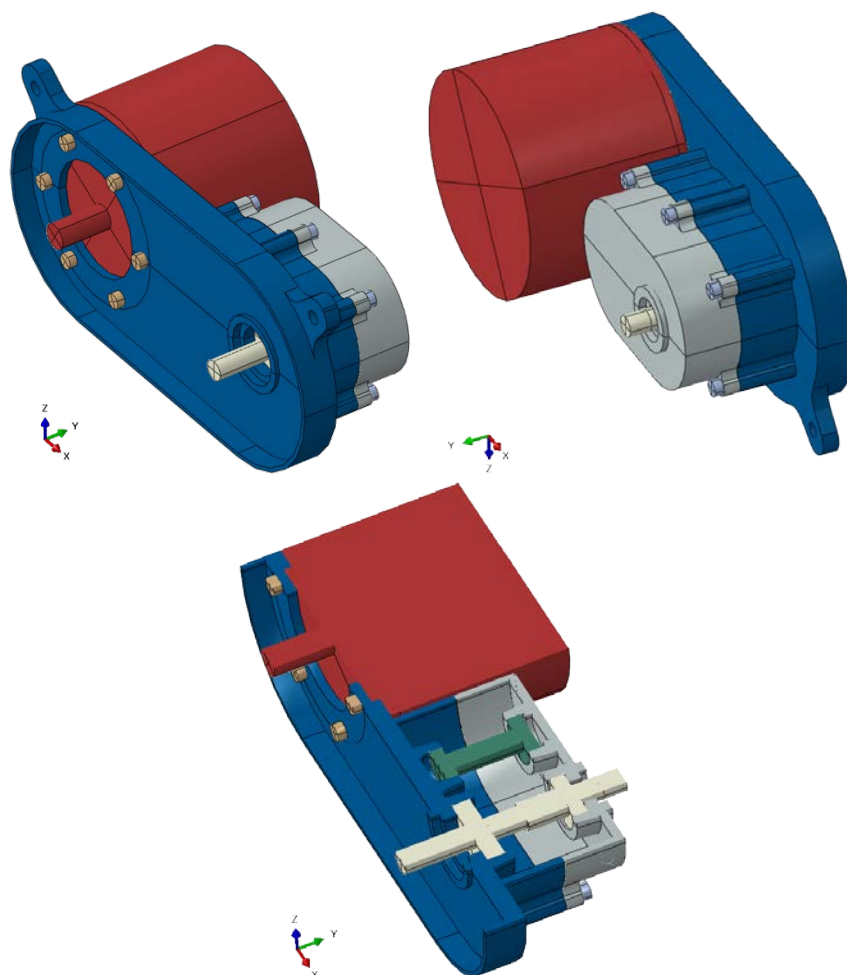
Obr. 36 Model skříně

### 7.4.1 MKP výpočet skříně

Výpočtový model skříně byl vytvořen jako 3D model za použití objemového modelování v CAD systému NX 11.0, tento model byl následně přenesen do výpočtového programového systému Abaqus/CAE 2023 HF1. Na připraveném 3D modelu byla vytvořena výpočtová síť konečných prvků (Mesh), zadány vazby (Coupling), kontakty (Interactions) a konektory (Connectors), mezi odpovídajícími plochami, body a součástmi, které jsou popsány níže.

### 7.4.2 Geometrie

Pro pevnostní kontrolu v programu Abaqus byla geometrie skříně zjednodušena (odstraněním malých geometrických prvků, např. rádius, zkosení atp.). Výpočtový model je složen z motoru, skříně převodovky (bez krytu), náhradní výstupní a předlokové hřídele a šroubů, které drží spojují skříň s motorem viz Obr. 37. Motor a náhradní hřídele jsou modelovány tak, aby zahrnuly hmotnostní účinky reálného modelu, toho je docíleno vytvořením materiálu s upravenou hustotou  $\rho$ .



Obr. 37 Výpočtový model

### 7.4.3 Materiál

Materiálový model je volen jako lineární z důvodu nepředpokládaného překročení meze kluzu jednotlivých materiálů. Mechanické vlastnosti použitých materiálů při výpočtu jsou shrnuty v Tab. 26.

Tab. 25 Materiálové parametry modelu

Materiál	E [GPa]	R <sub>p02</sub> [MPa]	R <sub>m</sub> [MPa]	ρ [kg/m <sup>3</sup> ]	μ [-]
Ocel (šrouby) [23]	210	640	800	7 850	0,3
Hliníková slitina (skříň) [22]	73	160	240	2 750	
Náhradní materiál motor	210	-	-	3 180	
Náhradní materiál hřídel – předlohová				415	
Náhradní materiál hřídel – výstupní				629	

### 7.4.4 Síť

Výpočtová síť je tvořena z objemových kvadratických prvků C3D20 a C3D10 (3D 20-ti uzlový šestiboký kvadratický prvek a 3D 10-ti uzlový pětiboký kvadratický prvek). Síť MKP modelu je zobrazena na Obr. 38 (levá část) a v Tab. 26 jsou vypsány použité prvky a jejich počet.

Tab. 26 Síť MKP - typ a počet elementů modelu

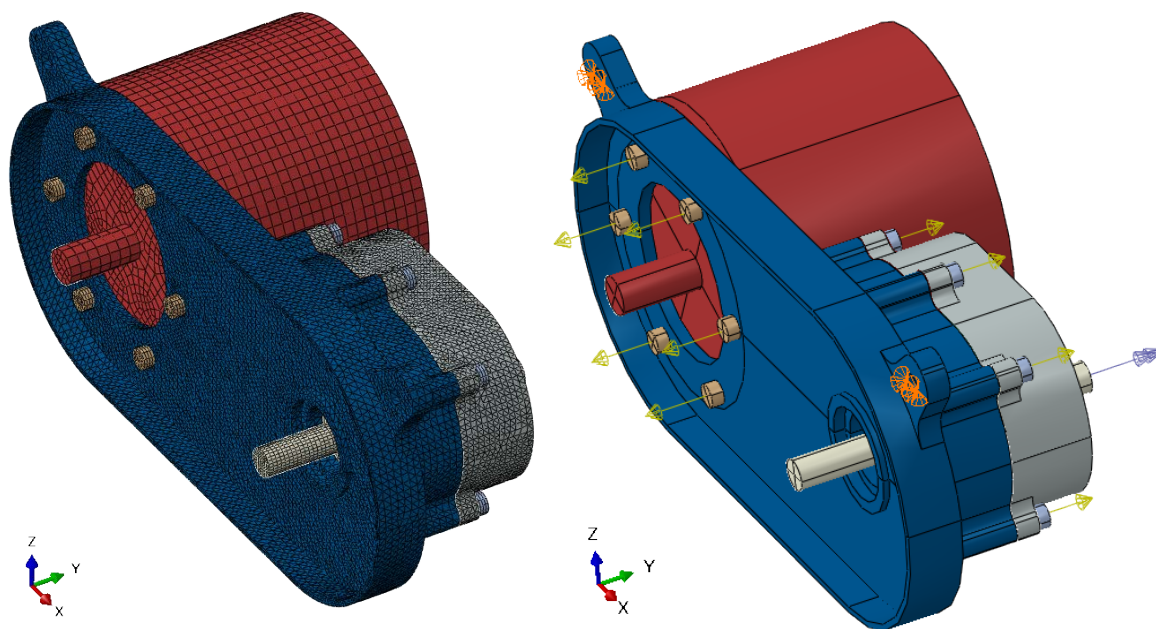
Celkový počet uzlů:	435 376
Celkový počet prvků:	197 773
C3D20	39 550
C3D10	158 223

### 7.4.5 Okrajové podmínky

Model s okrajovými podmínkami je zobrazen na Obr. 38 (pravá část), oka skříně jsou vetknuta s nulovými posuvy ( $U_x=U_y=U_z=0$ ), výstupní hřídel je zatížena momentem a celý model je zatížen násobky gravitačního zrychlení  $g$ . Souhrn zatížení je zobrazen v Tab. 27, kde násobky gravitačního zatížení mají simulovat dynamické účinky od rámu motocyklu při jízdě.

Tab. 27 Zatížení skříně

Zatížení		Rozměr	Velikost
Gravitační zrychlení	x	[m/s <sup>2</sup> ]	+3 g
	y		+ 3 g
	z		-6 g
Výstupní moment		[Nm]	40
Předeřinovací síla šroubů		[kN]	6

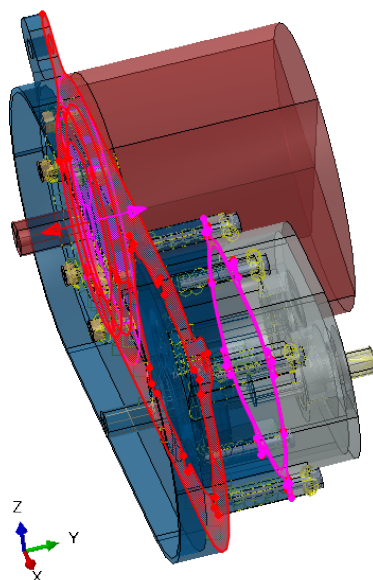


Obr. 38 MKP síť (vlevo), okrajové podmínky (vpravo)

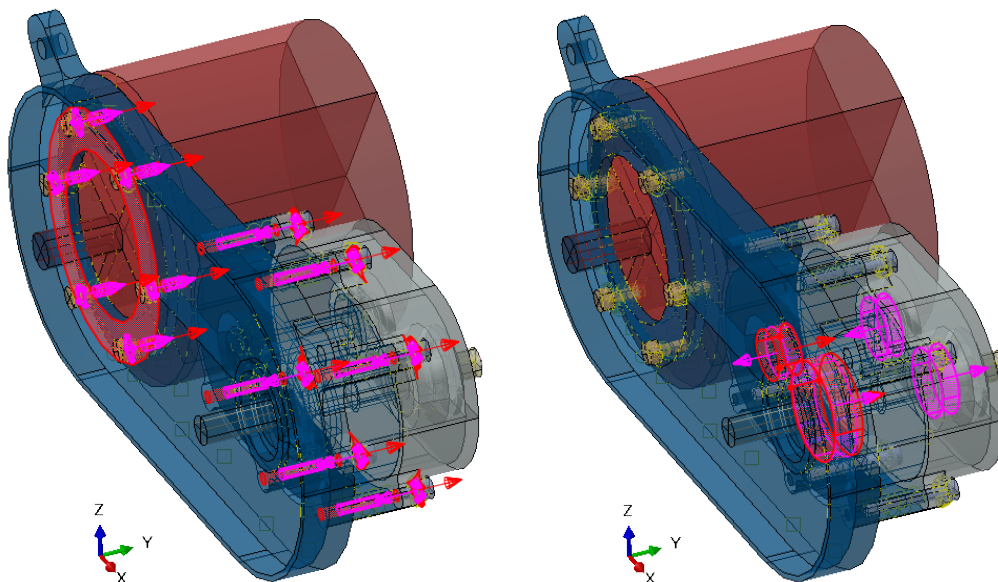


### 7.4.6 Vazby, kontakty

Kontakty (Interaction) mezi motorem a skříní a mezi skříní, který je zobrazen na Obr. 39, je modelován s třením  $f = 0,1$ . V modelu je také použito pevného spojení TIE mezi hlavami a dřívky šroubů a jejich uložení a mezi hřídelí a skříní viz Obr. 40.



Obr. 39 Kontakty



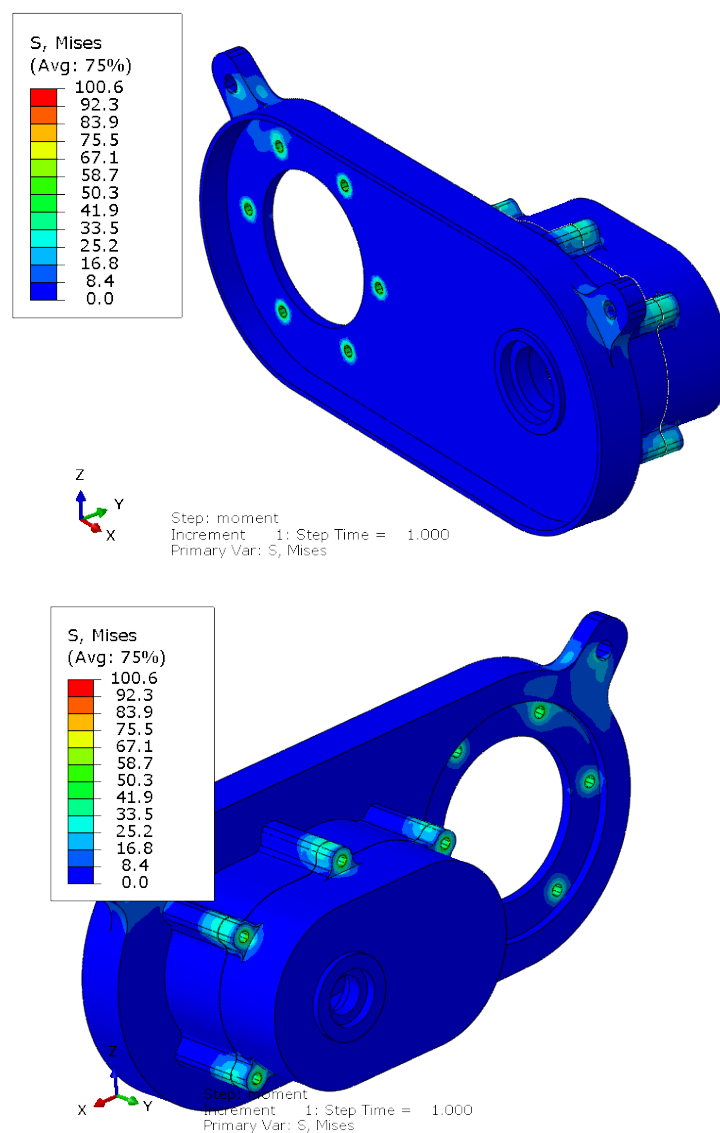
Obr. 40 Pevná spojení (TIE)

### 7.4.7 Nastavení úlohy

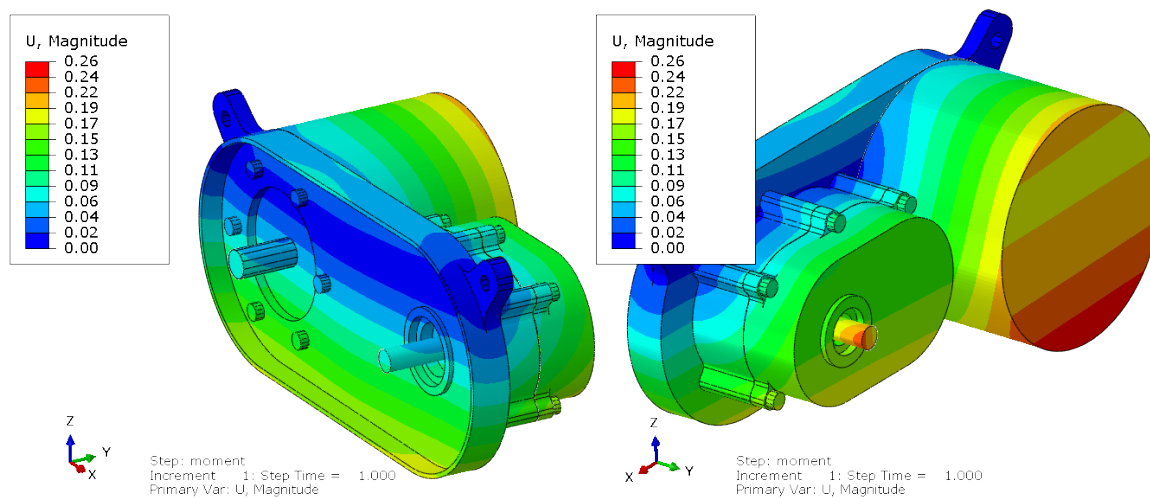
Úloha byla řešena jako nelineární statická s běžným nastavením řešiče Abaqusu. Nejprve došlo k inicializaci kontaktů, v dalším kroku bylo provedeno předeptnutí šroubů a až následně byl model zatížen gravitačním a silovým zatížením.

### 7.4.8 Výsledky

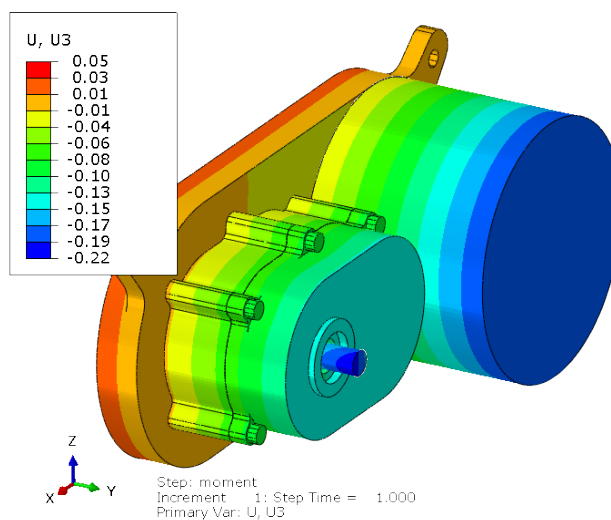
V této části jsou prezentované výsledky pevnostního výpočtu skříně převodovky. Na Obr. 41 je zobrazen předeptnutý a zatížený model (gravitací a momentem) je z něho patrné zvýšené redukované napětí, dle pevnostní hypotézy von Mises, v místech předeptnutých šroubů (špičkově až 100 [MPa]) a zvýšeného napětí v místech uchycení převodovky (do 50 [MPa]). Pro stejně zatížený model je zobrazen celkový posuv na Obr. 42, kde maximální celkový posuv je na hodnotě 0,26 [mm] a maximální posuv ve směru osy z je 0,22 [mm], který je zobrazen na Obr. 43.



Obr. 41 Redukované napětí von Mises [MPa]



Obr. 42 Posuv celkový [mm]

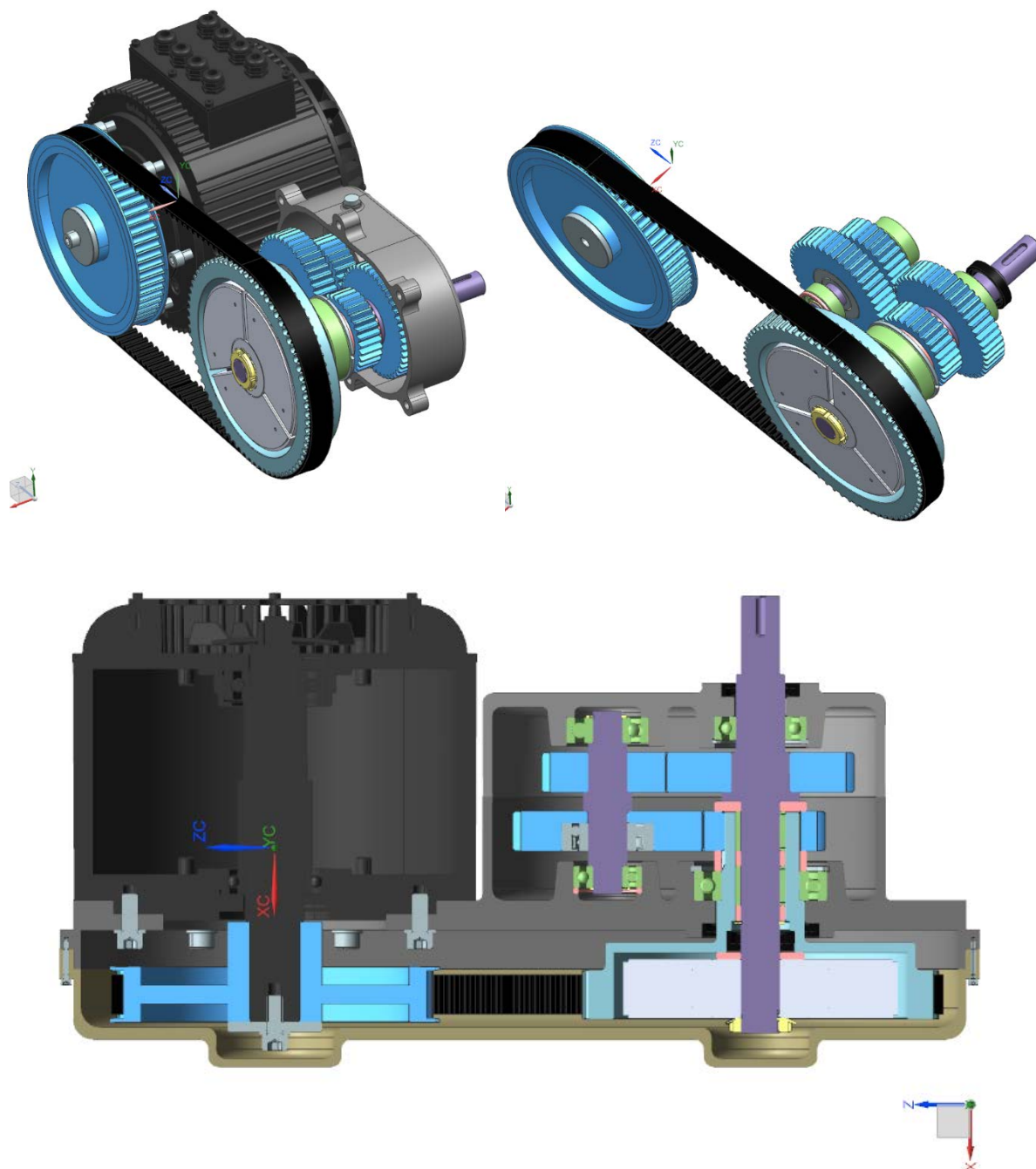


Obr. 43 posuv ve směru Z [mm]

Z výsledků je patrné, že skříň vyhovuje s dostatečnou bezpečností vůči kluzu. Skříň je dostatečně tuhá, a proto by bylo vhodné zvážit její odlehčení. S odlehčením je však spojená nízká tuhost uložení hřídelí a vyšší namáhání ozubení převodovky, tuhost skříně jako takové by bylo vhodné zahrnout do výpočtu namáhání ložisek, hřídelí a ozubení. Skříň převodovky je hodnocena jako **vyhovující**.

## 7.5 Výsledný návrh

S ohledem na kladné pevnostní hodnocení všech komponent této kapitoly bylo přistoupeno k vytvoření modelu a výkresové dokumentace v programu NX. Ukázky takto vytvořeného modelu jsou vidět na Obr. 44. Model je dostupný v elektronické příloze této práce a výkresová dokumentace taktéž.



Obr. 44 3D model v prostředí NX

## 8 Závěr

Cílem práce bylo navržení dvourychlostní automatické převodovky elektrického jednostopého vozidla pro možné budoucí použití. Nejprve byla provedena rešerše v oblasti převodových ústrojí elektrických vozidel a současném stavu trhu. Následně jsou definovány jízdní odpory a sestaveno odstupňování převodovky. Pro mechanismus automatického řazení byla vybrána odstředivá spojka.

Konstrukční návrh byl řešen pomocí SW KISSsoft, který poskytuje možnosti komplexního návrhu a hodnocení komponent převodovky. Byl sestaven výpočetní model, zatěžovací spektrum a kinematické vazby. Pro skříň převodovky byl použit modelační CAD systém NX a výpočetní systém Abaqus. Celá převodovka byla pak následně vymodelována v prostředí NX a vytvořena její výkresová dokumentace. Převodovka je pro dva rychlostní stupně s využitím 10 [kW] motoru schopná vyvinout rychlost 85 [km/h].

Rozměry hřídelí, ložisek apod. se řídí volbou objednávaných komponent (odstředivá spojka, volnoběžná spojka atd.), velká část zástavbových rozměrů byla tedy dána, a proto dochází u některých komponent k předimenzování, je tedy ke zvážení např. návrh vlastní odstředivé spojky v budoucí práci.

Pro další práci by bylo také vhodné zahrnout tuhost převodové skříně do výpočtu v programu KISSsoft, příp. provést modální a dynamické analýzy, které tento SW podporuje. Následně by při konstrukci celého motocyklu bylo vhodné revidovat uchycení převodové skříně na rám motocyklu a optimalizovat hmotnostní využití skříně.

## Seznam použitých zdrojů

- [1] VLK, František. *Teorie a konstrukce motocyklů*. Brno: František Vlk, 2004. ISBN 80-239-1601-7.
- [2] WANG, X. & Cai, Y. & Zhou, Y. & Gao, S.. (2014). A study on the effects of the matching of automatic transmission on the energy consumption of electric vehicle. *Qiche Gongcheng/Automotive Engineering*. 36. 871-878.
- [3] WU, G., Zhang, X., and Dong, Z., "Impacts of Two-Speed Gearbox on Electric Vehicle's Fuel Economy and Performance," SAE Technical Paper 2013-01-0349, 2013, <https://doi.org/10.4271/2013-01-0349>.
- [4] RUAN Jiageng, Paul Walker, Nong Zhang, A comparative study energy consumption and costs of battery electric vehicle transmissions, *Applied Energy*, Volume 165, 2016, Pages 119-134, ISSN 0306-2619, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.12.081>.
- [5] HAN J-O, Jeong W-H, Lee J-S, Oh S-H. The Structure and Optimal Gear Tooth Profile Design of Two-Speed Transmission for Electric Vehicles. *Energies*. 2021; 14(13):3736. <https://doi.org/10.3390/en14133736>
- [6] SIMON HANCOCKSTHU, 26 Nov 2020. All-electric kymco F9 sports scooter announced with two gears. *Visordown* [online]. 26.11.2020. [Cit. 01.05.2024]. Dostupné z: <https://www.visordown.com/news/new-bikes/all-electric-kymco-f9-sports-scooter-announced-two-gears>
- [7] EVNERDS. White Ghost Electric Motorcycle by Sur-Ron. *EvNerds* [online]. 18.10.2020. [Cit. 02.03.2024]. Dostupné z: <https://evnerds.com/electric-vehicles/e-motorcycle-news/white-ghost-electric-motorcycle-by-sur-ron/amp/>
- [8] JOURNEYMAN. Ecooter. *Elektrický skútr Eccoter – smartscooter nové generace!* [online]. [Cit. 02.03.2024] Dostupné z: <https://www.ecooter.cz/model-ecooter2>
- [9] AJEYA, Akshat. Electric scooter vs ice scooters. *The GoMechanic Blog* [online]. 03.09.2020. [Cit. 01.03.2024]. Dostupné z: <https://gomechanic.in/blog/electric-scooter-vs-ice-scooters/>
- [10] HAN, J.-O.; Shin, J.-W.; Kim, J.-C.; Oh, S.-H. Design 2-Speed Transmission for Compact Electric Vehicle Using Dual Brake System. *Applied Sciences* 2019, 9, 1793. <https://doi.org/10.3390/app9091793>
- [11] HUANG W, Huang J, Yin C. Optimal Design and Control of a Two-Speed Planetary Gear Automatic Transmission for Electric Vehicle. *Applied Sciences*. 2020; 10(18):6612. <https://doi.org/10.3390/app10186612>
- [12] RAUT, Suraj. (2014). AUTOMATIC TRANSMISSION GEARBOX WITH CENTRIFUGAL CLUTCHES. *International Journal of Research in Engineering and Technology*. 03. 307-309. 10.15623/ijret.2014.0310049.
- [13] Automatické Převodovky Na Motocyklech. *Motorkáři.cz* [online]. [Cit. 08.03.2024]. Dostupné z: <https://www.motorkari.cz/clanky/jak-na-to/automaticke-prevodovky-na-motocyklech-23379.html>
- [14] EDELSTEIN, Stephen. Global EV sales. *Green Car Reports* [online]. 10.02.2022. [Cit. 01.04.2024]. Dostupné z: [https://www.greencarreports.com/news/1134999\\_global-ev-sales-more-than-doubled-in-2021-vs-2020-tripled-vs-2019](https://www.greencarreports.com/news/1134999_global-ev-sales-more-than-doubled-in-2021-vs-2020-tripled-vs-2019)

- [15] TACHEV, Viktor. Global EV sales 2022: Stunning boom and a bright future. *Energy Tracker Asia* [online]. 24.11.2022. [Cit. 23.04.2024]. Dostupné z: <https://energytracker.asia/global-ev-sales-boom/>
- [16] NOVÝ, Ivo. Výkon vs. Točivý moment. *Autoforum.cz* [online]. 15.05.2016. [Cit. 23.04.2024]. Dostupné z: <https://www.autoforum.cz/technika/vykon-vs-tocivy-moment-konecne-srozumitelne-tak-o-co-jde-predevsim/?4>
- [17] SAJDL, Jan. Odpor Valivý. *autolexicon.net* [online]. 24.03.2016. [Cit. 02.03.2024]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/odpor-valivy/>
- [18] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [19] NORELEM. Toothed belt profile HTD 8M | norelem USA. *Norelem USA* [online]. [Cit. 23.04.2024]. Dostupné z: <https://www.norelem.com/us/en/Products/Product-overview/Systems-and-components-for-machine-and-plant-construction/22000-Drive-technology/Toothed-belt-pulleys-Splined-shaft-Timing-belts/22062-Toothed-beltprofile-HTD-8M.html>
- [20] KISSsoft documentation. 2018. KISSsoft, 2018.
- [21] MÄDLER. Mädler web tool. *Mädler - Tools* [online]. [Cit. 23.04.2024]. Dostupné z: <https://modules11.eassistant.eu/maedler/?lang=en&country=DE>
- [22] RAFFMETAL. 46000 Alloy. *Mechanical properties 46000 Alloy* [online]. [Cit. 02.03.2024]. Dostupné z: [https://www.raffmetal.com/scarica\\_file.asp?c=/dati/SearchAlloy/ENG/&f=EN+46000+AlSi9Cu3\(Fe\).pdf](https://www.raffmetal.com/scarica_file.asp?c=/dati/SearchAlloy/ENG/&f=EN+46000+AlSi9Cu3(Fe).pdf)
- [23] ISO. *ISO 4762:2004 Hexagon socket head cap screws*. 2004.
- [24] ABAQUS/Standard User's Manual. 2024. Dassault Systèmes, 2024.
- [25] NX documentation. 2020. Siemens, 2020.
- [26] HOSNEDL, S. A KRÁTKÝ, J., Příručka strojního inženýra. Brno, Computer Press, 1999
- [27] ŽDÁNSKÝ, B., JAN, Z., Automobily 2. – Převody. AVID, , 2014, ISBN: 978-80-8714-332-2
- [28] ŘAŠA, J., ŠVERCL, J.: Strojnické tabulky. Scientia, Praha, 2004
- [29] MOTOPLUS. Mogelijk Roest in Cardan. *MotoPlus* [online]. 01.10.2022. [Cit. 02.03.2024]. Dostupné z: <https://www.motoplus.nl/nieuws/ruim-440-000-gs-en-naar-de-dealer-mogelijk-roest-in-cardan/>
- [30] O'KEEFE, Philip J. How a Centrifugal Clutch Works. *Engineering expert witness blog* [online]. [Cit. 02.03.2024]. Dostupné z: <http://www.engineeringexpert.net/Engineering-Expert-Witness-Blog/tag/centrifugal-clutch>

## Příloha A

CAD model programu NX (dostupný v elektronické příloze)



## Příloha B

### MKP model programu Abaqus (dostupný v elektronické příloze)

## Příloha C

Výpočetní model programu KISSsoft a výsledky (dostupný v elektronické příloze)

## Příloha D

### Výpočty programu Mathcad

## Jízdní odpory

$$m_m := 140 \text{ kg} \quad m_r := 90 \text{ kg} \quad g := 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad s := 10 \quad v_1 := 85 \text{ kph}$$

$$\alpha := \text{atan}\left(\frac{s}{100}\right) \quad m := m_m + m_r \quad G := m \cdot g \quad a := 1.5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

## Valivý odpor

$$f := 0.015$$

$$O_f := G \cdot f \cdot \cos(\alpha) = 33.7 \text{ N}$$

## Odpor stoupání

$$O_s := G \cdot \sin(\alpha) = 224.5 \text{ N}$$

## Odpor vzduchu

$$\rho := 1.25 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad v_v := 12.6 \text{ kph} \quad S_x := 0.6 \text{ m}^2$$

$$c_x := 0.75 \quad v_r := v_v + v_1 \quad S_x \cdot c_x = 0.45 \text{ m}^2$$

$$O_v := \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_x \cdot S_x \cdot v_r^2 = 206.7 \text{ N}$$

## Odpor akcelerace

$$v := 1.2$$

$$O_z := m_m \cdot a \cdot v = 252 \text{ N}$$

## Odpor celkový

$$O_c := O_f + O_s + O_v + O_z = 716.9 \text{ N}$$

## Převodové poměry

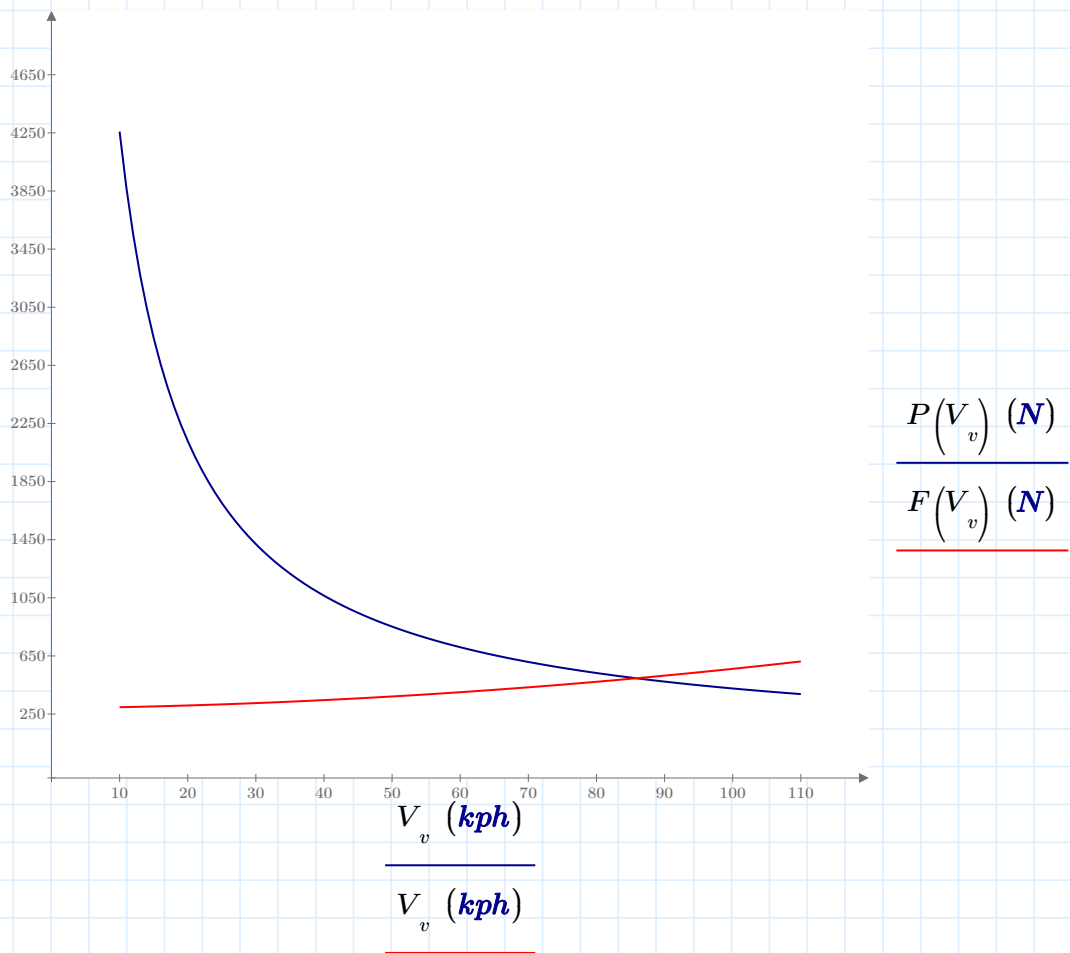
$$F_H := O_c \quad P_{nmax} := 13 \text{ kW} \quad \eta_m := 0.91$$

$$v := 10, 11 \dots 110 \quad V_v := 1 \cdot v \cdot \text{kph}$$

$$\alpha := \text{atan}\left(\frac{0}{100}\right)$$

$$P(v) := \frac{P_{nmax} \cdot \eta_m}{v}$$

$$F(v) := G \cdot f \cdot \cos(\alpha) + G \cdot \sin(\alpha) + \frac{1}{2} \rho \cdot c_x \cdot S_x \cdot (v_v + v)^2 + m_m \cdot a \cdot v$$



$$P_v := P(V_v) \quad F_v := F(V_v)$$

Inputs	$excel_{\text{"A2"}} := \frac{V}{kph}$	$excel_{\text{"B2"}} := P$	$excel_{\text{"C2"}} := F$
	74	575,5135135	448,5953681
	75	567,84	452,37575
	76	560,3684211	456,1995347
	77	553,0909091	460,0667222
	78	546	463,9773125
	79	539,0886076	467,9313056
Outputs			

$$A := \text{augment}\left(\frac{V}{kph}, \frac{P}{N}, \frac{F}{N}\right)$$

$$\text{WRITECSV}(\text{"File.csv"}, A) = \begin{bmatrix} \vdots & & \\ 103 & 307.573 & 336.403 \\ 104 & 304.615 & 342.393 \\ 105 & 301.714 & 348.44 \\ 106 & 298.868 & 354.546 \\ 107 & 296.075 & 360.709 \\ 108 & 293.333 & 366.93 \\ 109 & 290.642 & 373.209 \\ 110 & 288 & 379.546 \end{bmatrix}$$

$$\text{WRITEFILE}(\text{"temp.xlsx"}, A)$$

## Převodový poměr

$$r := 14 \cdot 2.54 \text{ cm} = 0.356 \text{ m} \quad vp := 14 \text{ cm} \cdot 0.7 = 0.098 \text{ m} \quad r_d := \frac{r}{2} + vp = 0.276 \text{ m}$$

## Minimální převodový poměr

$$M_{nmax} := 9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$n_{max} := 4434 \text{ rpm}$$

$$v_{max} := 85 \text{ kph}$$

$$i_{cmin} := \frac{n_{max} \cdot r_d}{v_{max}} = 4.61$$

## Maximální převodový poměr

$$M_{max} := 32.037 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$n_{Mmax} := 1000 \text{ rpm}$$

$$v_{min} := 10 \text{ kph}$$

$$i_{cmax} := \frac{n_{Mmax} \cdot r_d}{v_{min}} = 10.397$$

## Převodový rozsah

$$R_i := \frac{i_{cmax}}{i_{cmin}} = 2.255$$

$$i_s := i_{cmin} = 4.61 \quad i_{pmin} := \frac{i_{cmin}}{i_s} = 1 \quad i_{pmax} := \frac{i_{cmax}}{i_s} = 2.255$$

## Geometrické odstupňování

$$q := \sqrt[3]{R_i} = 2.255$$

## Převody, dílčí převodový poměr, návrh počtu zubů

$$\eta := 0.98$$

momenty hřídelí při spodní hranici otáček

$$n_{1min} := n_{Mmax} = 1000 \text{ rpm} \quad M_{1min} := M_{max}$$

$$i_{12} := 1.125 \quad n_{2min} := \frac{n_{1min}}{i_{12}} = 888.9 \text{ rpm} \quad M_{2min} := i_{12} \cdot M_{1min} \cdot \eta = 35.3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$i_{34} := \sqrt{i_{pmax}} = 1.502 \quad n_{3min} := \frac{n_{2min}}{i_{34}} = 591.9 \text{ rpm} \quad M_{3min} := i_{34} \cdot M_{2min} \cdot \eta = 52 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$i_{56} := \sqrt{i_{pmax}} = 1.502 \quad n_{4min} := \frac{n_{3min}}{i_{56}} = 394.1 \text{ rpm} \quad M_{4min} := i_{56} \cdot M_{3min} \cdot \eta = 76.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$i_{78} := 4.1 \quad n_{5min} := \frac{n_{4min}}{i_{78}} = 96.1 \text{ rpm} \quad M_{5min} := i_{78} \cdot M_{4min} \cdot \eta = 307.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

momenty hřídelí při horní hranici otáček

$$n_{1max} := n_{max} = 4434 \text{ rpm} \quad M_{1max} := M_{nmax}$$

$$n_{2max} := \frac{n_{1max}}{i_{12}} = 3941.3 \text{ rpm} \quad M_{2max} := i_{12} \cdot M_{1max} \cdot \eta = 9.9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$n_{3max} := \frac{n_{2max}}{i_{34}} = 2624.5 \text{ rpm} \quad M_{3max} := i_{34} \cdot M_{2max} \cdot \eta = 14.6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$n_{4max} := \frac{n_{3max}}{i_{56}} = 1747.6 \text{ rpm} \quad M_{4max} := i_{56} \cdot M_{3max} \cdot \eta = 21.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$n_{5max} := \frac{n_{4max}}{i_{78}} = 426.2 \text{ rpm} \quad M_{5max} := i_{78} \cdot M_{4max} \cdot \eta = 86.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

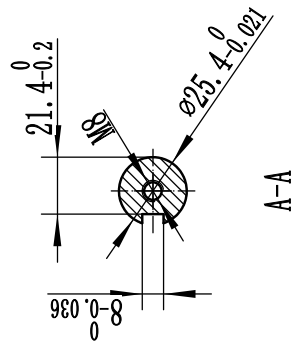
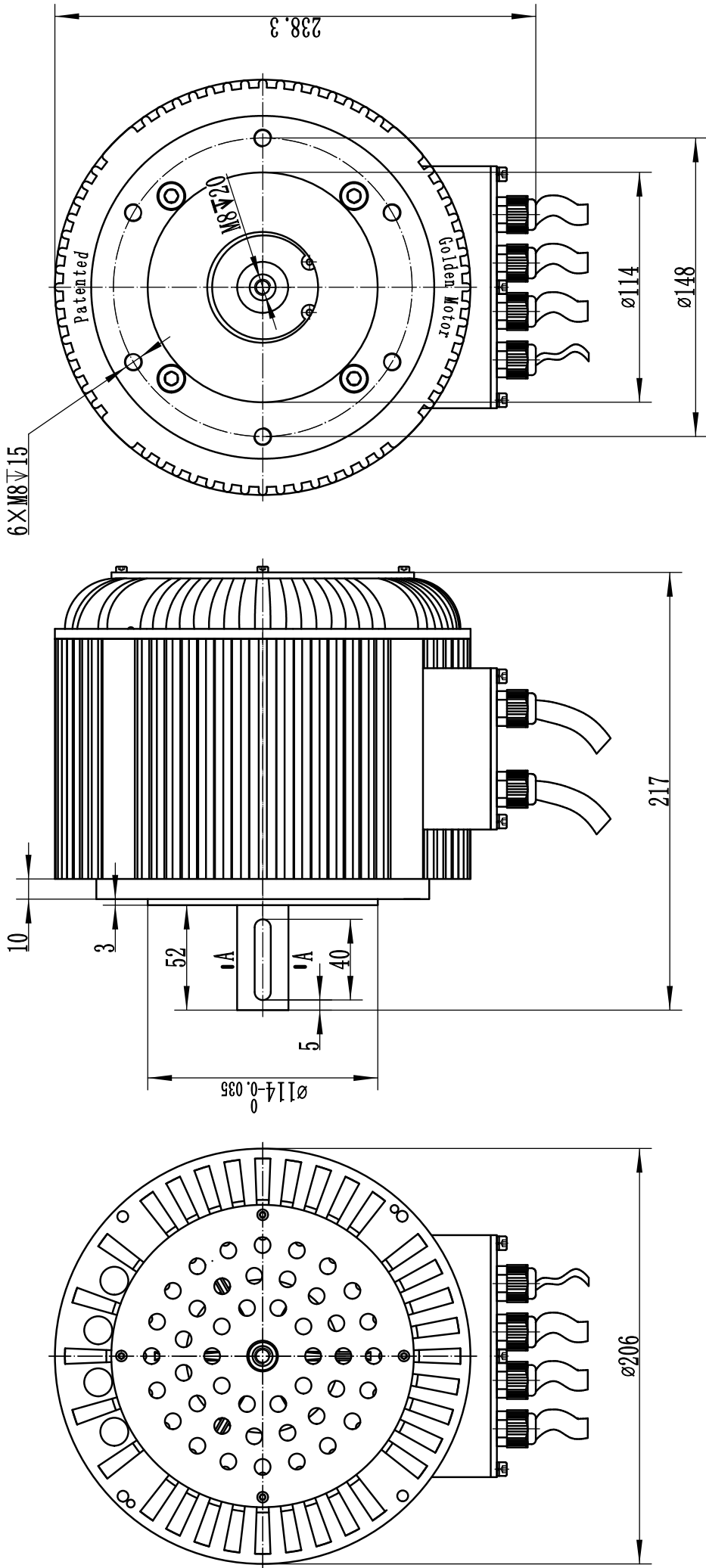
$$\text{Vypočtené převody} \quad i_{12} \cdot i_{78} = 4.613 \quad i_{34} \cdot i_{56} = 2.255$$

$$\text{Navrhované převody} \quad i_s = 4.61 \quad i_{pmax} = 2.255$$



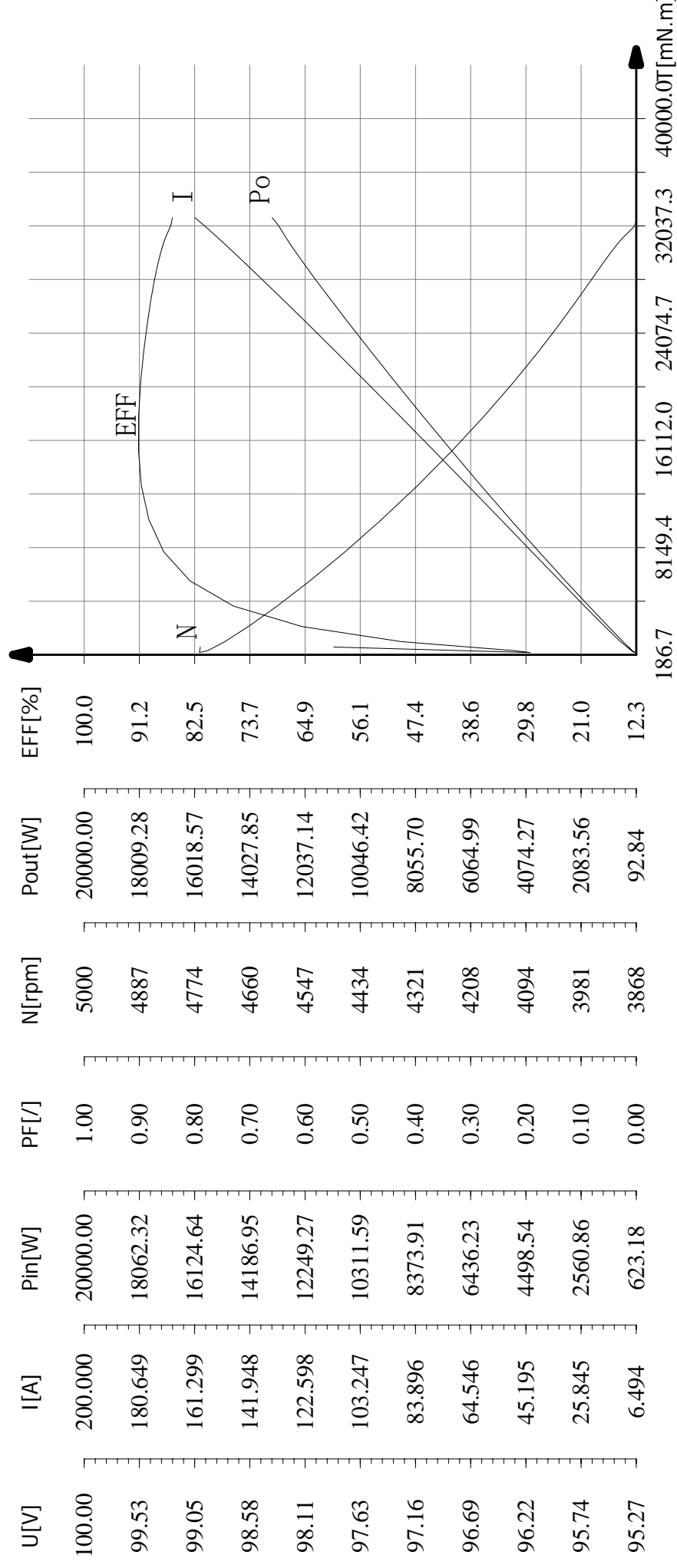
## Příloha E

### Katalog elektromotoru



修改标记	修改内容	签字	修改日期	10KW Motor (Fan cooling)	比例 1:1
设计/日期	LHC 2018/5/28	审核/日期			
工艺/日期		批准/日期			
材料				Goledn Motor	

# GOLDEN MOTORMotor test curve



Description	volTage (V)	current (A)	P. input (W)	torque (mN. m)	rotate (RPM)	P. output (W)	eff (%)
Upload point	95.97	6.494	623.18	707.5	4762	352.79	56.6
Most efficiency point	95.53	77.446	7391.74	15347.3	4245	6754.33	91.4
Max Po. point	95.41	161.142	15376.06	32641.1	3868	13220.94	86.0
Max torque point	95.41	161.142	15376.06	32641.1	3868	13220.94	86.0
End point	95.41	161.173	15377.01	32646.7	3868	13222.75	86.0
Rated rotate point	95.41	161.142	15376.06	32641.1	3868	13220.94	86.0

## Příloha F

### Katalog řemenice a ozubeného řemenu

## HTD-Timing Belts

**Material:** Neoprene with glass-fibre tensile member.  
Contact surface lined with polyamide reinforcement.

HTD (High Torque Drive) timing belt with half-round teeth for a more even progress of stress in the tooth profile, used for the transmission of high powers.

Ordering Details: e.g.: 175 105 00, HTD Timing Belts, Profile 8M, 480 mm, Belt Width 20 mm, 60 Teeth

HTD



### Profile HTD 8M, Pitch 8 mm

Product No. Width 20mm	Product No. Width 30mm	Product No. Width 50mm	Product No. Width 85mm	Effective Length mm	No. of teeth
175 105 00	175 305 00	175 505 00	175 705 00	480	60
175 107 00	175 307 00	175 507 00	175 707 00	560	70
175 109 00	175 309 00	175 509 00	175 709 00	600	75
175 111 00	175 311 00	175 511 00	175 711 00	640	80
175 112 00	175 312 00	175 512 00	175 712 00	656	82
175 114 00	175 314 00	175 514 00	175 714 00	720	90
175 117 00	175 317 00	175 517 00	175 717 00	800	100
175 119 00	175 319 00	175 519 00	175 719 00	880	110
175 121 00	175 321 00	175 521 00	175 721 00	960	120
175 124 00	175 324 00	175 524 00	175 724 00	1040	130
175 126 00	175 326 00	175 526 00	175 726 00	1120	140
175 128 00	175 328 00	175 528 00	175 728 00	1200	150
175 130 00	175 330 00	175 530 00	175 730 00	1280	160
175 132 00	175 332 00	175 532 00	175 732 00	1360	170
175 134 00	175 334 00	175 534 00	175 734 00	1440	180
175 137 00	175 337 00	175 537 00	175 737 00	1600	200
175 140 00	175 340 00	175 540 00	175 740 00	1760	220
175 142 00	175 342 00	175 542 00	175 742 00	1800	225
175 144 00	175 344 00	175 544 00	175 744 00	2000	250
175 148 00	175 348 00	175 548 00	175 748 00	2400	300
175 152 00	175 352 00	175 552 00	175 752 00	2800	350
175 100 00	175 300 00	175 500 00	175 700 00	Open length	-

### Profile HTD 14M, Pitch 14 mm

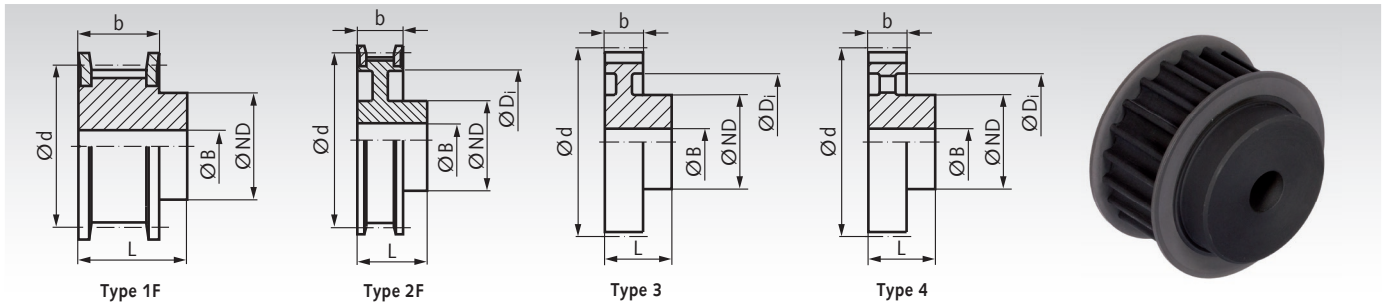
Product No. Width 40 mm	Product No. Width 55 mm	Product No. Width 85 mm	Effective Length mm	No. of teeth
177 108 00	177 308 00	177 508 00	966	69
177 111 00	177 311 00	177 511 00	1190	85
177 114 00	177 314 00	177 514 00	1400	100
177 117 00	177 317 00	177 517 00	1610	115
177 120 00	177 320 00	177 520 00	1778	127
177 122 00	177 322 00	177 522 00	1890	135
177 125 00	177 325 00	177 525 00	2100	150
177 128 00	177 328 00	177 528 00	2310	165
177 130 00	177 330 00	177 530 00	2450	175
177 132 00	177 332 00	177 532 00	2590	185
177 136 00	177 336 00	177 536 00	2800	200
177 139 00	177 339 00	177 539 00	3150	225
177 142 00	177 342 00	177 542 00	3500	250
177 145 00	177 345 00	177 545 00	3850	275
177 148 00	177 348 00	177 548 00	4326	309
177 151 00	177 351 00	177 551 00	4578	327

Belts sold by the meter see page 172.

Performance figures at [www.maedler.de](http://www.maedler.de)

Permissible tensile forces for the belts see page 130.

## HTD Pulleys Profile 8M



**Material:** Up to a Teeth Number of 72 phosphated steel, from a Teeth Number of 80 phosphated grey cast iron GG25.

These HTD pulleys are manufactured pitch-true with special cutters. This leads to a precise meshing of teeth.

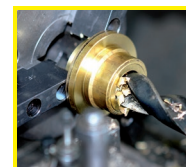
Ordering Details: e.g.: Product No. 174 111 00, Pulleys, Pitch 8 mm, 22 Teeth, Timing Belt Width 20 mm

### Profile 8M, Timing Belt Width 20 mm

Product No. Belt Width 20mm	Number of teeth	Type	Outside-Ø		d mm	ND mm	b mm	L mm	Di mm	Pilot Bore B mm	Custom Bore B max. mm	Weight kg
			Pulley mm	Flange mm								
174 111 00	22	1F	54,65	60	56,02	43	28	38	-	12	25	0,535
174 112 00	24	1F	59,74	66	61,12	45	28	38	-	12	28	0,645
174 112 50	25	1F	62,29	66	63,66	45	28	38	-	12	28	0,693
174 113 00	26	1F	64,84	71	66,21	48	28	38	-	12	30	0,753
174 114 00	28	1F	70,08	75	71,30	50	28	38	-	14	30	0,859
174 115 00	30	1F	75,12	83	76,39	55	28	38	-	14	32	1,02
174 116 00	32	1F	80,17	87	81,49	60	28	38	-	14	35	1,19
174 117 00	34	1F	85,21	91	86,58	66	28	38	-	14	42	1,36
174 118 00	36	1F	90,30	97	91,67	70	28	38	-	14	42	1,55
174 119 00	38	1F	95,39	103	96,77	75	28	38	-	14	45	1,74
174 120 00	40	1F	100,49	106	101,86	75	28	38	-	14	45	1,90
174 122 00	44	1F	110,67	119	112,05	75	28	38	-	14	45	2,27
174 124 00	48	1F	120,86	127	122,23	75	28	38	-	14	45	2,66
174 128 00	56	2F	141,23	148	142,60	80	28	38	116	14	45	2,85
174 130 00	60	2F	151,42	158	152,79	80	28	38	125	14	45	3,10
174 132 00	64	2F	161,60	168	162,97	80	28	38	137	14	45	3,28
174 136 00	72	2F	181,97	192	183,35	80	28	38	158	14	45	3,82
174 140 00	80	3	202,35	-	203,72	90	28	38	180	14	50	4,32
174 145 00	90	3	227,81	-	229,18	90	28	38	204	14	50	5,04
174 156 00	112	3	283,83	-	285,21	90	28	38	254	18	75	6,00

### Profile 8M, Timing Belt Width 30 mm

Product No. Belt Width 30mm	Number of teeth	Type	Outside-Ø		d mm	ND mm	b mm	L mm	Di mm	Pilot Bore B mm	Custom Bore B max. mm	Weight kg
			Pulley mm	Flange mm								
174 211 00	22	1F	54,65	60	56,02	43	38	48	-	12	25	0,683
174 212 00	24	1F	59,74	66	61,12	45	38	48	-	12	28	0,827
174 212 50	25	1F	62,29	66	63,66	45	38	48	-	12	28	0,900
174 213 00	26	1F	64,84	71	66,21	50	38	48	-	12	30	0,979
174 214 00	28	1F	70,08	75	71,30	50	38	48	-	14	30	1,11
174 215 00	30	1F	75,12	83	76,39	55	38	48	-	14	32	1,31
174 216 00	32	1F	80,17	87	81,49	60	38	48	-	14	35	1,52
174 217 00	34	1F	85,21	91	86,58	66	38	48	-	14	42	1,74
174 218 00	36	1F	90,30	97	91,67	70	38	48	-	14	42	1,98
174 219 00	38	1F	95,39	103	96,77	75	38	48	-	14	45	2,23
174 220 00	40	1F	100,49	106	101,86	75	38	48	-	14	45	2,47
174 222 00	44	1F	110,67	119	112,05	75	38	48	-	14	45	2,95
174 224 00	48	1F	120,86	127	122,23	75	38	48	-	14	45	3,47
174 228 00	56	2F	141,23	148	142,60	90	38	48	116	14	50	4,00
174 230 00	60	2F	151,42	158	152,79	90	38	48	125	14	50	4,30
174 232 00	64	2F	161,60	168	162,97	90	38	48	137	14	50	4,56
174 236 00	72	2F	181,97	192	183,35	95	38	48	158	14	55	5,41
174 240 00	80	3	202,35	-	203,72	100	38	48	180	14	60	5,71
174 245 00	90	3	227,81	-	229,18	100	38	48	204	14	60	6,65
174 256 00	112	4	283,83	-	285,21	100	38	48	254	18	75	6,80



**Reworking within  
24h-service possible.  
Custom made parts  
on request.**

## Příloha G

### Výpočet ozubeného řemenu a řemenice

# MÄDLER calculation protocol

Calculation protocol: May 21, 2024, 2:30:56 PM

[Download PDF](#)

MÄDLER GmbH

Tränkestr. 8

D-70597 Stuttgart

Tel.: +49 (711) 7 20 95-0

Fax.: +49 (711) 7 20 95-33

## Details - timing belt

Designation	HTD8M
Pitch	8.00 mm
Width	20.00 mm
Weight per metre	0.13 kg
Required preload	507.38 N
Centre dist.	247.79 mm
Belt length	1,040.00 mm
Belt weight	0.13 kg
Number of teeth	130
Product number	<a href="#">17512400</a>

## Details - power calculation

Input power	13.00 kW
Output power	13.00 kw
Drive wheel	1
Safety	1.27

## Details - timing belt pulleys

### Timing belt pulley no.: 1

Position X	0.00 mm
Position Y	0.00 mm
Number of teeth	64
meshing Number of teeth	31
Outer diameter	161.60 mm
Pitch diameter	162.97 mm



Width	20.00	mm
Angle of wrap	175.29	°
Speed	3,000.00	1/min
Input/output	Drive	
Torque	41.38	Nm
Power	13.00	kW
Max. permitted power	16.47	kW
Safety	1.27	
Product number	<a href="#">17413200</a>	
	<a href="#">Download CAD Model</a>	
Product number Taper	<a href="#">17477132</a>	
	<a href="#">Download CAD Model</a>	

### Timing belt pulley no.: 2

Position X	247.79	mm
Position Y	0.00	mm
Number of teeth	72	
meshing Number of teeth	36	
Outer diameter	181.97	mm
Pitch diameter	183.35	mm
Width	20.00	mm
Angle of wrap	184.71	°
Speed	2,666.67	1/min
Input/output	Output	
Torque	46.55	Nm
Power	13.00	kW
Max. permitted power	18.14	kW
Safety	1.40	
Product number	<a href="#">17413600</a>	
	<a href="#">Download CAD Model</a>	
Product number Taper	<a href="#">17477136</a>	
	<a href="#">Download CAD Model</a>	

## Příloha H

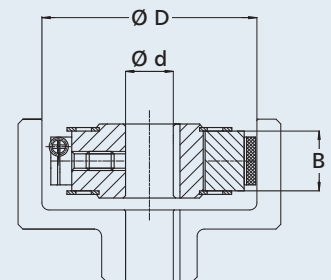
### Katalog spojky

## Performance data and dimensions:

Size	D [mm]	B [mm] <sup>1)</sup>	d max. [mm]	Standard bore diameter d [mm] (inch <sup>2)</sup> )	Md at nE 750 and nB 1500 [Nm]	Recommended motor power <sup>3)</sup> [kW]	Md at nE 1250 and nB 2500 [Nm]	Recommended motor power <sup>3)</sup> [kW]	Md at nE 1500 and nB 3000 [Nm]	Recommended motor power <sup>3)</sup> [kW]
01	50	10	14	12			1.3	0.17	2	0.3
02	60	15	18	15 (5/8)			4	0.5	5	0.8
03	70	15	22	15; 20 (7/8)			7	0.9	10	1.6
04	80	15	28	14 - 25 (3/4; 7/8)	4	0.3	11	1.4	16	2.5
05	90	20	35	18; 20; 25 (3/4; 1)	10	0.8	26	3.4	40	6.3
06	100	20	35	20; 24; 28 (3/4; 1)	16	1.3	42	5.5	60	9.4
07	110	20	40	28; 35; 40 (1)	25	2.0	70	9.0	100	15.7
08	125	20	50	25; 38; 49; (3/4; 1)	40	3.2	120	15.7	180	28.3
09	138	25	55	30; 38; 48 (1)	90	7.0	240	31.0	320	50.0
10	150	25	60	38; 48; 49	125	10.0	340	44.5	470	74.0
11	165	30	65	42; 50; 55 (1 7/16)	220	17.2	620	81.0	870	136.0
12	180	40	75	50; 60 (2 3/8)	460	36.0	1200	157.0	1700	267.0
13	200	30	75	35; 55; 65 (2 3/8)	520	41.0	1300	170.0	1850	290.0

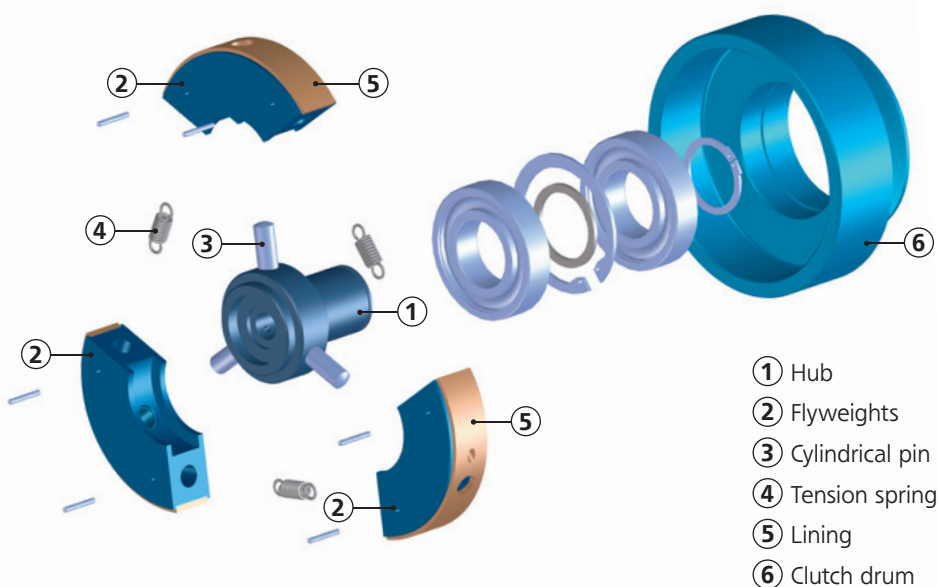
- 1) The transmitted power increases as the width B is increased.  
 2) Tapered bores and special dimensions can be manufactured on request.  
 3) Motor power is calculated using a safety factor of 2.  
 Final selection of the clutch should be carried out by SUCO!

d max. = max. bore dia.  
 Md = torque  
 nE = engagement speed  
 nB = operating speed



d = bore dia.  
 D = inside dia. of drum  
 B = flyweight width

### Exploded view of F-Type



## Příloha I

### Katalog volnoběžky

# Ball Bearing Freewheel Clutch Unit FK 6204



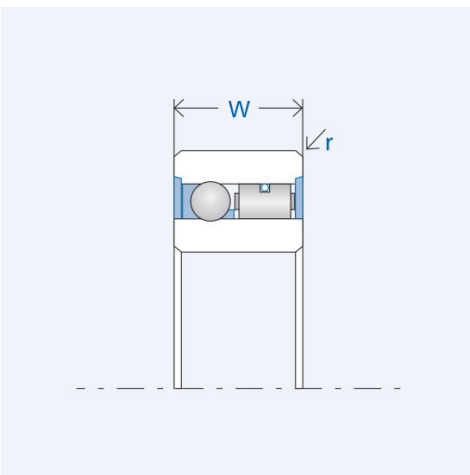
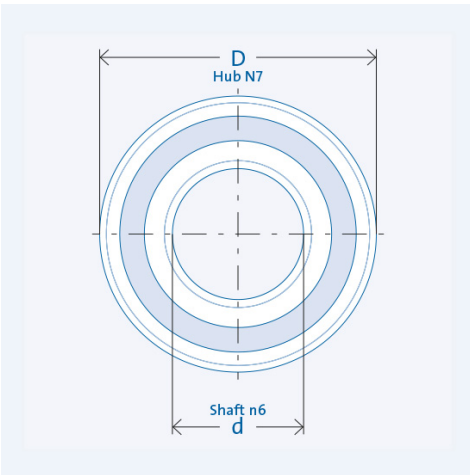
Item number 301068

## Components

<b>Freewheel clutch</b>	<b>Insert Element FE 400 Z2</b>
· Rings	Bearing steel, hardened and ground
Inner ring	Press fit
Outer ring	Press fit
· Ball bearings	integrated

## Key values

Ø Shaft d:	20 mm
Ø Hub D:	47 mm
Installed width W:	14 mm
Torque $T_{nom}$ :	60 Nm
Speed $n_{max}$ :	7500 rpm
Weight:	0.123 kg
Load capacity $C_{dyn}$ :	6869 N
Load capacity $C_{stat}$ :	4268 N
Edge radius r:	1,5 mm
Operating temperature:	max. 140°C



## Lubrication

without seals

delivered with corrosion protection only  
external oil- or grease lubrication required

with seals (-RS/-2RS)

incl. operative lifetime grease lubrication

## Installation

Installation tolerances

Shaft n6; hub N7

Mating parts

Hardening and grinding of the mating parts is not necessary.  
Thoroughly clean (grease free) the mating parts in the vicinity of the freewheel clutch as well as the freewheel clutch's rings before making the press fit.

Bearing

The freewheel clutch includes ball and roller bearings.  
Additional external bearing support is not necessary.

Press fit pressure

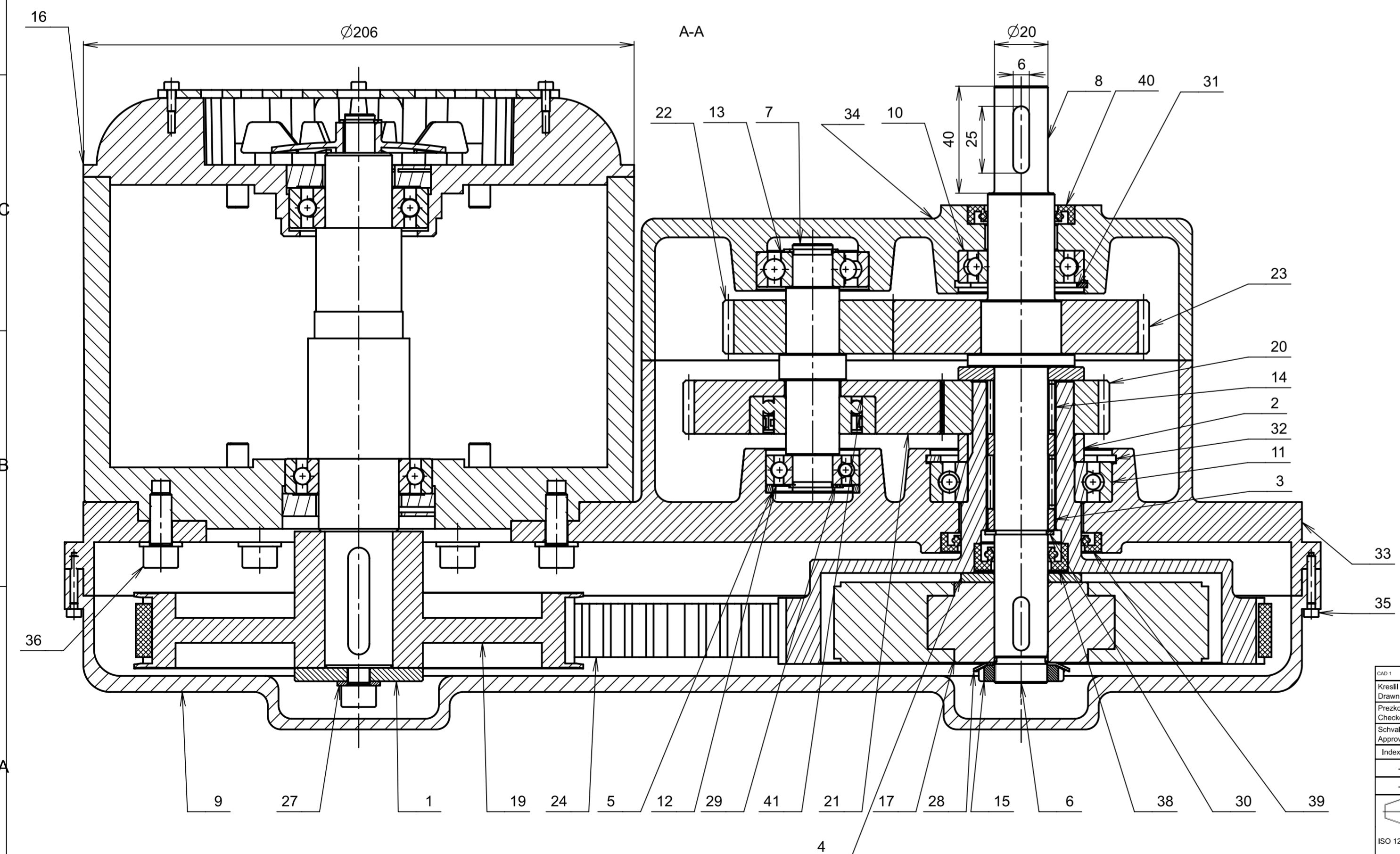
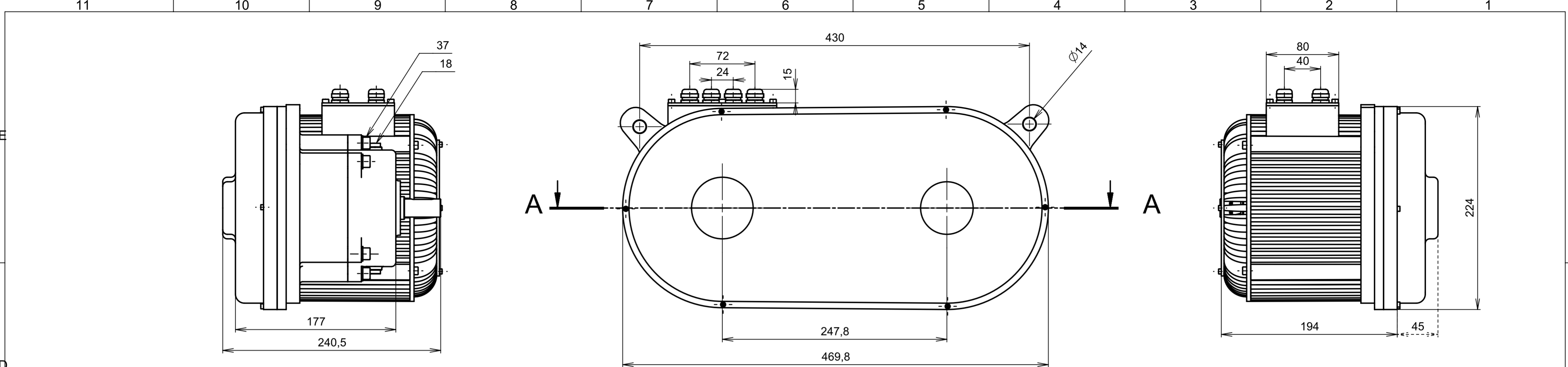
Press fit pressure must not be applied to the balls.

Clamping direction


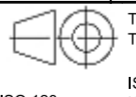
The arrow on the inner ring designates the inner ring's clamping direction.

## Příloha J

### Výkresová dokumentace



POZICE	NAZEV - OZNACENI	CISLO VYKRESU/NORMA	POLOTOVAR	MATERIAL	HMOTNOST [kg]	POCET KS	
1	DESKA	P01	EN 10025-2	EN S235JR	0,068	1	
2	DISTANCNI KROUZEK 1	P02	EN 10025-2	EN S235JR	0,039	1	
3	DISTANCNI KROUZEK 3	P04	EN 10025-2	EN S235JR	0,011	2	
4	DISTANCNI KROUZEK 4	P05	EN 10025-2	EN S235JR	0,035	1	
5	DISTANCNI KROUZEK 5	P06	EN 10025-2	EN S235JR	0,006	1	
6	HRIDEL KOAXIALNI	P07	EN 10083-2	EN C45+QT	2,633	1	
7	HRIDEL PREDLOHOVA	P08	EN 10083-2	EN C45+QT	0,210	1	
8	HRIDEL VYSTUPNI	P09	EN 10083-2	EN C45+QT	0,691	1	
9	KRYT	P10		VYLISEK	0,822	1	
10	LOZISKO 6005	DIN 625-1			0,078	1	
11	LOZISKO 6008	DIN 625-1			0,190	1	
12	LOZISKO 6202	DIN 625-1			0,045	1	
13	LOZISKO 6302	DIN 625-1			0,082	1	
14	LOZISKO K 20X26X20	SKF K 20x26x20			0,019	2	
15	MATICE KM 4	DIN 981			0,021	1	
16	MOTOR HPM 10KW	GOLDEN MOTOR HPM 10 KW			16,000	1	
17	ODSTREDIVA SPOJKA	SUCO S10K19-0111			3,200	1	
18	OLEJOVA ZATKA	M8 DIN 3852			0,007	2	
19	OZUBENA REMENICE HTD 8M	MADLER 174 132 00			2,557	1	
20	OZUBENE KOLO 1	P11	EN ISO 683-2	EN 42CRMO4+QT	0,296	1	
21	OZUBENE KOLO 2	P12	EN ISO 683-2	EN 42CRMO4+QT	0,856	1	
22	OZUBENE KOLO 3	P13	EN ISO 683-2	EN 42CRMO4+QT	0,442	1	
23	OZUBENE KOLO 4	P14	EN ISO 683-2	EN 42CRMO4+QT	0,929	1	
24	OZUBENY REMEN	MADLER 175 124 00			0,096	1	
25	PERO 6-6-20-A	DIN 6885			0,005	1	
26	PERO 8-7-40-A	DIN 6885			0,017	1	
27	PODLOZKA 8	ISO 7089			0,002	13	
28	POJISTNA PODLOZKA MB 4	DIN 5406			0,003	1	
29	POJISTNY KROUZEK 15	DIN 471			0,001	2	
30	POJISTNY KROUZEK 20	DIN 471			0,001	1	
31	POJISTNY KROUZEK 47	DIN 472			0,008	1	
32	POJISTNY KROUZEK 68	DIN 472			0,021	1	
33	PREVODOVA SKRIN 1	P15		ODLITEK	EN AC-46000	4,196	1
34	PREVODOVA SKRIN 2	P16		ODLITEK	EN AC-46000	1,034	1
35	SROUB M3X20	ISO 4762 - 8.8			0,002	6	
36	SROUB M8X20	ISO 4762 - 8.8			0,015	7	
37	SROUB M8X55	ISO 4762 - 8.8			0,029	6	
38	TESNICI KROUZEK 1	ISO 6194-1 SKF 20x35x10 HMS5V			0,035	1	
39	TESNICI KROUZEK 2	ISO 6194-1 SKF 45x60x7 HMS5V			0,045	1	
40	TESNICI KROUZEK 3	ISO 6194-1 SKF 20x40x7 HMS5V			0,028	1	
41	VOLNOBEZKA FK 6204	GMN FK 6204			0,123	1	

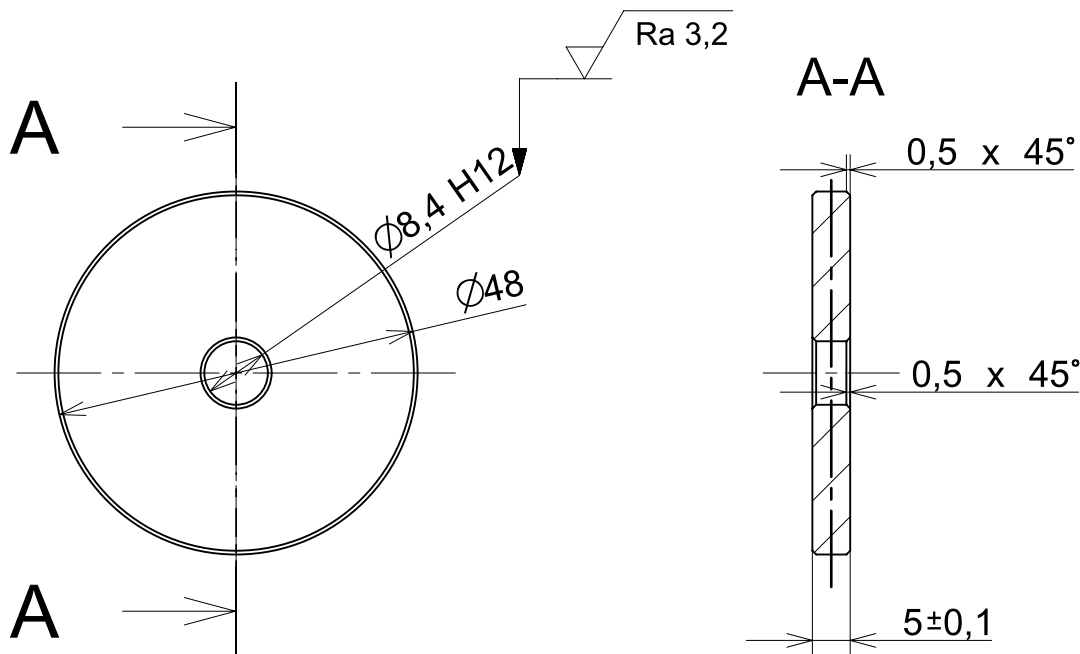
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name	 FAKULTA STROJNI ZAPADOCEKNE UNIVERZITY V PLZNI <small>Všetchna práva vyhrazena / All rights reserved</small>			
Kreslil / Drawn by	20.5.2023	LUKAS NEMEC				
Prezkoušel / Checked by	---	---				
Schválil / Approved by	---	---				
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:	
---	---	---	---	---	---	
 Tolerance / Tolerovani ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file	PREVODOVKA		Projekt / Project:	PREVODOVKA	Meritko / Scale
	Soubor-vykres / DRW-file	PREVODOVKA		C.sestavy / Assembly No.	1	
Nazev / Title	PREVODOVKA			Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.	Format
---	---			0	P00	A2
List / sheet no.		1		Pocet listu / sheets		2

4

3


2


1



Ra 6,3

1	DESKA	KR 60 EN 10025-2	S235JR/S235JR		0,068		P00	1
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.

CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name			 <p>FAKULTA STROJNI ZAPADOCESKE UNIVERZITY V PLZNI</p> <p><small>Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved</small></p>
Kreslil / Drawn by	20.5.2023	LUKAS NEMEC			
Prezkousel / Checked by					
Schvalil / Approved by					
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:

 <p>ISO 128</p>	Tolerance / Tolerovani	Soubor-model / ASM-file	Projekt / Project:	PREVODOVKA	Meritko / Scale
	ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-vykres / DRW-file	DESKA		
Nazev / Title			Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.	Format
DESKA				P01	A4
---			List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets
				1	

4

3

2

1



4

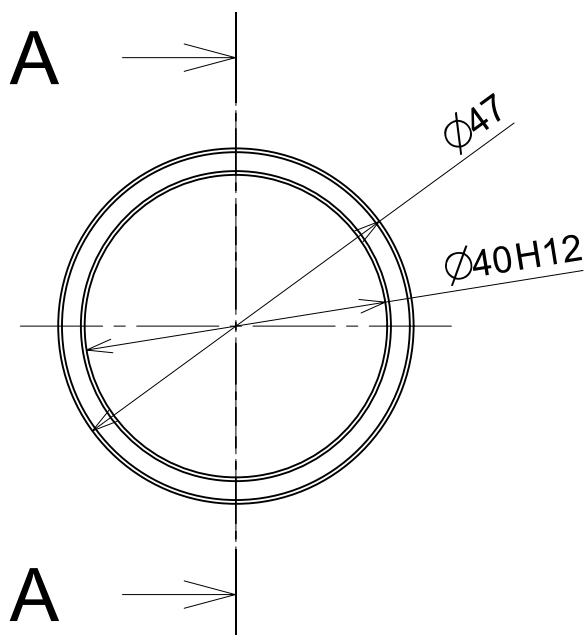
3

2

1

D

D



A-A

0,5 x 45°

0,5 x 45°

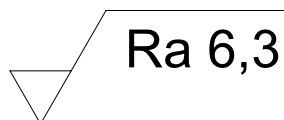
10,5<sup>+0,2</sup><sub>0</sub>

C

C


B

B




Ra 6,3

2	DISTANCNI KROUZEK 1	KR 60 EN 10025-2	S235JR/S235JR		0,039		P00	1
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.

CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name			 FAKULTA STROJNI ZAPADOCESKE UNIVERZITY V PLZNI <small>Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved</small>
Kreslil / Drawn by	20.5.2024	LUKAS NEMEC			
Prezkousel / Checked by					
Schvalil / Approved by					
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:

A

A

 ISO 128	Tolerance / Tolerovani	Soubor-model / ASM-file	Projekt / Project:	PREVODOVKA	Meritko / Scale
	ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-vykres / DRW-file	C.sestavy / Assembly No.	P00	
Nazev / Title			Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.	Format
DISTANCNI KROUZEK 1				P02	A4
---			List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets
				1	

4

3

2

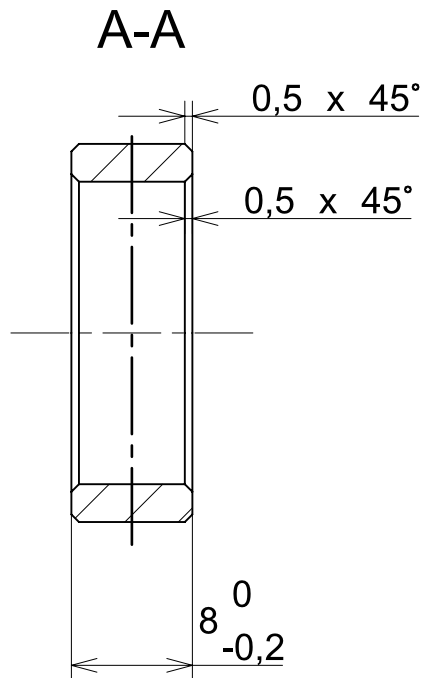
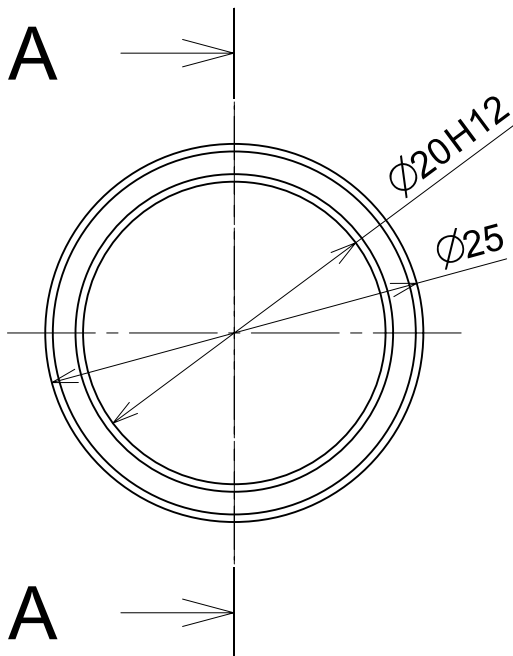
1

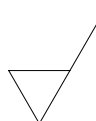
4

3


2

1




 Ra 6,3

3	DISTANCNI KROUZEK 3	KR 60 EN 10025-2	S235JR/S235JR		0,011		P00	2
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.

CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name			 <p>FAKULTA STROJNI ZAPADOCESKE UNIVERZITY V PLZNI</p> <p><small>Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved</small></p>
Kreslil / Drawn by	20.5.2023	LUKAS NEMEC			
Prezkousel / Checked by					
Schvalil / Approved by					

Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:

 ISO 128	Tolerance / Tolerovani	Soubor-model / ASM-file	Projekt / Project:	PREVODOVKA  P00	Meritko / Scale  2:1
	ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-vykres / DRW-file			
DISTANCNI KROUZEK 3  DISTANCNI KROUZEK 3			Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.	Format
DISTANCNI KROUZEK 3  ---				P04  List / sheet no. 1    Pocet listu / sheets 1	A4

4

3

2

1

4

3

2

1

D

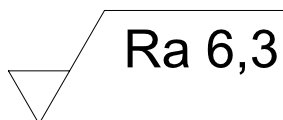
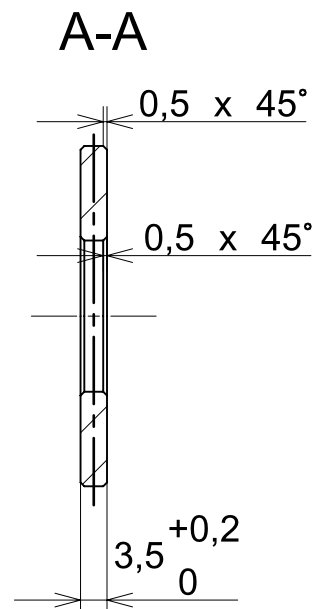
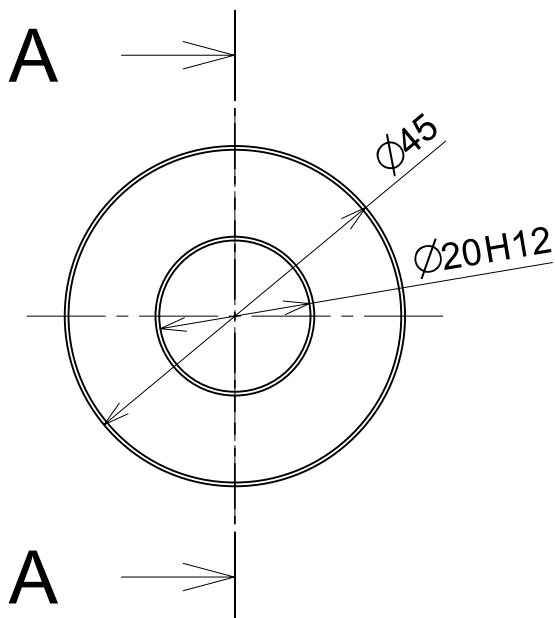
D

C


C


B

B



4	DISTANCNI KROUZEK 4	KR 60 EN 10025-2	S235JR/S235JR		0,035		P00	1
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.

CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name			 FAKULTA STROJNI ZAPADOCESKE UNIVERZITY V PLZNI <small>Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved</small>
Kreslil / Drawn by	20.5.2023	LUKAS NEMEC			
Prezkousel / Checked by					
Schvalil / Approved by					
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:

 ISO 128	Tolerance / Tolerovani	Soubor-model / ASM-file	Projekt / Project:	PREVODOVKA	Meritko / Scale
	ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-vykres / DRW-file	C.sestavy / Assembly No.	P00	
Nazev / Title			Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.	Format
DISTANCNI KROUZEK 4				P05	A4
---			List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets
				1	

4

3

2

1

A

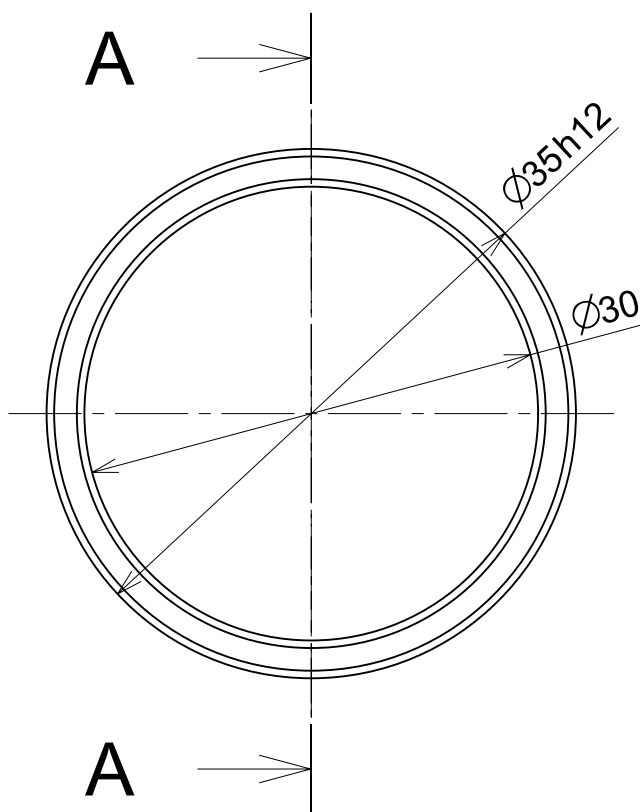
A

4

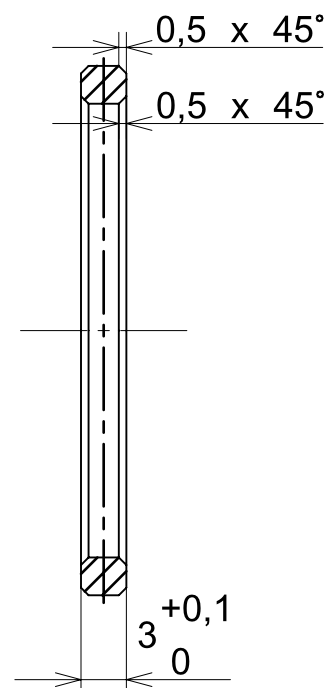
3

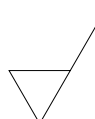
2

1




A-A




 Ra 6,3

5	DISTANCNI KROUZEK 5	KR 60 EN 10025-2	S235JR/S235JR		0,006		P00	1
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.

CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name			 FAKULTA STROJNI ZAPADOCESKE UNIVERZITY V PLZNI <small>Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved</small>
Kreslil / Drawn by	20.5.2023	LUKAS NEMEC			
Prezkousel / Checked by					
Schvalil / Approved by					

Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:

 ISO 128	Tolerance / Tolerovani	Soubor-model / ASM-file	Projekt / Project:	PREVODOVKA  P00	Meritko / Scale  2:1
	ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-vykres / DRW-file			
DISTANCNI KROUZEK 5  DISTANCNI KROUZEK 5			Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.	Format
DISTANCNI KROUZEK 5				P06	A4
---			List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets
				1	1

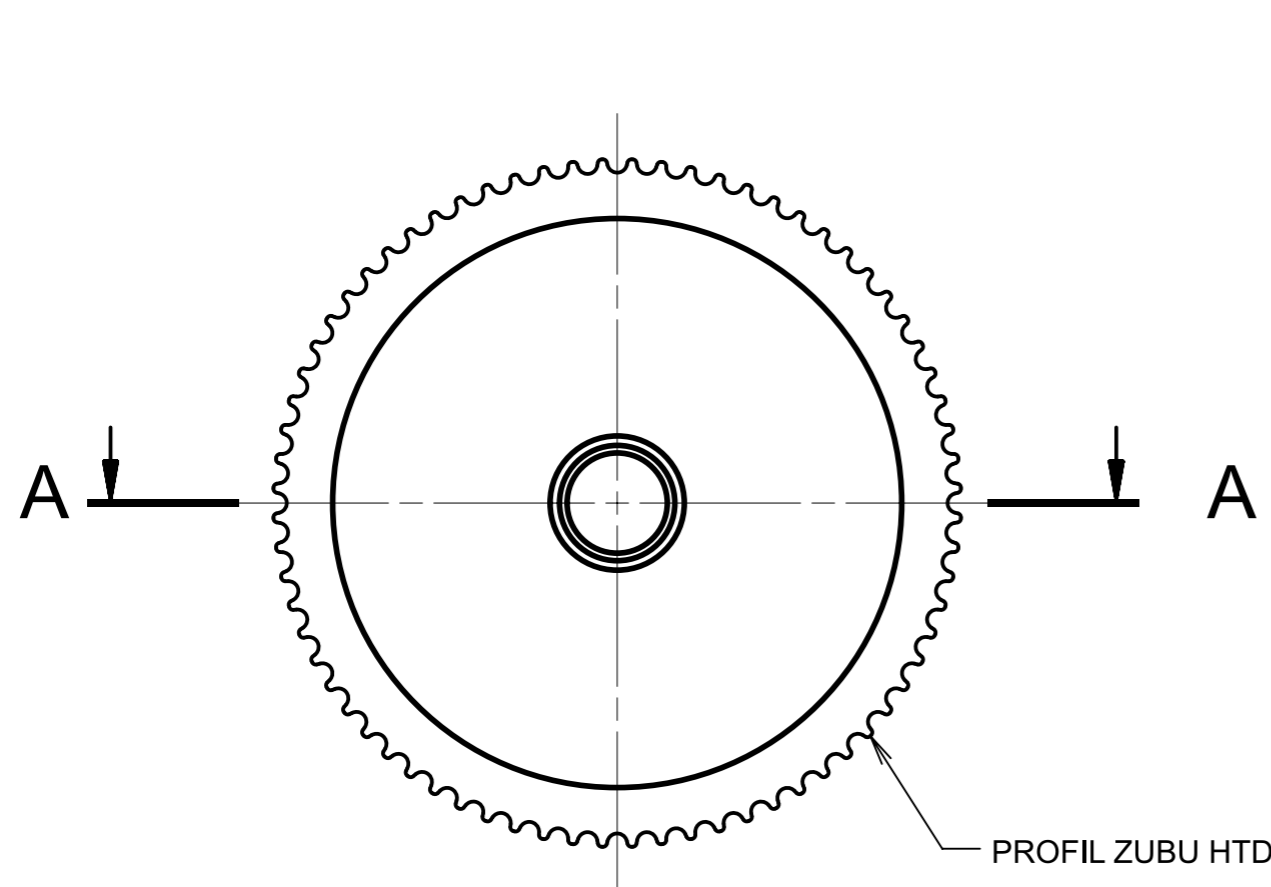
4

3

2

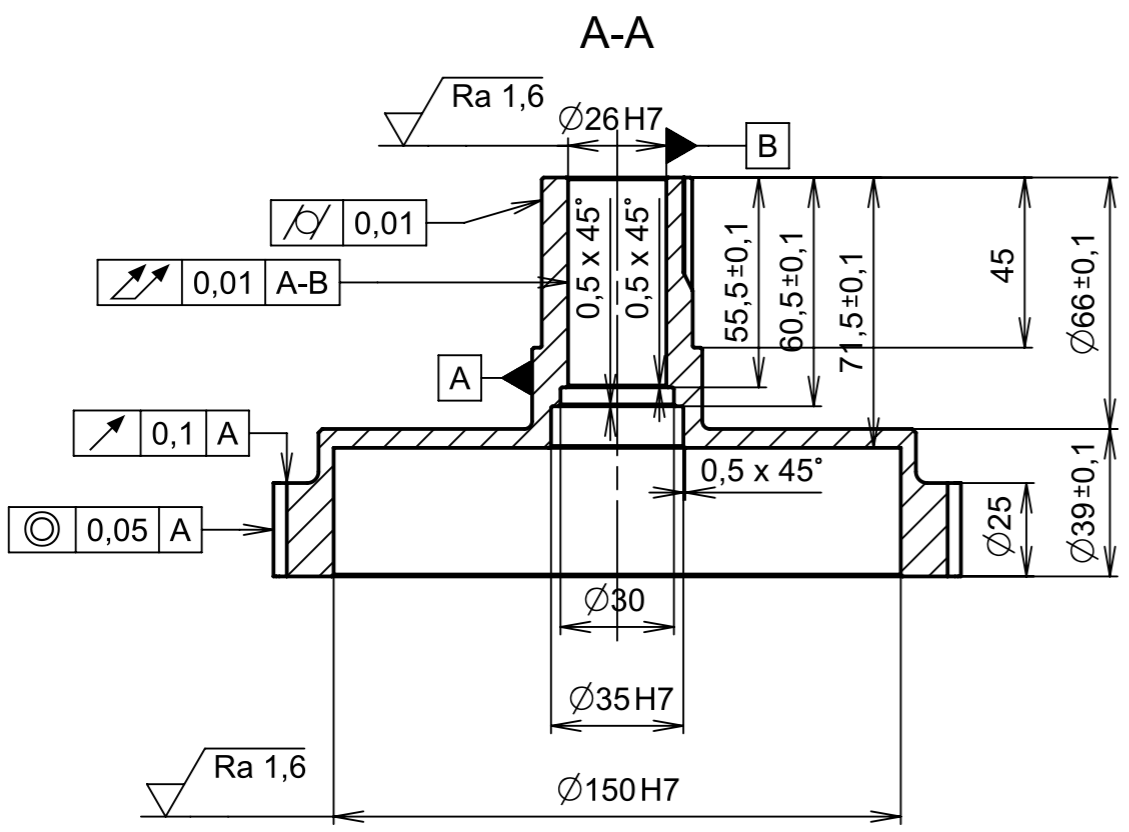
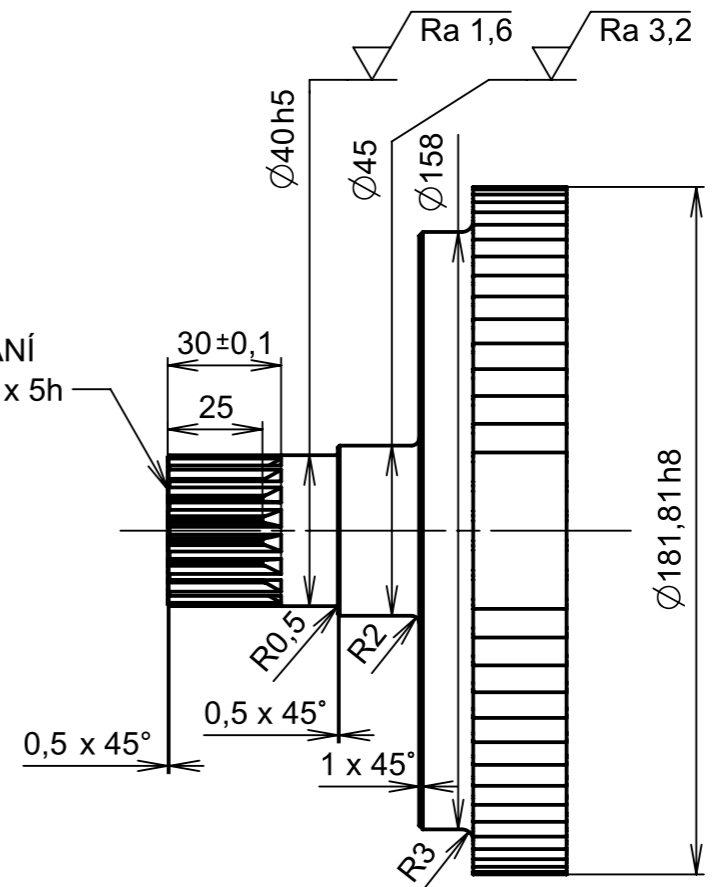
1

8 7 6 5 4 3 2 1



PROFIL ZUBU HTD 8M 72 ZUBŮ

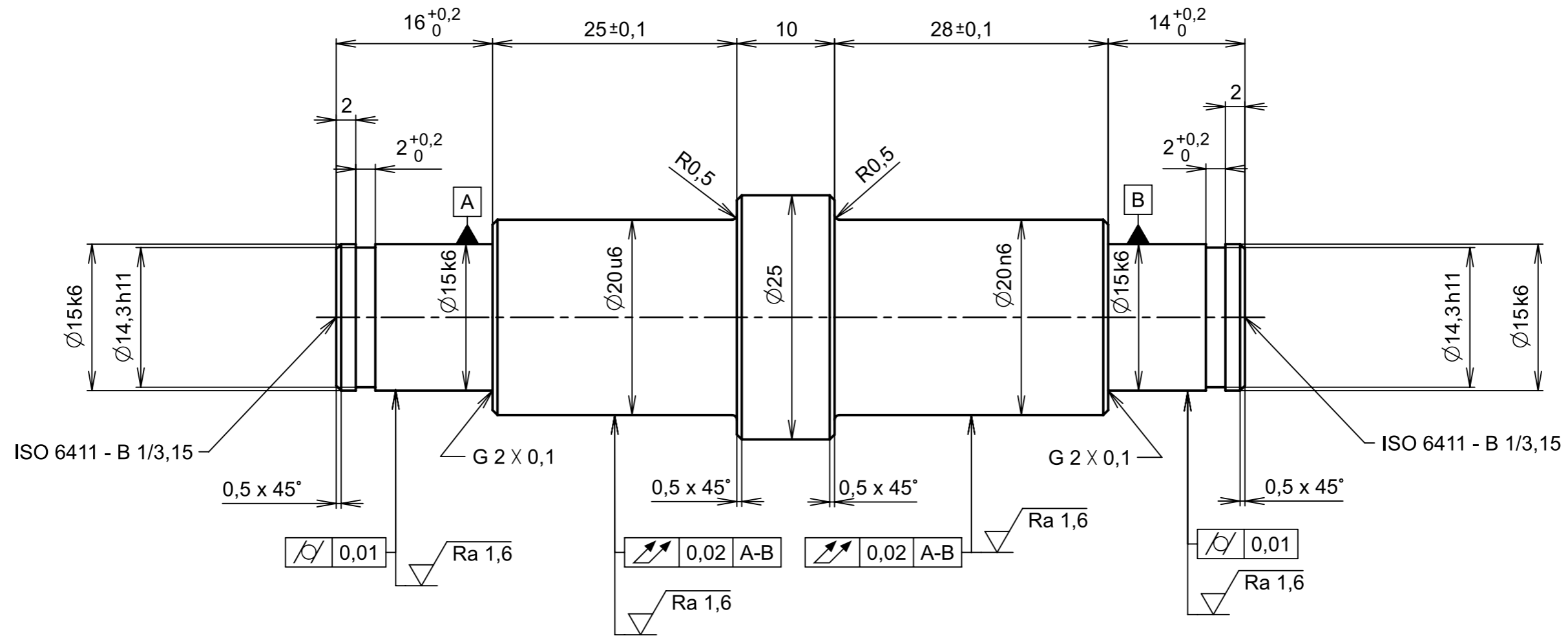
EVOLVENTNÍ DRÁŽKOVÁNÍ  
ISO 4156 19Z x 2 m x 30P x 5h



Ra 6,3

6	HRIDEL KOAXIALNI	KR 200h1 EN 10083-2	C45+QT/C45+QT	2,638	P00	-		
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot.	H.hmot.	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name						
Kresil / Drawn by	20.5.2023	LUKAS NEMEC						
Prezkousel / Checked by								
Schválil / Approved by								
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:			
ISO 128	Tolerance / Tolerovani ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file HRIDEL KOAXIALNI		Projekt / Project:	PREVODOVKA		Meritko / Scale	
		Soubor-vykres / DRW-file HRIDEL KOAXIALNI		C.sestavy / Assembly No.	P00		1:2	
Nazev / Title				Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.			Format
HRIDEL KOAXIALNI				0	P07			A3
				List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets	1	

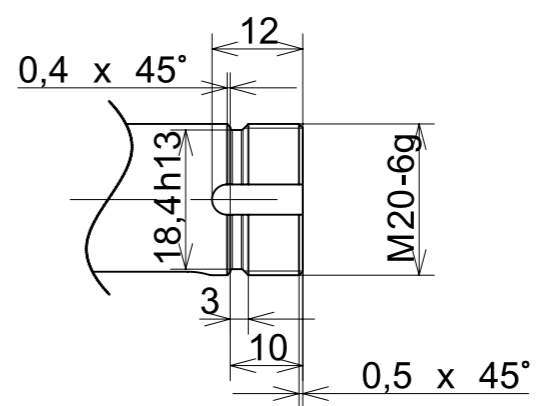
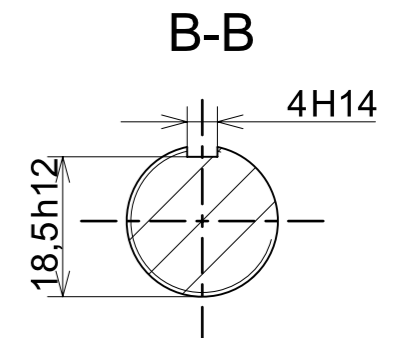
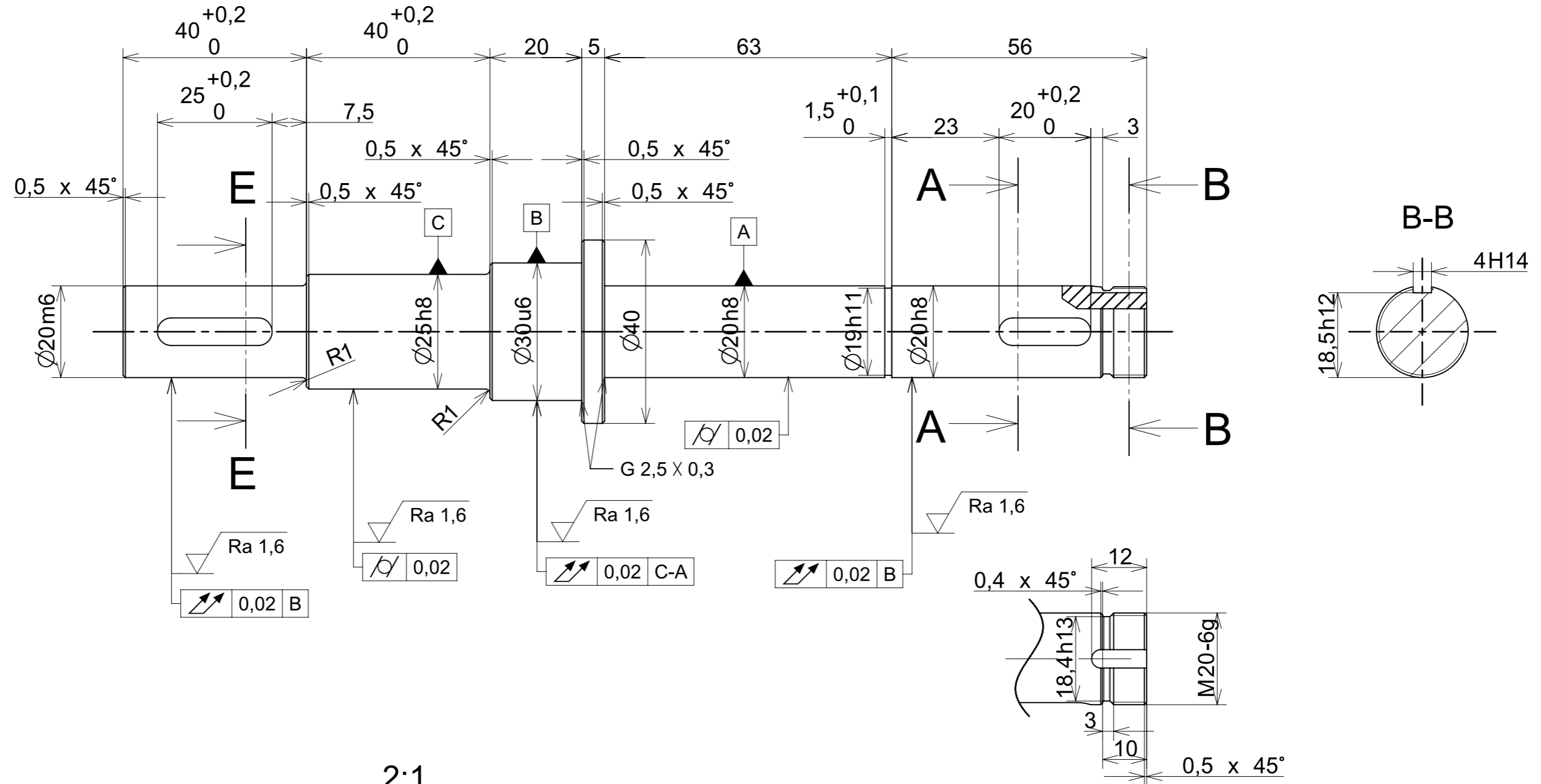
8 7 6 5 4 3 2 1



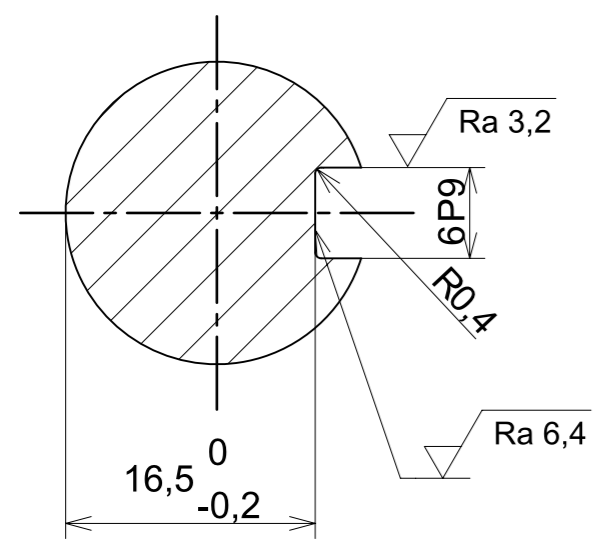
$\sqrt{Ra 6,3}$

ZAKALENO A POPUSTENO 57 ±3 HRC 186 HBW

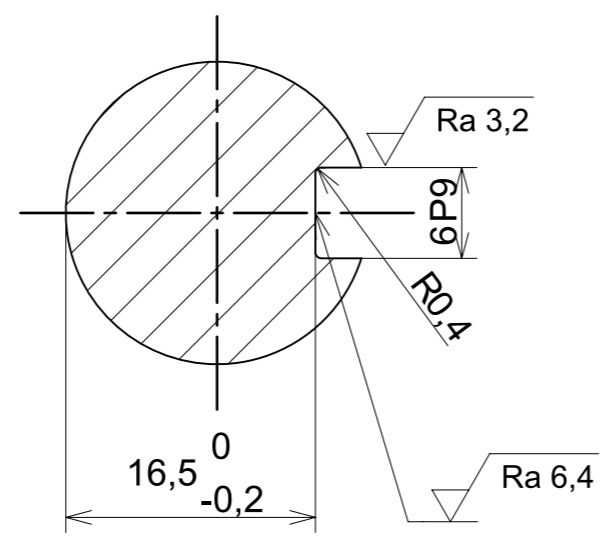
7	HRIDEL PREDLOHOVA	KR 35h11 EN 10083-2	C45+QT/C45	0,209	P00	1		
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot.	H.hmot.	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name						
Kresil / Drawn by	20.5.2023	LUKAS NEMEC						
Prezkousel / Checked by								
Schvail / Approved by								
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:			
ISO 128	Tolerance / Tolerovani	Soubor-model / ASM-file			Projekt / Project:	PREVODOVKA		Meritko / Scale
	ISO 8015 ISO 2768mK	HRIDEL PREDLOHOVA			C.sestavy / Assembly No.	P00		
Nazev / Title				Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.			Format
HRIDEL PREDLOHOVA				0	P08			A3
				List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets	1	



A-A  
2:1



2:1  
E-E



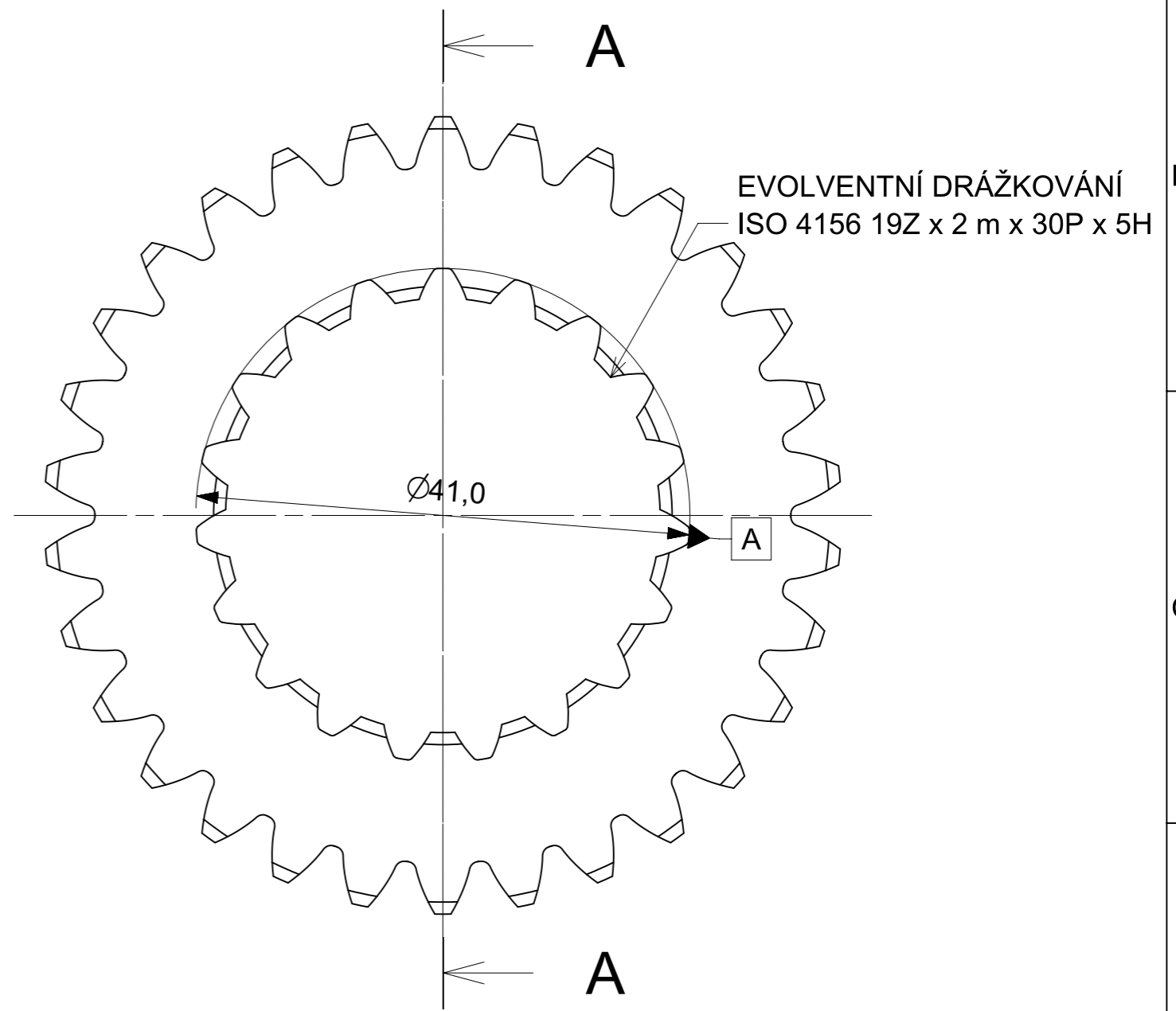
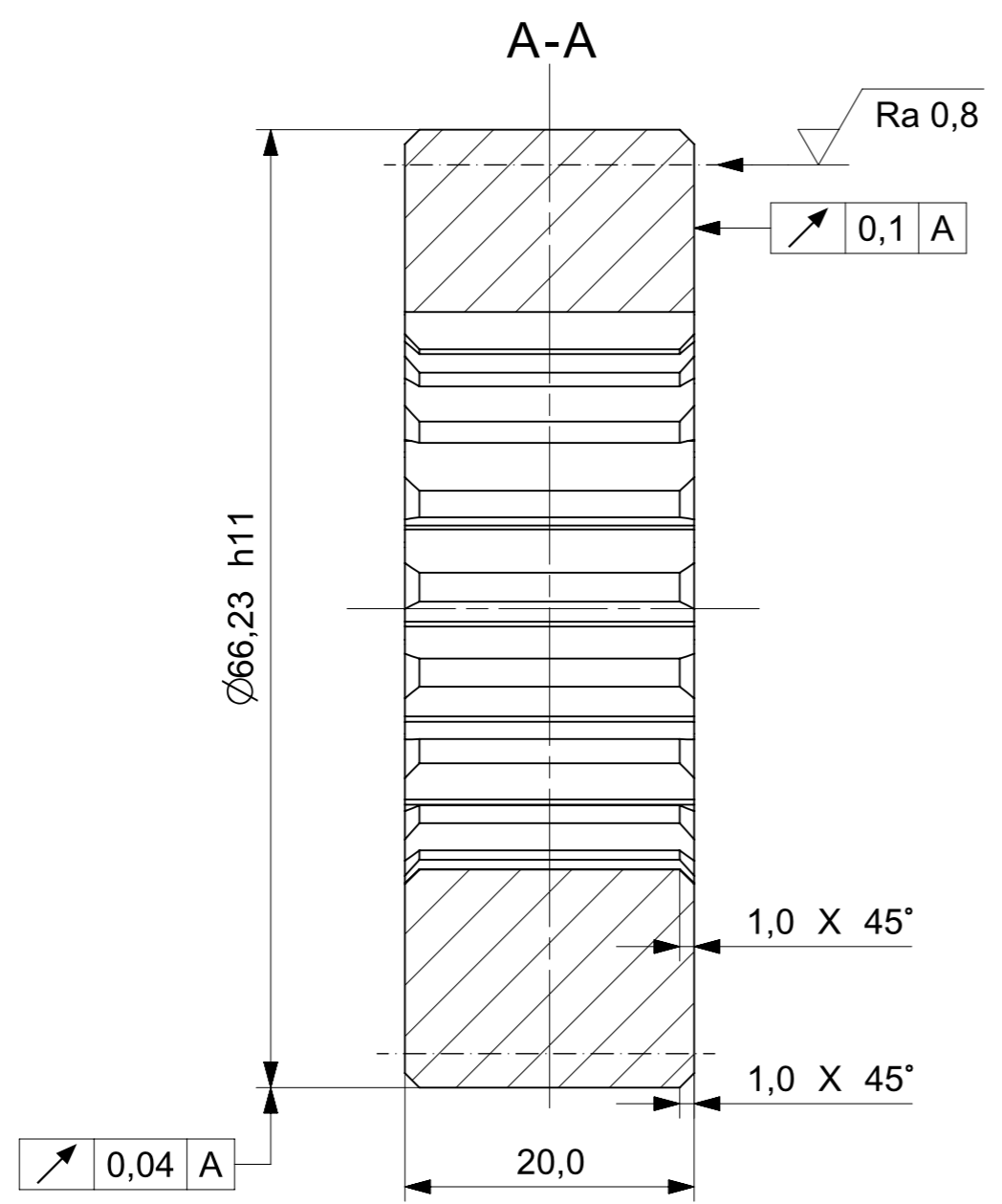
**ZAKALENO A POPUSTENO 57 ±3 HRC 186 HBW**

8	HRIDEL VYSTUPNI	KR 35h11 EN 10083-2	C45+QT/C45	0,690			P00	1
Pos.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot.	H.hmot.	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name		 <b>FAKULTA STROJNI ZAPADOCESKE UNIVERZITY V PLZNI</b> <small>Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved</small>				
Kreslil / Drawn by	20.5.2023	LUKAS NEMEC						
Prezkoušel / Checked by								
Schválil / Approved by								
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:			
ISO 128	Tolerance / Tolerovani ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file HRIDEL VYSTUPNI		Projekt / Project: HRIDEL VYSTUPNI		Meritko / Scale 1:1		
		Soubor-vykres / DRW-file HRIDEL VYSTUPNI		C.sestavy / Assembly No. P00				
Nazev / Title <b>HRIDEL VYSTUPNI</b>				Rev. 0	Cislo vykresu / Drawing No. <b>P09</b>			Format <b>A3</b>
				List / sheet no. 1	Pocet listu / sheets 1			

8 7 6 5 4 3 2 1

D  
C  
B  
A

D  
C  
B  
A



Modul	m	2	
Pocet zubů	z	30	
Normalný základní profil	-	ISO 53: PROFIL A	
Úhel sklonu boční křivky zubu	$\beta$	-	
Smysl stoupání boční křivky zubů	-	-	
Jednotkové posunutí	x	-0,1182	
Stupeň přesnosti podle	-	6 - DIN 3961	
Kontrolované mezní úchytky	dvoubokého odvalu za otáčku	Fi	0,071
	dvoubokého odvalu za rozteč	fi	0,020
	sklonu zubu	F $\beta$	0,016
	vzdálenosti os	Fa	+ - 0,04
Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	-	P12
	počet zubů	z	45
	vzdálenost os	aw	75
Modul	mt	-	
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	-	
Průměr základní kružnice	db	84,572	
Průměr roztečné kružnice	d	90	
Průměr patní kružnice	df	84,527	
Úhel sklonu boční křivky zubů na základním válci	$\beta$	-	
Úhel os	$\Sigma$	-	

Ra 6,3

**ZAKALENO A POPUŠTĚNO 57 ±3 HRC 186 HBW**

20	OZUBENE KOLO 1	KR 80h11 EN ISO 683-2	42CrMo4+QT/ 42CrMo4	0,299	P00	1		
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot.	H.hmot.	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.

CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name		<p>FAKULTA STROJNI ZAPADOCESKE UNIVERZITY V PLZNI</p> <small>Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved</small>
Kreslil / Drawn by	20.5.2024	LUKAS NEMEC		
Prezkoušel / Checked by				
Schválil / Approved by				

Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:

	Tolerance / Tolerovani	Soubor-model / ASM-file	Projekt / Project:	PREVODOVKA	Meritko / Scale
ISO 128	ISO 8015 ISO 2768mK	OZUBENE KOLO 1			2:1
Soubor-vykres / DRW-file			C.sestavy / Assembly No.	P00	
Nazev / Title			Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.	Format
<b>OZUBENE KOLO 1</b>			0	<b>P11</b>	<b>A3</b>
			List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets
				1	

8 7 6 5 4 3 2 1



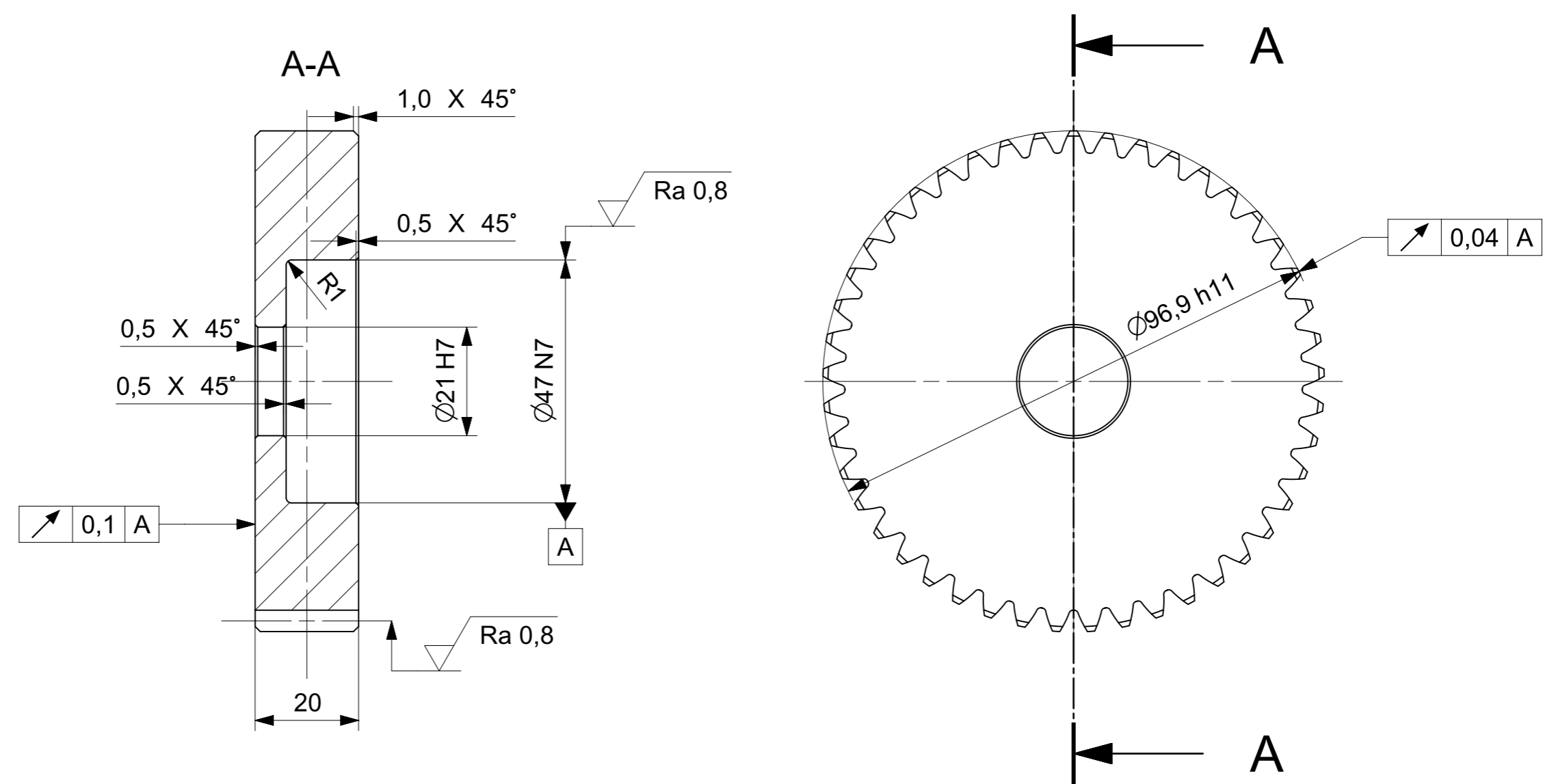
8 7 6 5 4 3 2 1

D

C

B

A



Modul	m	2	
Pocet zubů	z	45	
Normalný základní profil	-	ISO 53: PROFIL A	
Úhel sklonu boční křivky zubu	$\beta$	-	
Smysl stoupání boční křivky zubů	-	-	
Jednotkové posunutí	x	-0,1182	
Stupeň přesnosti podle	-	6 - DIN 3961	
Kontrolované mezní úchytky	dvoubokého odvalu za otáčku	Fi	0,071
	dvoubokého odvalu za rozteč	fi	0,020
	sklonu zubu	Fb	0,016
	vzdálenosti os	Fa	+ - 0,04
Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	-	P11
	počet zubů	z	30
	vzdálenost os	aw	75
Modul	mt	-	
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	-	
Průměr základní kružnice	db	56,382	
Průměr roztečné kružnice	d	60	
Průměr patní kružnice	df	55,473	
Úhel sklonu boční křivky zubů na základním válci	$\beta$	-	
Úhel os	$\Sigma$	-	

Ra 6,3

**ZAKALENO A POPUŠTĚNO 57 ±3 HRC 186 HBW**

21	OZUBENE KOLO 2	KR 110h11 EN ISO 683-2	42CrMo4+QT/ 42CrMo4	0,856	P00	-		
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konečný/vychozí	T.O.	C.hmot.	H.hmot.	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.

CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name
Kreslil / Drawn by	20.5.2024	LUKAS NEMEC
Prezkoušel / Checked by		
Schválil / Approved by		



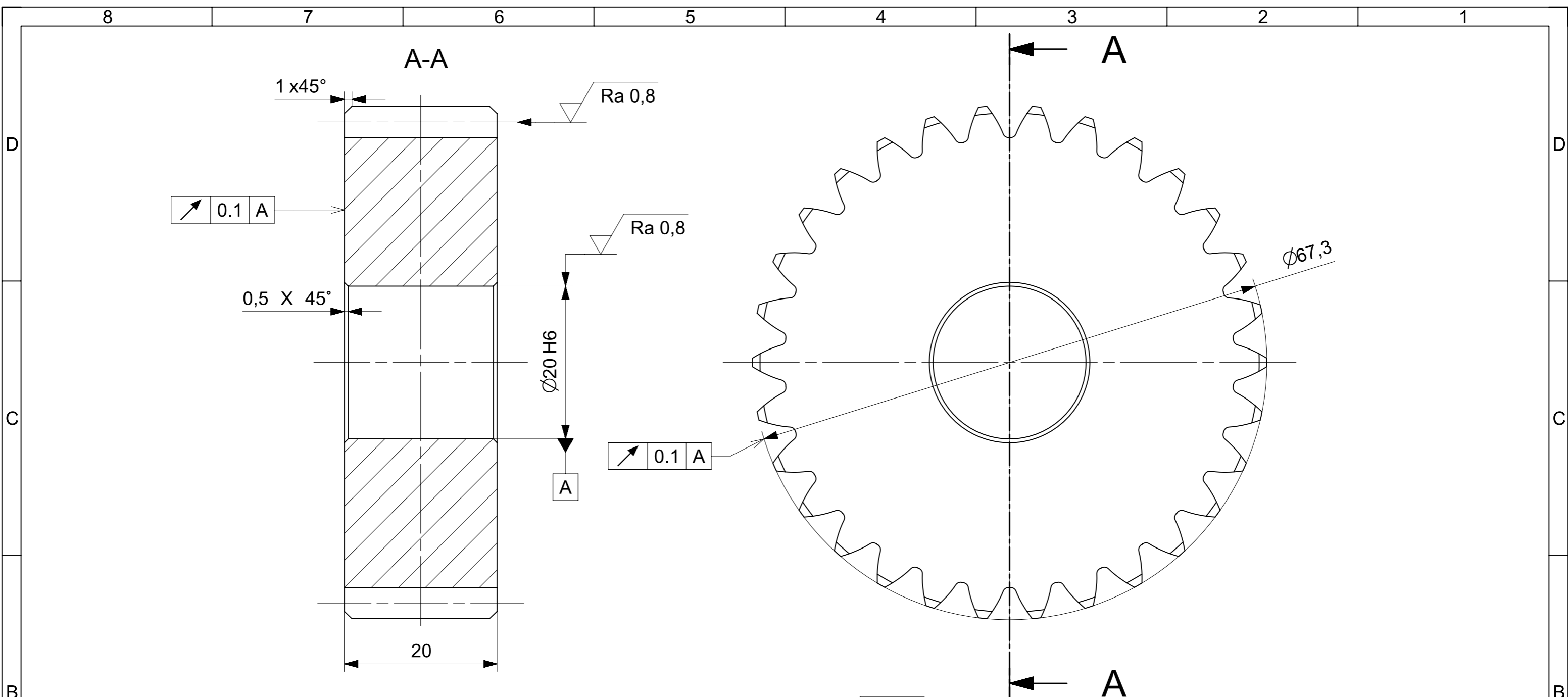
FAKULTA STROJNI  
ZAPADOCESKE  
UNIVERZITY  
V PLZNI

Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved

Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:



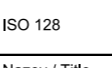
ISO 128	Tolerance / Tolerovani	Soubor-model / ASM-file	Projekt / Project:	Meritko / Scale
	ISO 8015 ISO 2768mK	OZUBENE KOLO 2	PREVODOVKA	
		Soubor-vykres / DRW-file	C.sestavy / Assembly No.	1:1
		OZUBENE KOLO 2	P00	
Nazev / Title			Rev.	Format
OZUBENE KOLO 2			0	A3
			Cislo vykresu / Drawing No.	
			P12	
			List / sheet no.	
			1	
			Pocet listu / sheets	
			1	

8 7 6 5 4 3 2 1



ZAKALENO A POPUŠTĚNO 57 ±3 HRC 186 HBW

Modul	m	2	
Pocet zubů	z	30	
Normalný základní profil	-	ISO 53: PROFIL A	
Úhel sklonu boční křivky zubu	β	-	
Smysl stoupání boční křivky zubů	-	-	
Jednotkové posunutí	x	0,1182	
Stupeň přesnosti podle	-	6 - DIN 3961	
Kontrolované mezní úchytky	dvoubokého odvalu za otáčku	Fi	0,071
	dvoubokého odvalu za rozteč	fi	0,020
	sklonu zubu	Fb	0,016
	vzdálenosti os	Fa	+ - 0,04
Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	-	P14
	počet zubů	z	45
	vzdálenost os	aw	78
Modul	mt	-	
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	-	
Průměr základní kružnice	db	56,382	
Průměr roztečné kružnice	d	60	
Průměr patní kružnice	df	55,473	
Úhel sklonu boční křivky zubů na základním válci	β	-	
Úhel os	Σ	-	

22	OZUBENE KOLO 3	KR 80h11 EN ISO 683-2	42CrMo4+QT/ 42CrMo4	0,442	P00	-		
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konečný/vychozí	T.O.	C.hmot.	H.hmot.	Císlo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name		 FAKULTA STROJNI ZAPADOCESKE UNIVERZITY V PLZNI <small>Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved</small>				
Kreslil / Drawn by	20.5.2024	LUKAS NEMEC						
Prezkoušel / Checked by								
Schválil / Approved by								
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:			
 Tolerance / Tolerovani ISO 8015 ISO 2768mK		Soubor-model / ASM-file OZUBENE KOLO 3		Projekt / Project: PREVODOVKA		Meritko / Scale 2:1		
 Soubor-vykres / DRW-file OZUBENE KOLO 3		C.sestavy / Assembly No. P00		Císlo vykresu / Drawing No. P13		Format A3		
Nazev / Title OZUBENE KOLO 3				Rev. 0	List / sheet no. 1		Pocet listu / sheets 1	

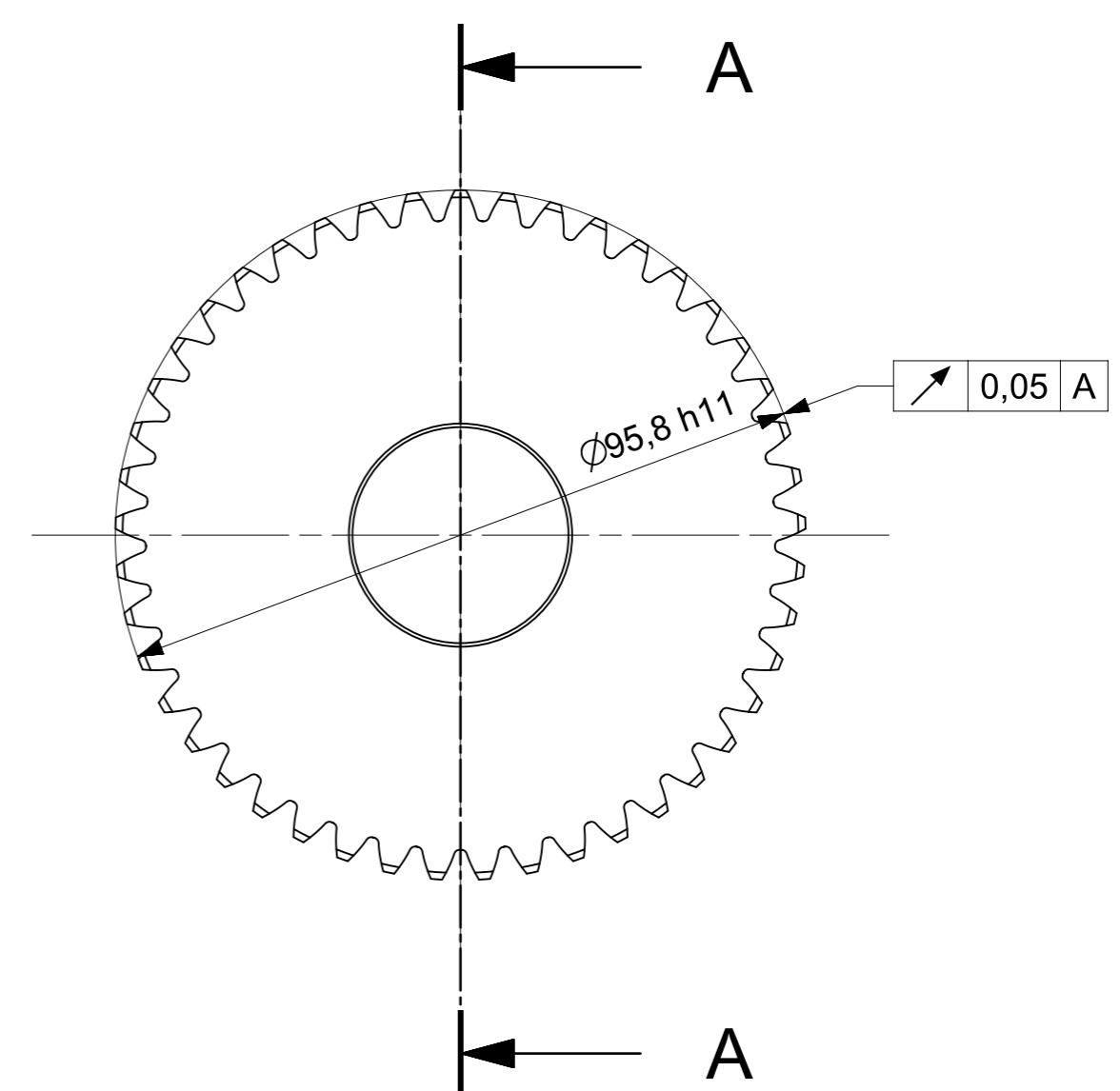
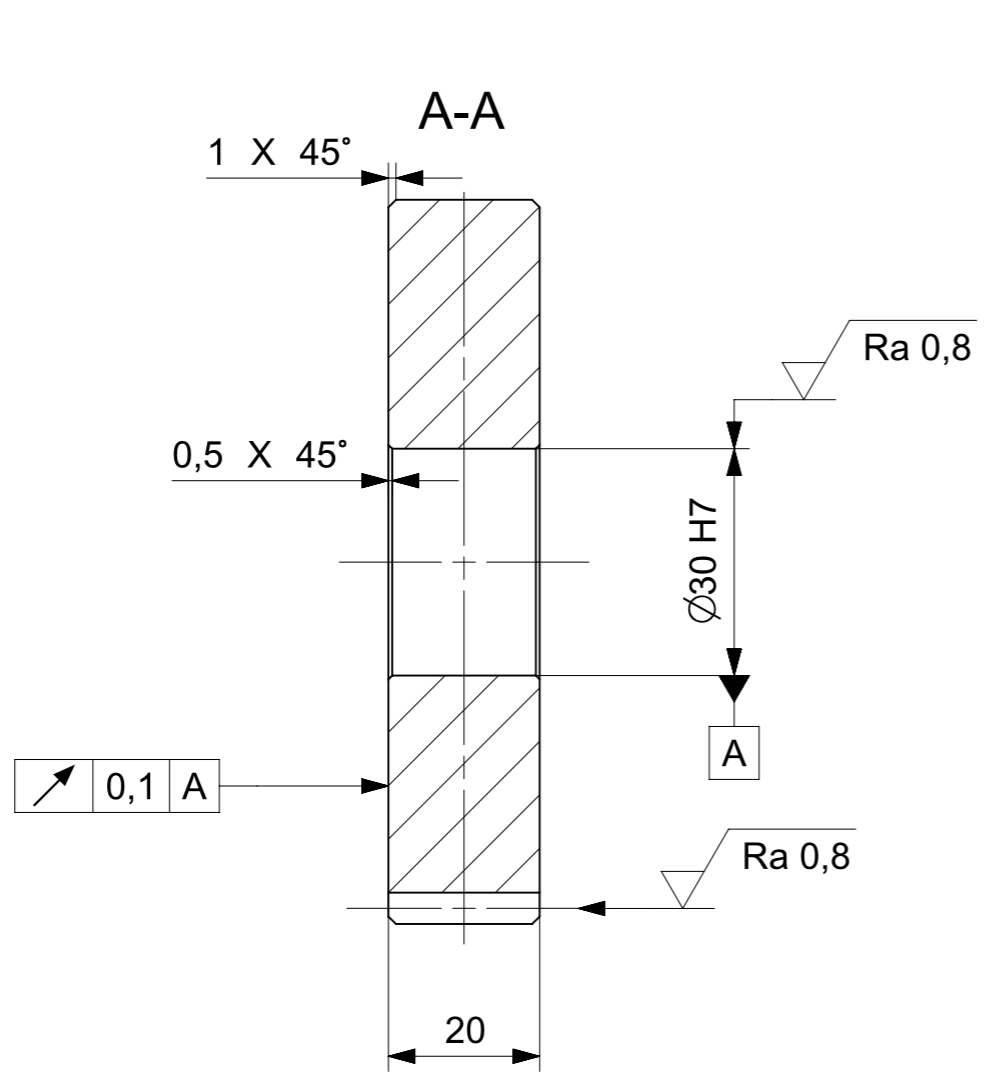
8 7 6 5 4 3 2 1

D

C

B

A



Modul	m	2	
Pocet zubů	z	45	
Normalný základní profil	-	ISO 53: PROFIL A	
Úhel sklonu boční křivky zubu	$\beta$	-	
Smysl stoupání boční křivky zubů	-	-	
Jednotkové posunutí	x	-0,1182	
Stupeň přesnosti podle	-	6 - DIN 3961	
Kontrolované mezní úchytky	dvoubokého odvalu za otáčku	Fi	0,071
	dvoubokého odvalu za rozteč	fi	0,020
	sklonu zubu	Fb	0,016
	vzdálenosti os	Fa	+ - 0,04
Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	-	P13
	počet zubů	z	30
	vzdálenost os	aw	78
Modul	mt	-	
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	-	
Průměr základní kružnice	db	56,382	
Průměr roztečné kružnice	d	60	
Průměr patní kružnice	df	55,473	
Úhel sklonu boční křivky zubů na základním válci	$\beta$	-	
Úhel os	$\Sigma$	-	

$\nabla$  Ra 6,3 ZAKALENO A POPUŠTĚNO 57 ± 3 HRC 186 HBW

23	OZUBENE KOLO 4	KR 110h11 EN ISO 683-2	42CrMo4+QT/ 42CrMo4	0,929	P00	-		
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konečný/vychozí	T.O.	C.hmot.	H.hmot.	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name		 FAKULTA STROJNI ZAPADOCESKE UNIVERZITY V PLZNI <small>Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved</small>				
Kreslil / Drawn by	20.5.2024	LUKAS NEMEC						
Prezkoušel / Checked by								
Schválil / Approved by								
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:			
Tolerance / Tolerovani		Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project:	PREVODOVKA		Meritko / Scale	
ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK		OZUBENE KOLO 4		C.sestavy / Assembly No.		P00	1:1	
Soubor-vykres / DRW-file				OZUBENE KOLO 4				
Nazev / Title				Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.		Format	
OZUBENE KOLO 4				0	P14		A3	
				List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets	1	

8 7 6 5 4 3 2 1