



# Pohon řetězového dopravníku pro dopravu osob

## Bakalářská práce

*Studijní program:* B2301 – Strojní inženýrství  
*Studijní obor:* 2301R000 – Strojní inženýrství  
*Autor práce:* **Matěj Havlíček**  
*Vedoucí práce:* Ing. Petr Lepšík, Ph.D.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC  
Faculty of Mechanical Engineering ■

# Chain conveyor drive for passenger transport

## Bachelor thesis

*Study programme:* B2301 – Mechanical Engineering  
*Study branch:* 2301R000 – Mechanical Engineering  
*Author:* **Matěj Havlíček**  
*Supervisor:* Ing. Petr Lepšík, Ph.D.



## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Matěj Havlíček**

Osobní číslo: **S14000055**

Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Strojní inženýrství**

Název tématu: **Pohon řetězového dopravníku pro dopravu osob**

Zadávací katedra: **Katedra částí a mechanismů strojů**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Navrhněte kompletní pohonný systém eskalátoru s rychlostí dle EN, redukcí rychlosti a výkonem 13 kW. Vše bude uloženo na svařovaném rámu.

Obsah bakalářské práce

1. Představení úkolu
2. Průzkum potencionálních řešení
3. Vypracování 3D sestavy pohonu, výkresové dokumentace sestavy vybraných dílů
4. Výpočtová zpráva
5. Ekonomické zhodnocení
6. Závěrečné zhodnocení

Rozsah grafických prací: přílohy dle potřeby  
Rozsah pracovní zprávy: 50  
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná/elektronická

Seznam odborné literatury:

- [1] Pešík, L.: Části strojů. 1. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
- [2] Pešík, L.: Části strojů. 2. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2
- [3] Moravec V.: Konstrukce strojů a zařízení 2. čelní ozubená kola. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2001, 291 s.
- [4] Mrkvica I.: Současné trendy v obrábění ozubených kol. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011, 120 s.
- [5] Leinveber, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky. Albra, Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6
- [6] Bureš M.: Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Skriptum TU Liberec Ediční středisko 2006.
- [7] Normy pro návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol ČSN 014686-4 nebo ČSN ISO 6336-5 (014687) Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby - několik dílů, nebo ANSI/AGMA 20010B88, 2001-C95 nebo normou 2001-D04, nebo ANSI/AGMA 908-B89.
- [8] Normy pro mezní úchytky a tolerance ozubených kol a soukolí ČSN 014682 nebo novější ČSN ISO 1328-1 Čelní ozubená kola - Soustava přesnosti ISO a ČSN 01 4676 - Ozubená kola - Měření ozubených kol čelních se šikmými zuby.
- [9] Výpočetní programy AutoDESK- Mechsoft, KISS SOFT, MITCALc,
- [10] Databáze knihovny TUL


Vedoucí bakalářské práce: Ing. Petr Lepšík, Ph.D.  
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání bakalářské práce: 12. února 2017

Termín odevzdání bakalářské práce: 12. května 2018

  
prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld  
děkan



  
prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.  
vedoucí katedry

V Liberci dne 12. února 2017

## Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

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

Datum: 30. 6. 2017

Podpis: 

## **Poděkování**

Tímto bych chtěl velmi poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Petru Lepšíkovi Ph. D. za ochotu, trpělivost, věnovaný čas a odborné vedení. Děkuji také pánům Ing. Rudolfu Martonkovi Ph. D. a Ing. Petru Žabkovi Ph. D. za cenné rady a připomínky. Další poděkování patří také mé přítelkyni Kateřině Mikešové, taktéž rodině a přátelům za veškerou podporu během studia.

## **Anotace**

Tato bakalářská práce pojednává o návrhu konstrukce pohonné jednotky řetězového dopravníku pro dopravu osob, přesněji eskalátoru. V teoretické části je blíže popsán princip mechanismu pohonu eskalátorů, jejich funkce, základní parametry a aktuální nabídka jednotlivých výrobců. Stěžejní část práce se zabývá vlastním návrhem pohonu, kde je popsána volba jednotlivých komponent, výpočty geometrických parametrů pohonu a pevnostní kontroly. Bakalářská práce dále obsahuje výkresovou dokumentaci a ekonomické zhodnocení pohonu.

## **Klíčová slova**

pohon, konstrukce, eskalátor, mechanický převod, hřídel, ložisko

## **Anotation**

This bachelor thesis deals with design of Chain conveyor drive for passenger transport, specifically escalators. In teoretic part the mechanism of escalator drive, its function, main parameters and actual offer are described. Key part of the thesis is concerned with my own design of drive, that consists of the components selection, calculations of geometric parameters and parts analysis. Drawing documentation and economic evaluation are also include.

## **Key words**

drive, construction, escalator, mechanical transmission, shaft, bearing

# Obsah

1	Úvod.....	4
2	Cíl práce.....	5
3	Pohyblivé schody.....	6
3.1	Historie .....	6
3.2	Technické parametry .....	8
3.3	Konstrukce a hlavní části pohyblivých schodů .....	9
3.4	Pohon.....	12
3.5	Výrobci a aktuální nabídka .....	13
4	Vlastní návrh .....	15
4.1	Výběr motoru .....	15
4.2	Předběžné schéma.....	16
4.3	Volba spojky a mechanismus řazení .....	17
4.4	Návrh převodovky.....	18
4.4.1	Volba převodů a převodových poměrů .....	18
4.4.2	Postup při pevnostních kontrolách.....	19
4.4.3	Otáčky hřídelů a krouticí momenty.....	26
4.4.4	Kuželové soukolí .....	26
4.4.5	Čelní soukolí.....	30
4.4.6	Čelní redukční soukolí.....	32
4.4.7	Řetězový převod.....	35
4.4.8	První hřídel.....	37
4.4.9	Druhý hřídel.....	41
4.4.10	Třetí hřídel.....	44
4.5	Návrh skříně .....	48
4.6	Návrh rámu .....	49
4.7	Ekonomické zhodnocení.....	49
5	Závěr.....	51



# 1 Úvod

Problematiku vertikální přepravy lidé řeší již od doby, kdy začali obývat budovy o více než jednom patře. Vzniklo tak mnoho konstrukcí a pomůcek, které dopomáhaly k překonání určitého výškového rozdílu. Schodiště a žebříky umožňovaly lidem snadný výstup do vyšších pater, zatímco přepravu materiálu umožňovaly kladkostroje poháněné dobyt看em, nebo ručně poháněné vrátky. První parou poháněné kladkostroje se objevily až začátkem 19. století. Ty sloužily pro přepravu výhradně materiálu až do roku 1853, kdy Elisha Graves Otis vynalezl bezpečnostní zařízení pro jeho výtah, které zabránilo volnému pádu v případě selhání tažného lana. Z důvodu urbanizace a rapidního nárůstu populace, se stále častěji používají speciální dopravníky, které dokáží přepravit velké množství osob za kratší dobu, a tím ulevují frekventovaným a často přelidněným místům. Další důvod použití těchto zařízení může být například zpřístupnění jinak nedostupných míst invalidům a seniorům, a v neposlední řadě pro pohodlný a rychlý pohyb ve vysokopodlažních budovách, obchodních a nákupních centrech, na nádražích, letištích, stadionech a v řadě dalších veřejných budov. [4]

Vertikální doprava se tedy stala značně mechanizovanou záležitostí a dnes je ve většině budov zajišťována výtahy a eskalátory. Právě touto kombinací je totiž dosaženo efektivní a ekonomické přepravy osob. Výtahy zajišťují rychlou přepravu mezi několika patry, a umožňují bezbariérový přístup, zatímco hlavním úkolem eskalátorů je kontinuální doprava osob a tím dosažení pohybu velkého počtu cestujících a jeho usměrnění. Pro letiště, stanice metra a další frekventovaná místa jsou tak eskalátory ideálním řešením, umožňující přepravu všech osob stejnou rychlostí a tím zabránění vzniku zácpy. [4]

Návrh kompletní pohonné jednotky těchto zařízení je multidimenzionální problém a je na něho kladeno mnoho požadavků. Úkolem konstruktérů je nalézt optimální řešení splňující veškeré požadavky stroje, jako je např. tichý, bezpečný a spolehlivý provoz, či dostatečná životnost jednotlivých součástí. [2]

## 2 Cíl práce

Cílem předkládané bakalářské práce je navrhnout konstrukční řešení pohonu eskalátoru o výkonu 13 kW s možností redukce rychlosti. Rychlost pohyblivých schodů se řídí normou ČSN EN 115-1+A1, která stanovuje bezpečnostní zásady pro konstrukci pohyblivých schodů (viz kapitola 3.2 Technické parametry).

Tohoto hlavního cíle bude dosaženo naplněním těchto dílčích cílů:

- seznámení čtenáře s problematikou vertikální přepravy osob v budovách
- popis eskalátoru
- představení základních mechanismů a bezpečnostních prvků eskalátoru
- vlastní návrh pohonné jednotky (výpočty geometrie jednotlivých součástí a jejich pevnostní kontrola)
- vytvoření výkresové dokumentace
- ekonomické zhodnocení pohonu

Zadaný parametr	Hodnota
Výkon	$P = 13$ [kW]
Rychlost	$v = 0,75$ [m. s <sup>-1</sup> ] $v_R = 0,5$ [m. s <sup>-1</sup> ]
Časový podíl převodů	$I = 70/30$ [%]
Trvanlivost	$L = 8000$ [hod]
Minimální bezpečnost	$k = 1,5$ [–]

Tabulka 1: Zadané parametry

## 3 Pohyblivé schody

Pohyblivé schody, známé spíše pod názvem eskalátory, jsou článkový řetězový dopravník, který na rozdíl od pásových a jiných řetězových dopravníků zajišťuje vertikální přepravu výhradně osob. Jednotlivé hliníkové stupně jsou vzájemně propojeny hnacím řetězem a tvoří tak nekonečný pás pohyblivých schodnic, doplněných o pohyblivé přídržovací madlo. Eskalátory jsou hojně užívané ve většině nákupních domů, veřejných budov a jsou také podstatnou součástí stanic metra. Omezená přepravní výška a absence bezbariérového přístupu je důvodem k časté kombinaci s výtahy. [2]

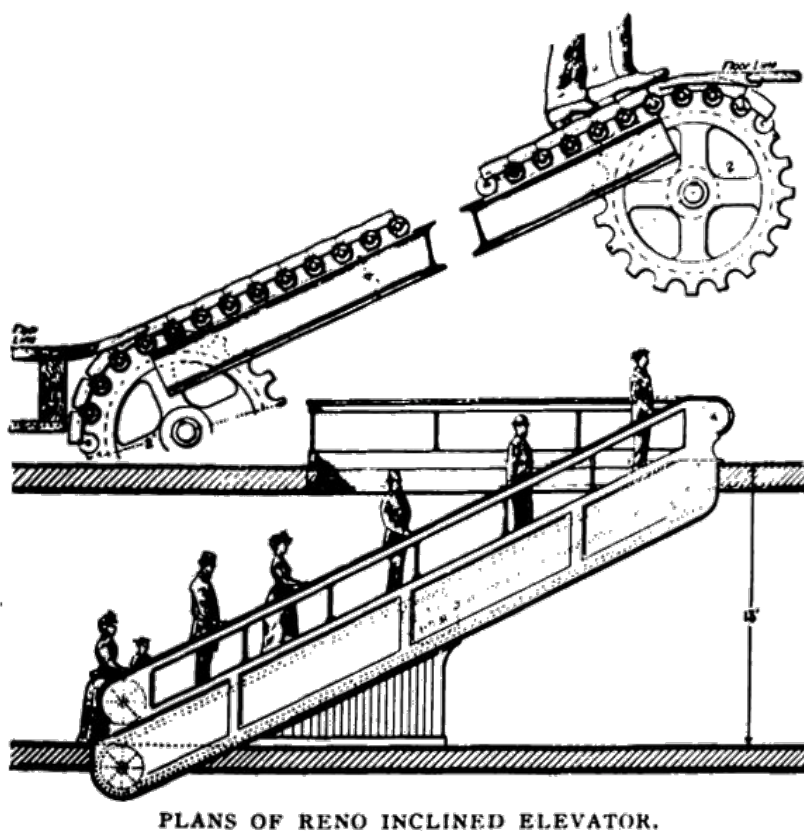
### 3.1 Historie

Ačkoliv bylo v 80. letech 19. století mnoho pokusů o sestrojení pohyblivých schodů, žádný z nich neprokázal dostatečnou praktičnost a bezpečnost, aby mohl být plně využit. Roku 1892 Jesse Wilford Reno představil svůj patent, který nazval Nakloněný výtah (viz Obrázek 1). Jednalo se o 25° nakloněný pás s litinovými rošty nebo klínky pro zabránění prokluzu cestujících. Během této dekády si George H. Wheeler nechal patentovat dopravník s vodorovnými stupni a pohyblivým madlem. Jeho patent roku 1898 odkoupil Charles D. Seeberger, který spolu se společností Otis Elevator Company sestrojil první schodnicový typ eskalátoru jehož název vznikl ze slov elevator (ang. výtah) a scala (lat. stupeň, žebřík). [7,8]

Roku 1906 byl v nákupním domě Wertheim (Berlín) instalován první eskalátor v Evropě. Zajímavostí je eskalátor, který byl roku 1911 vybudován v londýnské podzemní dráze. Ten se od těch klasických odlišoval svou výstupní částí, kde se namísto výstupu čelně ve směru pohybu vystupovalo do strany. K tomu dopomáhalo i pohyblivé madlo na levé straně, které se v horní části otáčelo o 90 ° a pohybem směrem k pravé straně nutilo cestující k výstupu (obr VaE). Schodnice byly tvořeny odlitým stupněm a tvrdou dřevěnou stupnicí, která ještě postrádala drážky jako bezpečnostní prvek (viz kapitola 3.3 Konstrukce a hlavní části

pohyblivých schodů). Pohon tvořily dva elektromotory (aktivní a záložní) připojené ke šnekové převodovce a schodnice byly poháněny jedním tažným řetězem uprostřed. [5]

V Československu byl první eskalátor zprovozněn roku 1926 jako výpomoc lanové dráze vedoucí na městskou čtvrť Letná v Praze, který byl však roku 1935 z důvodu obrovských ekonomických nákladů zrušen. Následovala instalace eskalátorů v obchodním domě Bílá Labuť roku 1939, kde už zařízení vydrželo delší dobu v provozu. Masová výstavba eskalátorů však začala až roku 1974 společně se zahájením provozu podzemky, respektive nedlouho před tím. Pro pražské metro byly eskalátory dodávány dvěma firmami. Nižší schody dodávala česká firma Transporta a vyšší (nad 15 m) ruská společnost Kotljakov Leningrad. V Pražském metru můžeme dnes najít zástupce obou firem, a to ve stanici Jiřího z Poděbrad, kde stojí nejstarší ruské eskalátory z roku 1980, nebo ve stanici Můstek, který je nejstarším eskalátorem Pražského metra. [9]



Obrázek 1: Plány Renova Nakloněného výtahu [9]

## 3.2 Technické parametry

Základním parametrem pohyblivých schodů jakožto vertikálního dopravníku je již zmíněná přepravní výška. Její hodnota je předem známá, neboť se jedná o převýšení mezi vstupním a výstupním bodem a je tedy jedním ze vstupních parametrů pro návrh pohonné jednotky a samotné konstrukce. Někteří výrobci označují tuto hodnotu jako zdvih zařízení a běžně se pohybuje v rozsahu 2-18 m. Eskalátory většího zdvihu jsou užívány výjimečně například v hlubinných stanicích metra. Jeden z nich je k vidění ve stanici pražského metra Náměstí Míru. Jedná se o nejdelší eskalátor v EU a třetí nejdelší na světě s délkou 87 m a zdvihem 43 m. [5,6]

Úhel sklonu eskalátoru je dalším určujícím parametrem. Jeho velikost ovlivňuje nejen horizontální délku schodů, ale závisí na ní také jmenovitá dopravní rychlost. Dle normy by úhel sklonu neměl přesáhnout  $30^\circ$ . Pro schody s maximální hodnotou zdvihu 6 m a rychlostí 0,5 m/s je dovoleno užití úhlu až  $35^\circ$ . S vertikálním přesunem je spojen i přesun horizontální, jehož následkem jsou energetické ztráty a navýšení ceny stavebních prací. Přepravní délka v horizontálním směru je potom ovlivněna sklonem eskalátoru a přepravní výškou. [5,6]

Jmenovitá dopravní rychlost závisí na účelu eskalátorů a její velikost by neměla kolísat o více jak  $\pm 5\%$  při jmenovité frekvenci a napětí. Maximální hodnota se pak řídí úhlem sklonu, kdy pro sklon do  $30^\circ$  je rovna 0,75 m/s a pro  $30^\circ$  až  $35^\circ$  je maximální povolená rychlost 0,5 m/s. Poslední zmíněná hodnota je mnohými výrobci považována za ideální, neboť umožňuje nejen pohodlný a bezpečný nástup a výstup, ale zajišťuje také bezpečnost cestujících během samotné přepravy. Bylo totiž zjištěno, že při vyšších rychlostech není schodové pásmo plně obsazeno a mnozí cestující váhají při nástupu, čímž je výrazně snížen přepravní výkon. [5]

Podle účelu a požadovaného dopravního výkonu může zákazník vybírat z několika délek stupňů schodového pásma. Délka 1000 mm je nejdelší běžně používanou délkou v Evropě a je určena pro přepravu dvou dospělých osob na jednom stupni, tudíž dochází k výraznému nárůstu dopravního výkonu. Dalšími běžně používanými

délkami jsou 600 mm pro jednu dospělou osobu na stupni a 800 mm pro jednu dospělou osobu a dítě. [5,6]

Hodnota dopravního výkonu  $P_D$  je tedy závislá především na délce stupně a jmenovité rychlosti. Závislost na rychlosti ale není lineární, z toho důvodu byl zaveden součinitel zaplnění schodového pásma  $\varphi_z$ , jakožto bezrozměrná veličina závislejší na jmenovité rychlosti. Poté platí:

$$P_D = \varphi \cdot P_{Dt} \quad [\text{osob. hod}^{-1}],$$

kde  $P_{Dt}$  je teoretický dopravní výkon, který je lineárně závislý na jmenovité rychlosti  $v$ , počtu osob na jednom stupni  $N$  a délce stupně  $b$ . [5]

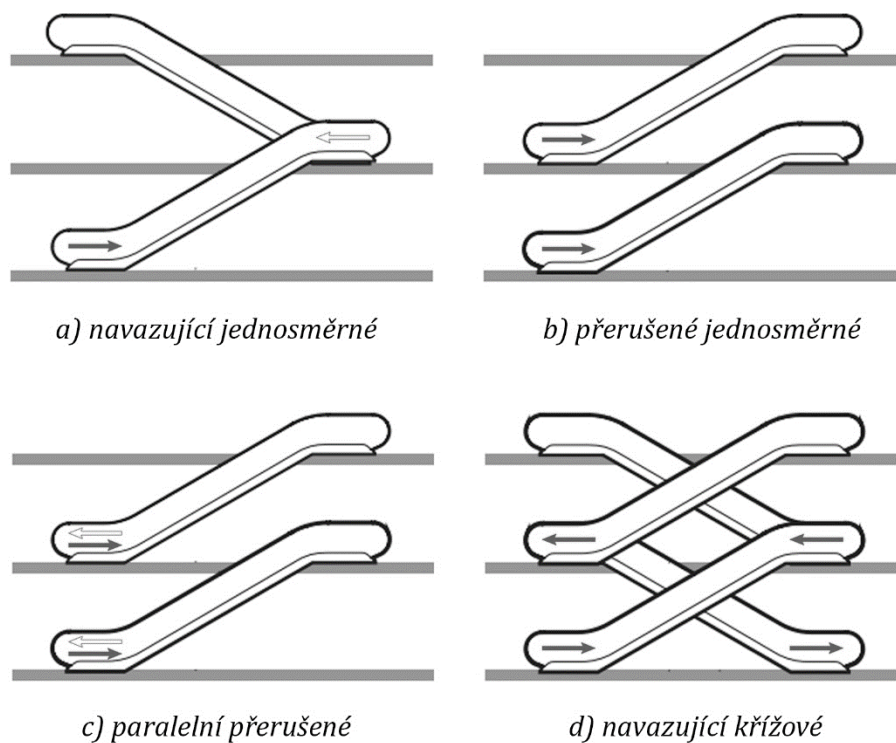
$$P_{Dt} = \frac{3600 \cdot N \cdot v}{b} \quad [\text{osob. hod}^{-1}]$$

### 3.3 Konstrukce a hlavní části pohyblivých schodů

Pohyblivé schody jsou často dodávány jakožto technologický celek a k jejich sestavení dochází již v montážní hale výrobce. Při větší délce se montují jednotlivé sekce, které se poté přepraví na místo určení, kde dochází k jejich napojení. Zpravidla se jedná o příhradové konstrukce různých ocelových profilů. Konstrukci je nezbytně nutné správně dimenzovat, neboť musí být dostatečně tuhá a zároveň nesmí být příliš těžká, z důvodu minimalizace sil přenášených na stavbu. Možnosti uspořádání soustavy eskalátorů jsou široké a volba závisí na stavebním řešení a účelu budovy. Obrázek 2 vyobrazuje nejčastěji používané kombinace, jimiž jsou a) navazující jednosměrné, b) přerušené jednosměrné, c) paralelní přerušené a d) navazující křížové uspořádání. [5,10]

Schodové pásmo je složeno ze schodových stupňů, které jsou opatřeny minimálně jedním párem koleček pro vedení na pojezdových drahách. Druhý pár koleček je zpravidla součástí valivého tažného řetězu, který je napojen na osy schodových stupňů. Právě zajištění shodného pohybu obou řetězů představuje jeden z problémů souvisejících s provozem eskalátorů. Ty jsou často sestaveny z velkého množství článků vyrobených s určitou rozměrovou tolerancí a spolu s nesymetrickým

zatížením dochází k rozdílnému relativnímu prodloužení řetězů. Pečlivé a časté mazání řetězů je nezbytně důležité, neboť nedostatek maziva může vést k rychlému opotřebení řetězu a zvýšení hlučnosti chodu eskalátoru, zatímco přebytek maziva může spolu s nečistotami abrazivně působit na pohyblivé části. [6]

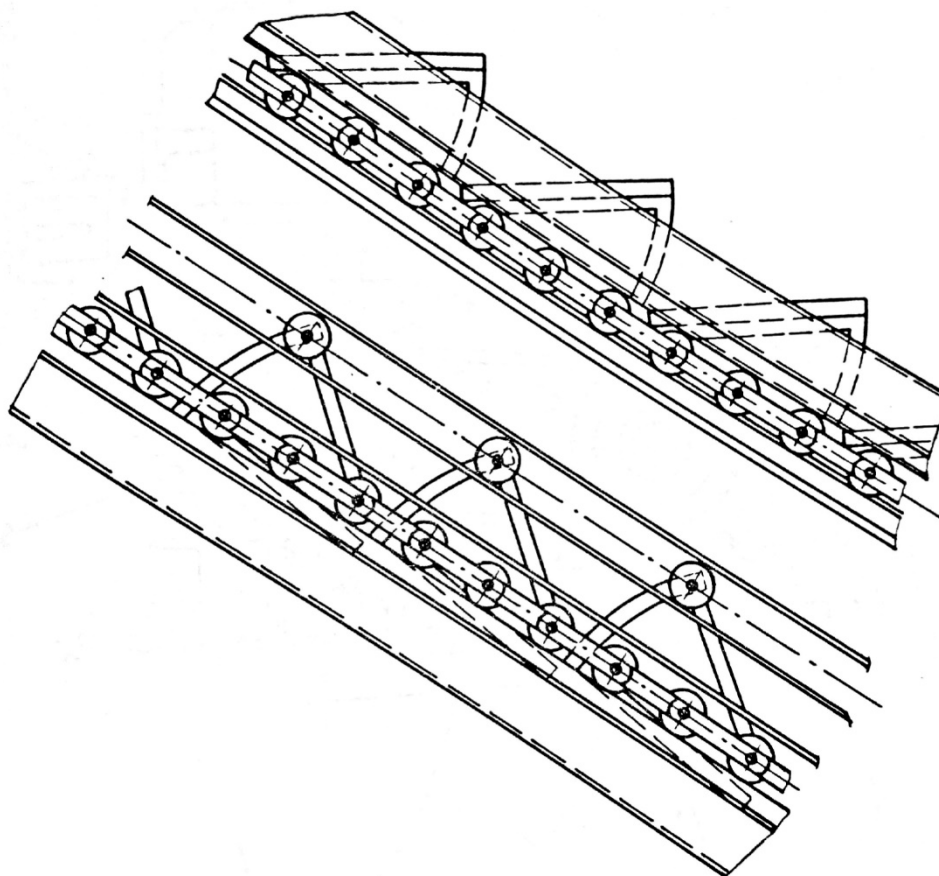


Obrázek 2: Možnosti uspořádání dvojic eskalátorů [10]

Pojezdové dráhy z polozavřených profilů jsou nosnou částí eskalátoru a zabraňují příčnému pohybu schodnic, čímž vedou schodové pásmo. V horní větvi jsou pojezdové dráhy ve stejné úrovni a v dolní větvi jsou výškově přesazeny. Nášlapné plochy schodnic v dolní větvi tvoří rovinu a díky tomu dochází k zúžení konstrukce střední část eskalátorů (viz Obrázek 3). [5]

Eskalátory jsou vybaveny řadou bezpečnostních prvků. Jeden z nejdůležitějších bezpečnostních prvků jsou stírací hřebeny v prostoru přechodu mezi pevnou podlahou a pohyblivými stupni. Jejich zuby zabíhají do drážek stupňů schodového pásma, a tím je zabráněno vniknutí cizího předmětu do prostor pohonných částí. Bezpečnostní brzda má za úkol zastavení chodu eskalátoru při sebemenším

ohrožení bezpečnosti cestujících. Podmínky pro zastavení, brzdná síla a dráha jsou také udávané normou a jsou odlišné pro různé rychlosti a šířky stupnic. Jako opora cestujících slouží pohyblivé madlo, které se pohybuje stejnou rychlostí jako schodové pásmo a tím dochází k nulovému relativnímu pohybu mezi cestujícím a madlem. Jedná se o nekonečný pryžový pás tvaru písmene C, který je v horní větvi veden po kluzné vodící ližině na balustrádě. Ve spodní větvi je skryt mezi vnitřním a vnějším krytem. Mezi stupněm schodového pásma a vnitřním krytem je umístěn okopový plech s kartáči, které zabraňují vtažení obuvi či její části. Všechna nebezpečná místa jsou dnes již běžně monitorována např. optickými detektory, které při překážce v provozu a ohrožení cestujících pohyb okamžitě zastaví. [5,10]

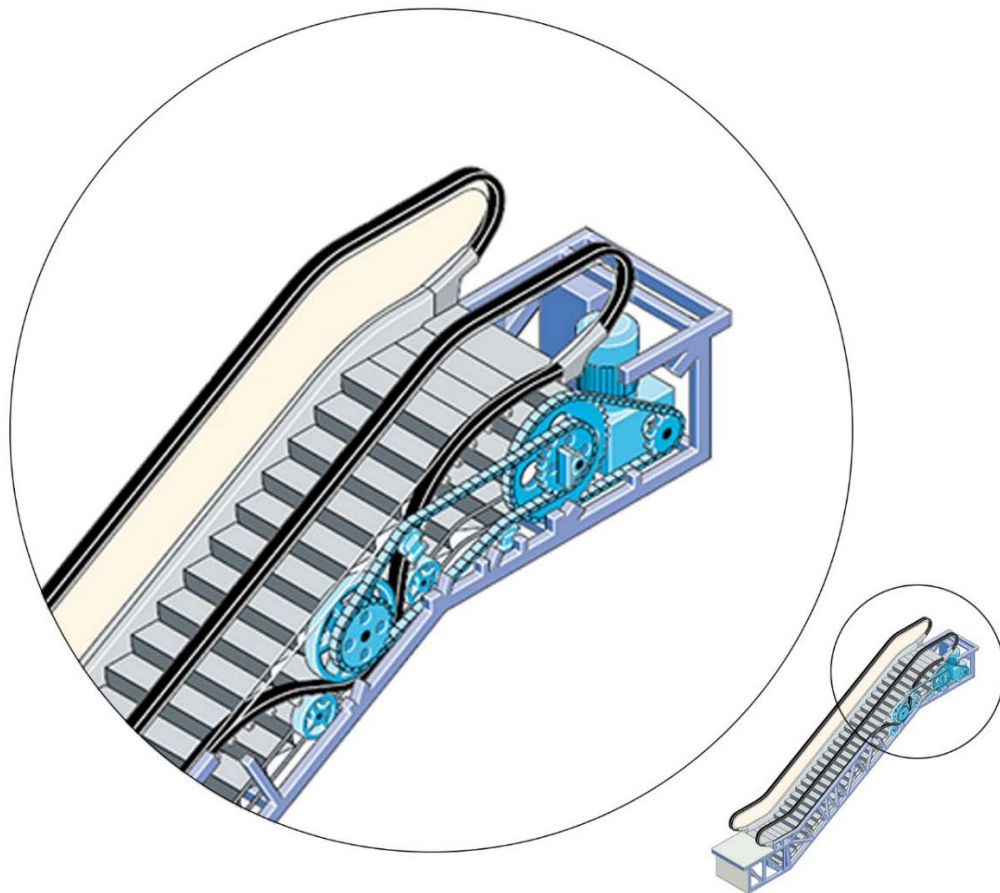


Obrázek 3: Pojezdové dráhy [5]



### 3.4 Pohon

Pohonná jednotka je srdcem stroje zajišťující plynulý a bezpečný pohon schodnic. Je tvořena motorem, převodovou skříní, řetězovými koly a bezpečnostní brzdou. Krouticí moment od motoru je převáděn někdy i několika převody na řetězové kolo, pohánějící tažné řetězy schodového pásma. [5]



Obrázek 4: Pohon eskalátoru [8]

Pohon zajišťuje nejčastěji asynchronní elektromotor s kotvou nakrátko, který je díky mnoha přednostem hojně užíván. Hlavní výhodou těchto motorů je regulace otáček přepínáním pólových dvojic, či využitím frekvenčního měniče. Potřebný výkon motoru je závislý na celé řadě faktorů, jako je zdvih eskalátoru, rychlost, potřebný dopravní výkon, aj. Je tak využita celá výkonová škála, kterou elektromotory nabízí.

Převodová skříň má za úkol snížení počtu otáček. Jelikož se elektromotory běžně otáčejí frekvencí  $n = 700 \text{ min}^{-1}$  a více, je pro pohon schodnic potřeba otáčky výrazně snížit. Z toho důvodu se používají soukolí velkých převodových poměrů, což zajišťuje např. globoidní šneková převodovka. Pro eskalátory malého zdvihu výrobci často používají kompaktních hnacích jednotek z přírubového elektromotoru, a to ve svislé poloze přišroubovaného k převodové skříni (viz Obrázek 4). Mezi motorem a převodovou skříní je umístěna bezpečnostní brzda, která je obvykle dvoučelistová s elektromagnetem nebo elektro hydraulickým odbrzdovačem. [5]

Dle umístění pohonné jednotky rozlišujeme pohon interní, externí, či modulární. Modulární pohon, na rozdíl od zbylých dvou, může být uložen kdekoliv ve středové části konstrukce mezi horní a dolní větví. Zajímavostí je pak princip Beckhenkel, kdy k pohonu schodového pásma jsou využity ozubené hřebeny tvořící tažný řetěz namísto řetězu valivého. Interní pohonné jednotky jsou umístěny v horní úvrati uvnitř schodového pásma, a tím je možné zmenšit rozměr horní části konstrukce. Jednou z nevýhod interních pohonů je nutnost rozebrání schodového pásma pro kontrolu a údržbu pohonné jednotky. Je zde také určité prostorové a konstrukční omezení, proto se pro motory vyšších výkonů používají pohony externí. Velká část pohonné jednotky je uložena vně schodového pásma a může být zabudovaná přímo v konstrukci eskalátoru, nebo v samostatné strojovně, která je často umístěna pod horní částí a umožňuje snadnou údržbu. [5]

Pro správný chod je nutné napínání schodového pásma a madla. To zajišťují určitá napínací zařízení, či napínací vozík umístěn ve spodní části. Napínací síla se vyvozuje většinou tlačnými pružinami a samotné napnutí je monitorováno senzory. [10]

### **3.5 Výrobci a aktuální nabídka**

Za bezproblémovým, plynulým a plně funkčním eskalátorem stojí mnoho let výzkumu a vývoje jednotlivých komponent. Původní dřevěné materiály byly postupně nahrazovány různými druhy materiálů podle toho, na co a do jakého prostředí je zařízení určeno. Inovace probíhaly hlavně na nejnamáhanějších dílech,

kteřé jsou často díly nosnými. Není tedy divu, že postupy výroby a konstrukce jednotlivých výrobců eskalátorů jsou z velké části tajemstvím. Jednotlivé firmy dnes nabízí širokou škálu zařízení, které nacházejí uplatnění jak v interiéru, tak i v exteriéru a existují i technická řešení odolná vůči vlivům počasí. Hlavně díky svým dlouholetým zkušenostem jsou firmy schopny vyhovět i těm nejnáročnějším požadavkům zákazníka ve smyslu plnění architektonických podmínek či odvážných prostorových kompozic. [11]

Světově největším výrobcem eskalátorů není nikdo jiný než **Otis Elevator Company**. Jedná se o americkou firmu, která stála u samotného zrodu výtahů a posléze i eskalátorů. Inženýři této firmy eskalátory vyvíjeli už v roce 1898. Na českém trhu dnes nabízí dva produkty - OTIS 506 NCE a OTIS 513 NPE. Výhodou prvního zmíněného je modulární řešení, zatímco druhý je vhodný pro provoz ve velmi náročném prostředí. [8]

Další významnou firmou světového charakteru je bezpochyby **The Schindler Group**. Schindler CZ, a.s. je dceřinou společností tohoto mezinárodního koncernu se sídlem ve Švýcarsku. Na českém trhu působí již od roku 1993. Tak jako jeho největší konkurent firma Otis nabízí The Schindler Group dva prvotřídní produkty. Model 9300AE je světově nejrozšířenějším eskalátorem hlavně díky výbornému modulárnímu řešení, které nabízí mnoho rozličných designových variant. Schindler 9700AE je výkonným odolným eskalátorem, určeným do velkých veřejných prostor, kde je potřeba velkého dopravního zdvihu. [13]

Jeden ze špičkových eskalátorů nabízí také německá společnost **Thyssenkrupp AG**. Jejich nejvýkonnější model Victoria je speciálně navržený pro velmi vysokou zátěž, je vhodný pro venkovní použití, neboť je odolný proti povětrnostním vlivům a se svým maximálním zdvihem 75 m je vhodný pro hlubinné stanice metra. [14]

**Mitsubishi Electric** je mimo jiné jediným výrobcem spirálních (točitých) eskalátorů, které svou unikátní konstrukcí a vzhledem nabízí nový systém uspořádání a umožňují tak efektivnější využití prostoru. Jsou také lákadlem pro zákazníky velkých obchodních domů v Las Vegas, Šanghaji a Hong Kongu. [7]



motor s účinností 87,2% při plné zátěži. Při teoretické účinnosti  $\eta_p = 98 \%$  všech převodů je pak skutečný výkon schodů  $P = 15 \cdot \eta_p^4 = 13,836 \text{ kW}$ .

Zanedbáme-li valivé odpory mezi tažným řetězem a pojezdovými drahami, čepové tření a další místa pohonu kde dochází k výkonovým ztrátám, lze zjednodušeně napsat vzorec pro výpočet výkonu potřebného k přepravě  $X$  osob, jejichž průměrná hmotnost  $m \approx 70 \text{ kg}$  byla zjištěna výzkumem.

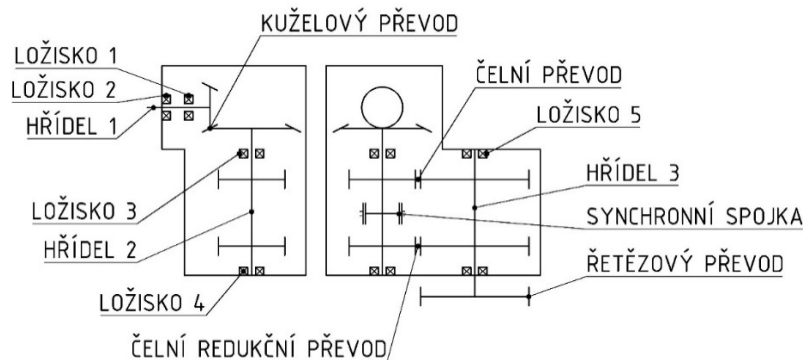
$$P = m \cdot g \cdot \sin\varphi \cdot v \cdot X \cdot 10^{-3} \quad [\text{kW}]$$

Počet přepravovaných osob se pak dá vyjádřit následujícím vztahem.

$$X = \frac{P \cdot 10^3}{m \cdot g \cdot \sin\varphi \cdot v} \quad [\text{osob}]$$

Pro výkon  $P = 13,836 \text{ kW}$ , rychlost  $v = 0,75 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  a sklon  $\varphi = 30^\circ$  je pak hodnota  $X \approx 50 \text{ osob}$  a pro  $v_R = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  je počet osob  $X_R \approx 75$ . Tímto způsobem lze postupovat při návrhu konstrukce celého eskalátoru. Maximální zdvih eskalátoru lze dopočítat ze znalosti šířky schodnic a předpokládané frekventovanosti daného místa. V našem případě (schodnice šířky 1000 mm a sklon  $\varphi = 30^\circ$ ) je pohon dostatečně výkonný pro eskalátory zdvihu 10 m.

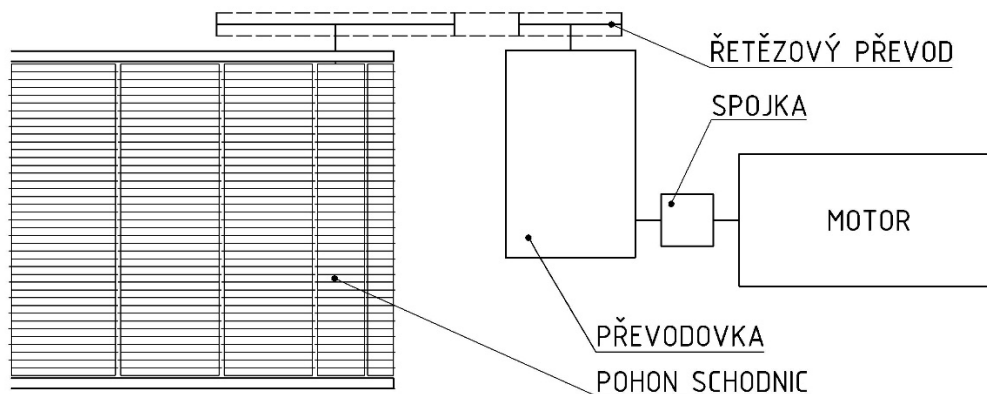
## 4.2 Předběžné schéma



Obrázek 6: Schéma převodové skříně

Začínáme zamyšlením se nad kompozičním uspořádáním jednotlivých součástí. Na obrázcích níže jsou znázorněna schémata dispozice pohonu stroje a rozložení

převodů, hřídelů a jejich uložení v převodové skříni. Rozměry jednotlivých součástí jsou pouze orientační a během výpočtů se uspořádání může mírně měnit.



Obrázek 7: Schéma pohonu

### 4.3 Volba spojky a mechanismus řazení

Pro spojení motoru a vstupní hřídele převodové skříně se využívá hřídelových spojek pevných či vypínacích, dle potřeby rozpojení za chodu nebo za klidu. Katalog hřídelových spojek je velmi rozmanitý a zákazník má tak na výběr z několika typů zubových, lamelových, kotoučových, či jiných spojek. [2]

Pro naše potřeby byla podle krouticího momentu motoru  $M_{K1} = 199 Nm$  zvolena spojka ELA 16 výrobce PSP Pohony a.s. Jedná se o lamelovou třecí spojku řízenou elektromagneticky. Hnaná část spojky je magnetové těleso, na kterém je uložena budicí cívka a po přivedení budicího proudu dojde ke zmagnetizování a přitažení hnané kotvy.

Řazení zajišťuje synchronní spojka s evolventním ozubením. Řadicí páka je ovládána lineárním aktuátorem LINAK LA14 se zdvihem 50 mm a síle 750 N. Ten by měl zajistit včasné a bezproblémové přeřazení mezi stupni. Signál pro řazení by mohl být řízen automaticky pomocí PLC, které na základě počtu cestujících, či zatížení motoru řadí mezi jednotlivými stupni a tím upravuje výstupní moment pohonu při stejném zatížení motoru.

## 4.4 Návrh převodovky

### 4.4.1 Volba převodů a převodových poměrů

Při potřebě transformace výkonu mezi motorem a pracovním ústrojím je na místě využití mechanických převodů, které umožňují snížení otáček na potřebnou hodnotu, a tím možnost použití motoru otáček vyšších. Na výběr máme z několika typů převodů, jakož jsou například ozubené soukolí využívající přímé tvarové vazby mezi hnacím a hnaným členem, nebo převody řetězové založené na tvarové nepřímé vazbě zprostředkované řetězem, či ozubeným řemenem. Vazbu nepřímou třecí a tvarovou využívají převody řemenové ploché a klínové, které mají dobré tlumící účinky, avšak z důvodu prokluzu vzniká nepřesnost převodových poměrů. [2]

Ze schématu je již patrné, že bylo použito několik převodů ozubených a jeden převod řetězový. V převodové skříní jsou použita ozubená kola se šikmými evolventními zuby, což zajišťuje plynulost záběrů a snížení hlučnosti. Soukolí kuželové je použito z důvodu snížení šířky horní části konstrukce pohyblivých schodů a tím zajištění konstantní šíře stroje. Toto soukolí je doplněno o dvě soukolí čelní umožňující alternativní převod. Přenos výkonu mezi převodovou skříní a prostorem mezi horní a dolní větví schodů zajišťuje převod řetězový, za nímž následuje převod s vnitřním ozubením, který svým velkým převodovým poměrem nejvíce snižuje otáčky. [2]

Valivý řetěz pohánějící schodnice má rozteč  $p_s = 133 \text{ mm}$  a při počtu zubů řetězového kola  $z_s = 24$  bude průměr kola

$$d_s = \frac{p_s}{\sin\left(\frac{\pi}{z_s}\right)} = 1018,953 \quad [\text{mm}],$$

z čehož můžeme spočítat potřebné otáčky na výstupu pohonu. Pro rychlost schodnic  $v_s = 0,75 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  budou výstupní otáčky

$$n_s = \frac{60 \cdot v_s}{\pi \cdot d_s} = 14,058 \quad [\text{min}^{-1}],$$

$$n_{sR} = \frac{60 \cdot v_{sR}}{\pi \cdot d_s} = 9,372 \quad [\text{min}^{-1}].$$

Na výstupu z řetězového převodu volím tedy otáčky  $n_4 = 120 \text{ min}^{-1}$  pro rychlost  $v_s = 0,75 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  a  $n_{4R} = 80 \text{ min}^{-1}$  pro  $v_{sR} = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Na vstupu do převodovky

jsou otáčky elektromotoru  $718 \text{ min}^{-1}$ . Nyní je potřeba rozvrhnout si převodové poměry jednotlivých převodů. V našem případě jsme si předběžně odhadli převodové poměry, které bylo potom potřeba upravit tak, aby došlo k co největšímu zmenšení axiální síly na druhém hřídeli. Zároveň je potřeba celočíselné hodnoty počtu zubů, možnost dosažení stejné osové vzdálenosti dvou čelních soukolí a v neposlední řadě úprava převodového poměru řetězového soukolí podle tabulky výrobce. Tím došlo k drobné změně otáček vstupujících do vnitřního soukolí.

$n_1 = 718 \quad [\text{min}^{-1}]$	$i_C = \frac{n_1}{n_4} = 6,003 \quad [-]$
$n_4 = 119,599 \quad [\text{min}^{-1}]$	$i_{CR} = \frac{n_1}{n_{4R}} = 8,880 \quad [-]$
$n_{4R} = 80,856 \quad [\text{min}^{-1}]$	$i_K = 2,000 \quad [-]$
	$i_{\check{c}} = 1,350 \quad [-]$
	$i_{\check{c}R} = 2,000 \quad [-]$
	$i_{\check{r}} = 2,220 \quad [-]$
	$i_v = \frac{n_4}{n_s} = 8,514 \quad [-]$

#### 4.4.2 Postup při pevnostních kontrolách

Veškeré součásti jsou namáhány vnějšími silami, které mohou zapříčinit jejich poškození. Dochází tak ke vzniku napětí uvnitř součástí a je tedy nutné jejich dimenzování tak, aby skutečné napětí nepřekročilo napětí dovolené. Poměr těchto napětí je nazýván bezpečností  $k$ , jejíž hodnota by měla být větší než 1,5.

#### PEVNOSTNÍ NÁVRH MODULU

Návrh modulu ozubení, vycházející ze zatížení soukolí a materiálových pevnostních hodnot ozubení, má pro návrh celého soukolí a jeho provoz zásadní význam. V našem případě hledáme normalizovaný modul nástroje, tedy modul v normálové rovině kola. Ozubená kola budou vyrobena z kalené oceli, tudíž modul navrhujeme dle následujícího vzorce

$$m_n \approx 1,85^3 \sqrt{\frac{M_i \cdot \cos^2 \beta}{z_i^2 \cdot \Psi_d \cdot \sigma_{Flim}}} \quad [mm]$$



Hodnota  $\psi_d$  je poměr šířky ozubení a průměru roztečné kružnice kola (tzv. štíhlost kola), jejíž velikost jsem volil u každého soukolí v rozmezí od 0,1 do 0,9. [2]

### PEVNOSTNÍ KONTROLA OZUBENÍ

Při pevnostní kontrole ozubení vycházíme ze zjednodušených základních vztahů podle ČSN 014686. Zjednodušením došlo k výraznému snížení přesnosti výsledků a je proto důležité, kontrolovat podle nich pouze podřadné převody, které nemohou svým výpadkem ohrozit uživatele stroje. Jelikož bude součástí pohonu eskalátoru brzda, která při poruše pohonu zastaví jeho chod, můžeme tento zjednodušený výpočet spolu s vyššími součiniteli bezpečnosti ( $S_{Hmin}=1,3$  a  $S_{Fmin}=1,4$ ) použít. [3]

*Únava v dotyku*

Aby na bocích zubů nedocházelo k vydrolení povrchu zubů (pitting) musí být splněna podmínka

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d} \cdot \frac{i+1}{i}}$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\nu}$$

$$\sigma_{HP} = \frac{Z_R \cdot \sigma_{Hlim}}{S_{Hmin}}$$

*Proti křehkému lomu*

Aby jednorázovým působením největšího zatížení nedošlo k trvalé deformaci nebo křehkému lomu povrchové vrstvy boku zubu, musí být splněna podmínka

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot K_H}{F_t}} \leq \sigma_{HPmax}$$

*Únava v ohybu*

Aby nedošlo k únavovému lomu v oblasti patu zubu, musí být splněna podmínka

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_K \cdot m_n} \cdot K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\gamma} \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP}$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}}$$

Proti vzniku trhlin v oblasti paty zubu

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{F_{t1}}{F_t} \leq \sigma_{FPmax}$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt}$$

## STANOVENÍ NEZNÁMÝCH HODNOT POTŘEBNÝCH VELIČIN

Neznámé veličiny byly zjištěny postupem uvedeným v díle M. Bureše. [3]

$K_{H\alpha}$ ,  $K_{F\alpha}$ ,  $K_{Hv}$ ,  $K_{Fv}$  pro zjednodušení se předpokládá  $K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} = 1,2$

$Z_R$  dle opracování boků zubů – broušené zuby  $Z_R = 1,0$

$F_{t1}$  =  $K_{AS} \cdot F_t$ , kde  $K_{AS}$  je součinitel vnějších dynamických sil při maximálním zatížení, který odhaduji na dvojnásobný oproti normálnímu zatížení  $K_{AS} = 2 \cdot K_A$

$\sigma_{HPmax}$  závisí na druhu materiálu a jeho tepelnému zpracování – v našem případě máme kola povrchově kalená

$$\rightarrow \sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV}$$

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120}$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$$

$\sigma_{FSt}$  závisí na druhu materiálu a jeho tepelnému zpracování – v našem případě kola máme kola povrchově kalená

$$\rightarrow \sigma_{FSt} = 2,5 \cdot \sigma_{Flim}$$

## VLASTNOSTI MATERIÁLU OZUBENÝCH KOL

Materiál ozubených kol volím tak, aby byly splněny pevnostní podmínky ozubení, přičemž však hledím na hospodárnost konstrukce. Zuby pastorku jsou v záběru častěji než zuby hnaného kola a tak dochází k většímu namáhání, proto je potřeba zajistit, aby byl pastorek z dostatečně kvalitního materiálu. Při návrhu modulu soukolí tedy vycházím z hodnot pro pastorky, pro které nejlépe vyhovovala ocel ČSN 14 220 a 16 526. Při následné pevnostní kontrole jsem určil bezpečnost  $k$  pro každou podmínku a dle této hodnoty jsem hledal materiál kola hnaného. Díky tomu dosáhneme větší úspory nákladů za materiály kol při stejné, dostačující bezpečnosti.

	Pastorek	Hnané kolo
Kuželové	16 526	14 220
Čelní	14 220	12 051
Čelní redukční	14 220	12 051

Tabulka 2: Materiály ozubených kol

Označení ČSN	Způsob tepelného zpracování	Mez pevnosti v tahu $R_m$ [MPa]	Mez kluzu v tahu $R_e$ nebo $R_{p0,2}$ [MPa]	Tvrdość na boku zubu $V_{HV}$ [HV]	Mez únavy	
					v dotyku $\sigma_{Hlim}$ [MPa]	v ohybu $\sigma_{Flim}$ [MPa]
12 051	po boku kalená	640	390	600 - 675	1140	390
14 220	cementovaná kalená	785	588	650 - 720	1270	700
16 526	cementovaná kalená	1130	885	650 - 700	1330	740

Tabulka 3: Vlastnosti materiálů ozubených kol [3]

## PEVNOSTNÍ KONTROLA HŘÍDELŮ

Pro pevnostní kontrolu hřídele i návrh ložisek, je nezbytné sestavení rovnic rovnováhy a následný výpočet reakcí v uloženíh hřídele. Jelikož se jedná o třídímenzionální záležitost, tak bude potřeba 6 rovnic rovnováhy: 3 rovnice pro jednotlivé souřadnicové osy a 3 momentové rovnice v námi vybraném bodě. Po vyřešení velikostí reakcí v uloženíh je potřeba zjistit průběhy ohybových a krouticích momentů, následně se najde nejvíce namáhaná oblast na hřídeli.

### Návrh minimálního průměru

Při návrhu průměru v nejvíce namáhané části hřídele vycházíme z hypotézy HMH (Huber, von Mises, Hencky), která srovnává naše kombinované namáhání s jednoosým tahovým. Pro ekvivalentní napětí tedy platí

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_0^2 + 3 \cdot \tau_K^2},$$

a také platí

$$\sigma_e \leq \sigma_d = \frac{R_e}{k},$$

kde  $R_e$  je mez kluzu materiálu a  $k$  je bezpečnost. Pro méně přesné výpočty bez experimentálního ověření se hodnota bezpečnosti pohybuje nad hodnotou 1,5. Po několika úpravách dostaneme vzorec pro výpočet minimálního průměru:

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot M_O}{\pi \cdot \sigma_d}\right)^2 + 3\left(\frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot \sigma_d}\right)^2} \quad [mm]$$

#### *Vrubová kontrola*

Při kontrole hřídele je důležité si uvědomit způsob jeho namáhání. V našem případě máme zařízení poháněno elektromotorem, který dodává krouticí moment s minimálními změnami velikosti, tudíž můžeme napětí od krouticího momentu považovat za napětí statické. Hřídel je také namáhán na ohyb, spolu s jeho otáčením tedy vznikne stav, kdy jsou vlákna hřídele namáhána střídavě na tlak a tah, a pokud budeme uvažovat dokonalost výroby (vyváženost soustavy) můžeme napětí ohybové považovat za střídavé souměrné. [1]

Bezpečnost od ohybu při dynamickém namáhání a uvažování vrubu určíme dle vztahu

$$k_\sigma = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_a},$$

kde  $\sigma_c^*$  je mez únavy v krutu skutečné součásti vypočtená pomocí  $\sigma_c$  (mez únavy v krutu zkušební vzorku – materiálová hodnota)

$$\sigma_c^* = \sigma_c \frac{\eta \cdot \nu_\sigma}{\beta_\sigma}.$$

Pro napětí střídavé souměrné je zřejmé, že amplituda napětí se rovná napětí hornímu a platí

$$k_\sigma = \frac{\sigma_c}{\sigma_h} \frac{\eta \cdot \nu_\sigma}{\beta_\sigma}.$$

Bezpečnost od krutu při statickém namáhání a uvažování vrubu pak určíme jako

$$k_\tau = \frac{\tau_c}{\tau} \frac{\eta \cdot \nu_\tau}{\beta_\tau}.$$

$\eta$  součinitel jakosti povrchu

- při mých výpočtech uvažuji povrch hrubovaný ( $R_a = 3,2 \mu m$ )

→ pro ocel ČSN 11 500 dle obr. 5.  $\eta = 0,8$

$\nu_\sigma$  ( $\nu_\tau$ ) součinitel velikosti

- součinitel získaný z grafu závislosti na průměru hřídele dle obr. 6.

$\beta_\sigma$  ( $\beta_\tau$ ) vrubový součinitel

- zavedení účinku vrubu (v našem případě drážka pro pero) dle obr. 7.

Průměr v našem zkoumaném průřezu, jako který volím ten nejvíce zatížený, je poté nutné nastavit tak, aby byla splněna minimální bezpečnost hřídele  $k_c > 1,5$ . [1]

$$k_c = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}}$$

*Metoda konečných prvků*

Některé hřídele byly v kritických místech zkontrolovány metodou konečných prvků, která na rozdíl od analytického výpočtu poskytuje přesnější a důvěryhodnější výsledky. Jelikož je model sestavy a všechny komponenty vytvořeny v programu Creo Parametric byla analýza provedena prostřednictvím Creo Simulate.

Díky propojení obou systémů jsme mohli přeskočit krok generace sítě či tvorby nového modelu. Síť je tvořena automatickým generátorem, kterému jsou pouze přiděleny podmínky pro zahuštění sítě v oblasti per a jiných vrubů. Po volbě materiálu tělesa je potřeba dodat okrajové podmínky, proto je potřeba vytvořit cylindrický systém, ve kterém se vytvoří geometrické okrajové podmínky reprezentující uložení hřídele. Pro odebrání všech stupňů volnosti jsme nuceni na jednom konci hřídele zamezit rotaci, což nám znehodnocuje výsledky v okolí daného místa. Rotaci je tedy potřeba zafixovat vždy na tom konci hřídele, který byl dále od zkoumaného kritického průřezu. Přesnější výsledek řešené úlohy by přineslo provedení kontaktní úlohy, pro nás však můžeme tento výsledek považovat za dostačující. Po doplnění silových podmínek je možné ukončit preprocessing a softwarový řešič po dokončení výpočtů zobrazí výsledky.

## POSTUP PŘI VÝPOČTU LOŽISEK

Při výpočtu ložisek vycházíme z postupů a hodnot, udávaných výrobcem SKF. Z důvodu velikých axiálních sil jsme nuceni použít únosnější ložiska a to ložiska kuličková s kosoúhlým stykem. Díky parametrům jednotlivých soukolí se axiální síla na druhém hřídeli téměř vyruší, tudíž je na tomto hřídeli možné použít ložiska kuličková jednořadá.

Pro zajištění uspokojivého provozu ložisek je potřebné určité minimální zatížení ložisek. Pokud tato podmínka není splněna, může docházet k poškození valivých těles a oběžných drah následkem setrvačných sil např. při náhlé změně zatížení. Tato hodnota byla vypočtena pro všechna ložiska dle vzorce dostupného z katalogu SKF a podmínka byla vždy splněna.

Dle druhu uložení dvojice ložisek a smyslu působení axiální síly dále řešíme ekvivalentní dynamické zatížení postupem výrobce. Z důvodu méně časté údržby, se snažíme navrhnout pohon tak, aby se trvanlivost ložisek blížila vypočítané hodnotě (musí však být větší). [16]

#### 4.4.3 Otáčky hřídelů a krouticí momenty

$n_1 = 718$	$[min^{-1}]$	<b>OTÁČKY HŘÍDELŮ</b>	$n_1 = n_{Ax} = 718,000$	$[min^{-1}]$
$n_4 = 119,600$	$[min^{-1}]$		$n_2 = \frac{n_1}{i_K} = 359,000$	$[min^{-1}]$
$n_{4R} = 80,856$	$[min^{-1}]$		$n_3 = \frac{n_2}{i_{\check{c}}} = 265,510$	$[min^{-1}]$
$i_K = 2$	$[-]$		$n_{3R} = \frac{n_2}{i_{\check{c}R}} = 179,500$	$[min^{-1}]$
$i_{\check{c}} = 1,35$	$[-]$		$n_4 = n_{Bz} = \frac{n_3}{i_{\check{r}}} = 119,600$	$[min^{-1}]$
$i_{\check{c}R} = 2$	$[-]$		$n_{4R} = n_{BzR} = \frac{n_{3R}}{i_{\check{r}}} = 80,856$	$[min^{-1}]$
$i_{\check{r}} = 2,22$	$[-]$			
$P = 15$	$[kW]$	<b>KROUTICÍ MOMENTY</b>	$M_{K1} = \frac{P}{\omega_1} = \frac{60 \cdot P}{2\pi n_1} = 199,498$	$[Nm]$
$\eta_K = 98$	$[\%]$		$M_{K2} = \frac{P}{\omega_2} \cdot \eta_K = \frac{60 \cdot P}{2\pi n_2} \cdot \eta_K = 391,016$	$[Nm]$
$\eta_{\check{c}} = 98$	$[\%]$		$M_{K3} = \frac{P}{\omega_3} \cdot \eta_{\check{c}} = \frac{60 \cdot P}{2\pi n_3} \cdot \eta_{\check{c}} = 528,697$	$[Nm]$
$\eta_{\check{r}} = 98$	$[\%]$		$M_{K3R} = \frac{P}{\omega_{3R}} \cdot \eta_{\check{c}} = \frac{60 \cdot P}{2\pi n_{3R}} \cdot \eta_{\check{c}} = 782,032$	$[Nm]$
			$M_{K4} = \frac{P}{\omega_4} \cdot \eta_{\check{r}} = \frac{60 \cdot P}{2\pi n_4} \cdot \eta_{\check{r}} = 1173,708$	$[Nm]$
		$M_{K4R} = \frac{P}{\omega_{4R}} \cdot \eta_{\check{r}} = \frac{60 \cdot P}{2\pi n_{4R}} \cdot \eta_{\check{r}} = 1736,110$	$[Nm]$	

#### 4.4.4 Kuželové soukolí

Na vstup do převodovky je umístěno kuželové soukolí s úhlem os  $90^\circ$ , které natáčí směr vektorů otáček do požadovaného směru. Pro pastorek jsem zvolil materiál ČSN 16 526 s vlastnostmi dle tab. 1.

ocel 16 526 kalená  
 $\sigma_{Flim} = 740$  [MPa]  
 $\psi_d = 0,3$  [-]  
 $\Sigma = 90$  [°]

volím:  $\beta = 18$  [°]  
 $z_{K1} = 35$  [-]  
 $z_{K2} = z_{K1} \cdot i_K = 70$  [-]  
 $\delta_1 = \arctg \frac{\sin \Sigma}{i_K + \cos \Sigma} = 26^\circ 33' 54''$   
 $\delta_2 = \Sigma - \delta_1 = 63^\circ 26' 5,82''$

#### VÝPOČET MODULU

$$m_{nm} = 1,85^3 \sqrt{\frac{M_{K1} \cdot \cos^2 \beta}{z_{K1}^2 \psi_d \sigma_{Flim}}} = 1,614 \quad [\text{mm}]$$

$$m_{tm} = \frac{m_{nm}}{\cos(\beta)} = 1,700 \quad [\text{mm}]$$

$$m_{te} = m_{tm} \left( 1 + \frac{\psi_d}{\sqrt{z_{K1}^2 + z_{K2}^2}} \right) = 1,924 \quad [\text{mm}]$$

volím modul:  $m_{te} = 2,5$  [mm]

z důvodu příznivější hodnoty součinitele trvání záběru  $\varepsilon$ , větší únosnosti zubů a možnosti minimalizace axiální síly na druhém hřídeli

$$m_{tm} = 2,159, m_{nm} = 2,053 \quad [\text{mm}]$$

$m_{te} = 2,5$  [mm]  
 $\delta_1 = 26^\circ 33' 54''$   
 $\delta_2 = 63^\circ 26' 5,82''$   
 $z_{K1} = 35$  [-]  
 $z_{K2} = 70$  [-]  
 $\alpha_{tm} = 20$  [°]  
 $\psi_d = 0,3$  [-]

#### GEOMETRIE KUŽELOVÉHO SOUKOLÍ

$$D_{K1} = m_{te} \cdot z_{K1} = 87,500 \quad [\text{mm}]$$

$$D_{K2} = m_{te} \cdot z_{K2} = 175,000 \quad [\text{mm}]$$

$$h_{aK} = m_{te} = 2,500 \quad [\text{mm}]$$

$$h_{fK} = 1,25 \cdot m_{te} = 3,125 \quad [\text{mm}]$$

$$h_K = h_{fK} + h_{aK} = 5,625 \quad [\text{mm}]$$

$$D_{aK1} = D_{K1} + 2 \cdot h_{aK} \cdot \cos \delta_1 = 91,972 \quad [\text{mm}]$$

$$D_{aK2} = D_{K2} + 2 \cdot h_{aK} \cdot \cos \delta_2 = 180,000 \quad [\text{mm}]$$

$$D_{fK1} = D_{K1} - 2 \cdot h_{fK} \cdot \cos \delta_1 = 81,910 \quad [\text{mm}]$$

$$D_{fK2} = D_{K2} - 2 \cdot h_{fK} \cdot \cos \delta_2 = 168,751 \quad [\text{mm}]$$

$$b_K = D_{K1} \cdot \psi_d = 26,25 \quad [\text{mm}]$$

volím šířku pastorku:  $b_K = \varepsilon_\beta \frac{\pi \cdot m_{tm}}{\tan(\beta)} = 26,715$  [mm]

z důvodu příznivější hodnoty součinitele trvání záběru  $\varepsilon$



$$m_{te} = 2,5 \quad [\text{mm}]$$

$$\delta_1 = 26^\circ 33' 54''$$

$$\delta_2 = 63^\circ 26' 5,82''$$

$$z_{K1} = 35 \quad [-]$$

$$z_{K2} = 70 \quad [-]$$

$$\alpha_{tm} = 20 \quad [^\circ]$$

$$D_{K1} = 87,500 \quad [\text{mm}]$$

$$D_{K2} = 175,000 \quad [\text{mm}]$$

$$h_{an} = m_{nm} \quad [\text{mm}]$$

$$b_K = 26,715 \quad [\text{mm}]$$

## NÁHRADNÍ KOLA KUŽELOVÉHO SOUKOLÍ

Kuželová kola mají dvě „úrovně“ náhradních kol (bivirtuální kola), pro výpočet součinitele trvání záběru nám ale stačí náhradní kola čelní se šikmým ozubením.

$$z_{n1} = \frac{z_{K1}}{\cos \delta_1} = 39,131 \quad [-]$$

$$z_{n2} = \frac{z_{K2}}{\cos \delta_2} = 156,525 \quad [-]$$

$$D_{n1} = \frac{D_{K1}}{\cos \delta_1} = 84,478 \quad [\text{mm}]$$

$$D_{n2} = \frac{D_{K2}}{\cos \delta_2} = 337,912 \quad [\text{mm}]$$

$$D_{an1} = D_{n1} + 2 \cdot h_{aK} = 88,584 \quad [\text{mm}]$$

$$D_{an2} = D_{n2} + 2 \cdot h_{aK} = 342,018 \quad [\text{mm}]$$

$$D_{bn1} = D_{n1} \cdot \cos \alpha = 79,383 \quad [\text{mm}]$$

$$D_{bn2} = D_{n2} \cdot \cos \alpha = 317,533 \quad [\text{mm}]$$

$$a_n = \frac{D_{n1} + D_{n2}}{2} = 211,195 \quad [\text{mm}]$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{\frac{D_{an1}^2 - D_{bn1}^2}{4}} + \sqrt{\frac{D_{an2}^2 - D_{bn2}^2}{4}} - a_n \cdot \sin \alpha_{tm}}{\pi \cdot m_{tm} \cdot \cos \alpha_{tm}} = 1,720 \quad [-]$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_K \cdot \tan(\beta)}{\pi \cdot m_{tm}} = 1,280 \quad [-]$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 3 \quad [-]$$

$$D_{K1} = 87,500 \quad [\text{mm}]$$

$$b_K = 26,715 \quad [\text{mm}]$$

$$M_{K1} = 172,418 \quad [\text{Nm}]$$

$$\delta_1 = 26^\circ 33' 54''$$

## SILOVÉ POMĚRY KUŽELOVÉHO SOUKOLÍ

$$r_{m1} = \frac{D_{K1} - b_K \cdot \sin \delta_1}{2} = 37,780 \quad [\text{mm}]$$

$$F_{tK1} = F_{tK2} = \frac{M_{K1}}{r_{m1}} = 5,281 \quad [\text{kN}]$$

$$F_{aK1} = F_{rK2} = \frac{F_{tK1} \cdot (\tan \alpha_{nm} \sin \delta_1 + \sin \beta \cos \delta_1)}{\cos \beta} = 2,394 \quad [\text{kN}]$$

$$F_{aK2} = F_{rK1} = \frac{F_{tK1} \cdot (\tan \alpha_{nm} \cos \delta_1 + \sin \beta \sin \delta_1)}{\cos \beta} = 0,952 \quad [\text{kN}]$$

$$F_{NK1} = F_{NK2} = \sqrt{F_{tK1}^2 + F_{aK1}^2 + F_{rK1}^2} = 5,876 \quad [\text{kN}]$$

$\sigma_{Hlim} = 1270$	[MPa]	<b>KONTROLA KUŽELOVÉHO OZUBENÍ</b>
$\sigma_{Flim} = 700$	[MPa]	<i>Únava v dotyku</i>
$Z_E = 190$	[-]	$\sigma_{HO} = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{tK}}{b_K D_{n1}} \frac{i_K + 1}{i_K}} = 663,415 \quad [\text{MPa}]$
$Z_H = 2,38$	[-]	$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 1,575 \quad [-]$
$Z_e = 0,760$	[-]	$\sigma_{HP} = \frac{Z_R \sigma_{Hlim}}{S_{Hmin}} = 1023,077 \quad [\text{MPa}]$
$F_t = 4,564$	[kN]	$\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_H} = 832,579 \quad [\text{MPa}]$
$b_K = 26,715$	[mm]	$\sigma_H < \sigma_{HP}$
$K_A = 1,25$	[-]	<i>Proti křehkému lomu</i>
$K_{H\beta}, K_{F\beta} = 1,2$	[-]	$F_{t1} = F_t \cdot K_{AS} = F_t \cdot 2 \cdot K_A = 13,203 \quad [\text{kN}]$
$K_{H\alpha} \cdot K_{H\gamma} = 1,2$	[-]	$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 2800 \quad [\text{MPa}]$
$Z_R = 1$	[-]	$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot K_H}{F_t}} = 2303,628 \quad [\text{MPa}]$
$S_{Hmin} = 1,3$	[-]	$\sigma_{Hmax} < \sigma_{HPmax}$
$S_{Fmin} = 1,4$	[-]	<i>Únava v ohybu</i>
$K_{F\alpha} \cdot K_{F\gamma} = 1,2$	[-]	$\sigma_F = \frac{F_t}{b_K \cdot m_n} \cdot K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\gamma} \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = 304,013 [\text{MPa}]$
$Y_\beta = 0,808$	[-]	$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} = 528,571 \quad [\text{MPa}]$
$Y_\varepsilon = 0,581$	[-]	$\sigma_F < \sigma_{FP}$
$Y_{FS} = 3,87$	[-]	<i>Proti vzniku trhlin v oblasti paty zubu</i>
		$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flim} = 1480 \quad [\text{MPa}]$
		$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{F_{t1}}{F_t} = 760,032 \quad [\text{MPa}]$
		$\sigma_{Fmax} < \sigma_{FPmax}$

#### 4.4.5 Čelní soukolí

Ocel 14 220 kalená

$\sigma_{Flim} = 700$  [MPa]

$\psi_d = 0,3$  [-]

volím:  $\beta = 10$  [°]

$z_{\check{c}1} = 71$  [-]

$z_{\check{c}2} = z_{\check{c}1} \cdot i_{\check{c}} = 96$  [-]

#### VÝPOČET MODULU

$$m_n = 1,85^3 \sqrt{\frac{M_{K3} \cdot \cos^2 \beta}{z_{\check{c}2}^2 \psi_d \sigma_{Flim}}} = 1,521 \text{ [mm]}$$

volím modul:  $m_n = 2$  [mm]

#### ÚPRAVA ÚHLU SKLONU ZUBŮ

pro minimalizace axiálního zatížení druhého hřídele

$$\beta = \arcsin\left(\frac{F_{aK2} \cdot m_n \cdot z_{\check{c}1}}{2 \cdot M_{K2}}\right) = 9,953 \text{ [°]}$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = 2,031 \text{ [mm]}$$

$m_t = 2,031$  [mm]

$z_{\check{c}1} = 71$  [-]

$z_{\check{c}2} = 96$  [-]

$\alpha_n = 20$  [°]

#### GEOMETRIE ČELNÍHO SOUKOLÍ

$$D_{\check{c}1} = m_t \cdot z_{\check{c}1} = 144,169 \text{ [mm]}$$

$$D_{\check{c}2} = m_t \cdot z_{\check{c}2} = 194,933 \text{ [mm]}$$

$$h_{a\check{c}} = m_n = 2 \text{ [mm]}$$

$$h_{f\check{c}} = 1,25 \cdot m_n = 2,5 \text{ [mm]}$$

$$D_{a\check{c}1} = D_{\check{c}1} + 2 \cdot h_{a\check{c}} = 148,169 \text{ [mm]}$$

$$D_{a\check{c}2} = D_{\check{c}2} + 2 \cdot h_{a\check{c}} = 198,933 \text{ [mm]}$$

$$D_{f\check{c}1} = D_{\check{c}1} - 2 \cdot h_{f\check{c}} = 139,169 \text{ [mm]}$$

$$D_{f\check{c}2} = D_{\check{c}2} - 2 \cdot h_{f\check{c}} = 189,933 \text{ [mm]}$$

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}\right) = 20,28 \text{ [°]}$$

$$D_{b\check{c}1} = D_{\check{c}1} \cdot \cos \alpha_t = 135,231 \text{ [mm]}$$

$$D_{b\check{c}2} = D_{\check{c}2} \cdot \cos \alpha_t = 182,848 \text{ [mm]}$$

$$b_{\check{c}} = D_{\check{c}1} \cdot \psi_d = 43,26 \text{ [mm]}$$

volím šířku pastorku:  $b_{\check{c}} = 44,134$  [mm]

$$D_{\check{c}1} = 144,191 \quad [\text{mm}]$$

$$M_{K2} = 337,939 \quad [\text{Nm}]$$

$$\alpha_n = 20 \quad [^\circ]$$

$$\sigma_{Hlim} = 1270 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{Flim} = 700 \quad [\text{MPa}]$$

$$Z_E = 190 \quad [-]$$

$$Z_H = 2,47 \quad [-]$$

$$Z_e = 0,75 \quad [-]$$

$$F_{t\check{c}} = 4,688 \quad [\text{kN}]$$

$$b_{\check{c}} = 44,134 \quad [\text{mm}]$$

$$K_A = 1,25 \quad [-]$$

$$K_{H\beta}, K_{F\beta} = 1,07 \quad [-]$$

$$K_{H\alpha} \cdot K_{H\gamma} = 1,2 \quad [-]$$

$$Z_R = 1 \quad [-]$$

$$S_{Hmin} = 1,3 \quad [-]$$

$$S_{Fmin} = 1,4 \quad [-]$$

$$K_{F\alpha} \cdot K_{F\gamma} = 1,2 \quad [-]$$

$$Y_\beta = 0,899 \quad [-]$$

$$Y_\varepsilon = 0,560 \quad [-]$$

### SILOVÉ POMĚRY ČELNÍHO SOUKOLÍ

$$F_{t\check{c}1} = F_{t\check{c}2} = \frac{2 \cdot M_{K2}}{D_{\check{c}1}} = 5,424 \quad [\text{kN}]$$

$$F_{a\check{c}1} = F_{a\check{c}2} = F_{t\check{c}1} \cdot \tan\beta = 0,952 \quad [\text{kN}]$$

$$F_{r\check{c}2} = F_{r\check{c}3} = F_{t\check{c}1} \cdot \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta} = 2,005 \quad [\text{kN}]$$

$$F_{N\check{c}1} = F_{N\check{c}2} = \sqrt{F_{t\check{c}1}^2 + F_{a\check{c}1}^2 + F_{r\check{c}1}^2} = 5,861 \quad [\text{kN}]$$

### KONTROLA ČELNÍHO OZUBENÍ

Únava v dotyku

$$\sigma_{HO} = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{t\check{c}}}{b_{\check{c}} D_{\check{c}1}} \frac{i_{\check{c}+1}}{i_{\check{c}}}} = 428,778 \quad [\text{MPa}]$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,575 \quad [-]$$

$$\sigma_{HP} = \frac{Z_R \sigma_{Hlim}}{S_{Hmin}} = 976,923 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_H} = 538,113 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_H < \sigma_{HP}$$

Proti křehkému lomu

$$F_{t1} = F_{t\check{c}} \cdot K_{AS} = F_{t\check{c}} \cdot 2 \cdot K_A = 13,561 \quad [\text{kN}]$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 2800 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \sqrt{\frac{F_{t\check{c}1} \cdot K_H}{F_{t\check{c}}}} = 2199,704 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{Hmax} < \sigma_{HPmax}$$

$$p_n = \pi \cdot m_n = 6,283 \quad [\text{mm}]$$

$$a_{\check{c}} = \frac{D_{\check{c}1} + D_{\check{c}2}}{2} = 169,551 \quad [\text{mm}]$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{\frac{D^2}{a_{\check{c}1}^2} - \frac{D^2}{b_{\check{c}1}^2}} + \sqrt{\frac{D^2}{a_{\check{c}2}^2} - \frac{D^2}{b_{\check{c}2}^2}} - a \cdot \sin\alpha_t}{\pi \cdot m_t \cdot \cos\alpha_t} = 1,786 \quad [-]$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_K \cdot \tan(\beta)}{\pi \cdot m_{tm}} = 1,214 \quad [-]$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 3,000 \quad [-]$$

Únava v ohybu

$$\sigma_F = \frac{F_{t\check{c}}}{b_{\check{c}} \cdot m_n} \cdot K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\gamma} \cdot Y_{FS} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon} = 257,940 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} = 500 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_F < \sigma_{FP}$$

Proti vzniku trhlin v oblasti paty zubu

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flim} = 1400 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{F_{t\check{c}1}}{F_{t\check{c}}} = 644,850 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{Fmax} < \sigma_{FPmax}$$

#### 4.4.6 Čelní redukční soukolí

Při výpočtu druhého čelního soukolí je potřeba využití iteračního postupu, neboť soukolí musí mít přesnou osovou vzdálenost, dodržet potřebný převodový poměr a navíc chceme, aby se axiální síla blížila síle od kuželového soukolí. Sestavili jsme tedy funkce počtu zubů druhého kola v závislosti na převodovém poměru  $z_{\check{c}R2} = f(i_{\check{c}R})$  a na vzniklé axiální síle  $z_{\check{c}R2} = f(F_{aK2})$ . Následně byl volen počet zubů pastorku a modul tak, aby se hodnoty obou funkcí co nejvíce blížily. Úhel sklonu zubu byl vypočítán ze vzorce pro stejnou osovou vzdálenost čelních soukolí. Pro  $z_{\check{c}R1} = 56$  a  $m_n = 2 \text{ mm}$  nám následně vyšel úhel  $\beta = 7,755^\circ$ , a počet zubů kola se blížil  $z_{\check{c}R2} = 112$ . Převodový poměr byl následně upraven na přesnou hodnotu.

$$z_{\check{c}R2} = f(i_{\check{c}R}) = z_{\check{c}R1} \cdot i_{\check{c}R} \quad [-]$$

$$z_{\check{c}R2} = f(F_{aK2}) = 2 \cdot a \cdot \cos\left(\arcsin\left(\frac{F_{aK2} \cdot m_n \cdot z_{\check{c}R1}}{2 \cdot a}\right)\right) - z_{\check{c}R1} \quad [-]$$

$$a = a_{\check{c}} = 169,551 \quad [\text{mm}]$$

ocel 14 220 kalená  
 $\sigma_{Flim} = 700$  [MPa]  
 $\psi_d = 0,3$  [-]  
 $a_{\check{c}} = 169,551$  [mm]

$$z_{\check{c}R1} = 56 \quad [-]$$

$$z_{\check{c}R2} = 112 \quad [-]$$

$$\beta = \arccos \frac{m_n \cdot (z_{\check{c}R1} + z_{\check{c}R2})}{2 \cdot a_{\check{c}}} = 7,755 \quad [^\circ]$$

#### KOTROLA MODULU

$$m_n = 1,85^3 \sqrt{\frac{M_{K2} \cdot \cos^2 \beta}{z_{\check{c}R1}^2 \psi_d \sigma_{Flim}}} = 1,414 \rightarrow 2 \quad [\text{mm}]$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = 2,019 \quad [\text{mm}]$$

$m_t = 2,019$  [mm]

#### GEOMETRIE ČELNÍHO REDUKČNÍHO SOUKOLÍ

$z_{\check{c}R1} = 56$  [-]

$$D_{\check{c}R1} = m_t \cdot z_{\check{c}R1} = 113,034 \quad [\text{mm}]$$

$z_{\check{c}R2} = 112$  [-]

$$D_{\check{c}R2} = m_t \cdot z_{\check{c}R2} = 226,068 \quad [\text{mm}]$$

$\alpha_n = 20$  [°]

$$h_{a\check{c}R} = m_n = 2 \quad [\text{mm}]$$

$$h_{f\check{c}R} = 1,25 \cdot m_n = 2,5 \quad [\text{mm}]$$

$$h_{\check{c}R} = h_{f\check{c}R} + h_{a\check{c}R} = 4,5 \quad [\text{mm}]$$

$$D_{a\check{c}R1} = D_{\check{c}R1} + 2 \cdot h_{a\check{c}R} = 117,034 \quad [\text{mm}]$$

$$D_{a\check{c}R2} = D_{\check{c}R2} + 2 \cdot h_{a\check{c}R} = 230,068 \quad [\text{mm}]$$

$$D_{f\check{c}R1} = D_{\check{c}R1} - 2 \cdot h_{f\check{c}R} = 108,034 \quad [\text{mm}]$$

$$D_{f\check{c}R2} = D_{\check{c}R2} - 2 \cdot h_{f\check{c}R} = 221,068 \quad [\text{mm}]$$

$$D_{b\check{c}R1} = D_{\check{c}R1} \cdot \cos \alpha_t = 106,102 \quad [\text{mm}]$$

$$D_{b\check{c}R2} = D_{\check{c}R2} \cdot \cos \alpha_t = 212,204 \quad [\text{mm}]$$

$$b_K = D_{\check{c}R1} \cdot \psi_d = 45,214 \quad [\text{mm}]$$

volím šířku pastorku:  $b_K = 56,179$  [mm]

$$p_n = \pi \cdot m_n = 6,283 \quad [\text{mm}]$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{\frac{D_{a\check{c}R1}^2 - D_{b\check{c}R1}^2}{4}} + \sqrt{\frac{D_{a\check{c}R2}^2 - D_{b\check{c}R2}^2}{4}} - a_{\check{c}R} \cdot \sin \alpha_t}{\pi \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t} = 1,794 \quad [-]$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_K \cdot \tan(\beta)}{\pi \cdot m_{tm}} = 1,206 \quad [-]$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 3,000 \quad [-]$$

$$D_{\check{C}R1} = 113,034 \quad [\text{mm}]$$

$$D_{\check{C}R2} = 226,068 \quad [\text{mm}]$$

$$M_{K2} = 391,016 \quad [\text{Nm}]$$

$$\alpha_n = 20 \quad [^\circ]$$

### SILOVÉ POMĚRY ČELNÍHO RED. SOUKOLÍ

$$F_{t\check{C}R1} = F_{t\check{C}R2} = \frac{2 \cdot M_{K2}}{D_{\check{C}R1}} = 6,919 \quad [\text{kN}]$$

$$F_{a\check{C}R1} = F_{a\check{C}R2} = F_{t\check{C}R1} \cdot \tan\beta = 0,942 \quad [\text{kN}]$$

$$F_{r\check{C}R2} = F_{r\check{C}R3} = F_{t\check{C}R1} \cdot \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta} = 2,541 \quad [\text{kN}]$$

$$F_{N\check{C}R1,2} = \sqrt{F_{t\check{C}R1}^2 + F_{a\check{C}R1}^2 + F_{r\check{C}R1}^2} = 6,539 \quad [\text{kN}]$$

$$\sigma_{Hlim} = 1270 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{Flim} = 700 \quad [\text{MPa}]$$

$$Z_E = 190 \quad [-]$$

$$Z_H = 2,48 \quad [-]$$

$$Z_e = 0,75 \quad [-]$$

$$F_t = 6,919 \quad [\text{kN}]$$

$$b_K = 56,179 \quad [\text{mm}]$$

$$K_A = 1,25 \quad [-]$$

$$K_{H\beta}, K_{F\beta} = 1,2 \quad [-]$$

$$K_{H\alpha} \cdot K_{H\gamma} = 1,2 \quad [-]$$

$$Z_R = 1 \quad [-]$$

$$S_{Hmin} = 1,3 \quad [-]$$

$$S_{Fmin} = 1,4 \quad [-]$$

$$K_{F\alpha} \cdot K_{F\gamma} = 1,2 \quad [-]$$

$$Y_\beta = 0,922 \quad [-]$$

$$Y_\varepsilon = 0,556 \quad [-]$$

$$Y_{FS} = 3,8 \quad [-]$$

### KONTROLA ČELNÍHO REDUKČNÍHO OZUBENÍ

Únava v dotyku

$$\sigma_{HO} = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{t\check{C}R}}{b_{\check{C}R} D_{\check{C}R1}} \frac{i_{\check{C}R} + 1}{i_{\check{C}R}}} = 450,851 \quad [\text{MPa}]$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\gamma} = 1,620 \quad [-]$$

$$\sigma_{HP} = \frac{Z_R \sigma_{Hlim}}{S_{Hmin}} = 976,923 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_H} = 573,840 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_H < \sigma_{HP}$$

Proti křehkému lomu

$$F_{t\check{C}R1} = F_{t\check{C}R} \cdot K_{AS} = F_{t\check{C}R} \cdot 2 \cdot K_A = 17,297 \quad [\text{kN}]$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 2720 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \sqrt{\frac{F_{t\check{C}R1} \cdot K_H}{F_{t\check{C}R}}} = 2199,704 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{Hmax} < \sigma_{HPmax}$$

Únava v ohybu

$$\sigma_F = \frac{F_{t\check{C}R}}{b_{\check{C}R} \cdot m_n} \cdot K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\gamma} \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = 268,493 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} = 500 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_F < \sigma_{FP}$$

Proti vzniku trhlin v oblasti paty zubu

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flim} = 1400 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{F_{t\check{C}R1}}{F_{t\check{C}R}} = 671,234 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{Fmax} < \sigma_{FPmax} (k = 2,086)$$

#### 4.4.7 Řetězový převod

Použitý řetěz je od výrobce ŘETĚZY VAMBERK spol. s.r.o. a při jeho výpočtu postupuji dle jejich postupu a hodnot.

přibližná osová vzdálenost:  $a' = 600$  [mm]

Pro dopravníky kusového materiálu, za který můžeme považovat i pohyblivé schody nalezneme součinitel rázu  $Y = 2$ . V sortimentu výrobce jsou i řetězová kola, z tabulky převodových poměrů tedy vybereme dvojici kol, jejichž převod se blíží našemu. Počet zubů hnacího kola  $z_{\check{R}1} = 14$  a hnaného  $z_{\check{R}2} = 31$ .

Pomocí návodu výrobce stanovíme součinitel výkonu  $k_{\check{R}} = 0,51$ , součinitel tření  $I_1 = 0,68$ , součinitel mazání  $I_2 = 0,93$ , součinitel provedení  $\varphi_{\check{R}} = 1$ , součinitel vzdálenosti os  $\sigma_{\check{R}} = 1$  a měrný tlak v kloubech  $p_i = 17,5 \text{ MPa}$ ,  $p_{iR} = 21 \text{ MPa}$ . [17]

$$P_D = \frac{P}{k_{\check{R}} \cdot I_2 \cdot \varphi_{\check{R}} \cdot \sigma_{\check{R}}} = 30,373 \quad [kW]$$

→ řetěz ČSN 02 3311 32B-1  $p_{\check{R}} = 50,8$  [mm]



$$p_{\check{R}} = 50,8 \quad [\text{mm}]$$

$$z_{\check{R}1} = 14 \quad [-]$$

$$z_{\check{R}2} = 31 \quad [-]$$

$$a' = 600 \quad [\text{mm}]$$

### GEOMETRIE ŘETĚZOVÉHO PŘEVODU

$$D_{\check{R}1} = \frac{p_{\check{R}}}{\sin \frac{180^\circ}{z_{\check{R}1}}} = 228,293 \quad [\text{mm}]$$

$$D_{\check{R}2} = \frac{p_{\check{R}}}{\sin \frac{180^\circ}{z_{\check{R}2}}} = 502,134 \quad [\text{mm}]$$

$$j = \frac{z_{\check{R}1} + z_{\check{R}2}}{2} + \left( \frac{z_{\check{R}2} - z_{\check{R}1}}{2\pi} \right)^2 \frac{p_{\check{R}}}{a'} + \frac{2a'}{p_{\check{R}}} = 46,742 \sim 48 \quad [-]$$

$$L = j \cdot p_{\check{R}} = 2438,400 \quad [\text{mm}]$$

$$a = \frac{p_{\check{R}}}{4} \left( j - \frac{z_{\check{R}1} + z_{\check{R}2}}{2} + \sqrt{\left( j - \frac{z_{\check{R}1} + z_{\check{R}2}}{2} \right)^2 - 2 \left( \frac{z_{\check{R}2} - z_{\check{R}1}}{\pi} \right)^2} \right) =$$

$$= 632,738 \quad [\text{mm}]$$

Při konstrukci nutno počítat s osovou vzdáleností  $a$ , dle které je potřeba navrhnout způsob pohánění schodnic.

$$n_3 = 265,510 \quad [\text{min}^{-1}]$$

$$n_{3R} = 179,500 \quad [\text{min}^{-1}]$$

$$M_{K3} = 539,487 \quad [\text{Nm}]$$

$$M_{K3R} = 797,991 \quad [\text{Nm}]$$

### KINEMATIKA A SILOVÉ POMĚRY

$$v_1 = \frac{D_{\check{R}1}}{2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_3 = 3,174 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$v_{1R} = \frac{D_{\check{R}1}}{2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{3R} = 2,146 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_{K3}}{D_{\check{R}1}} = 4,539 \quad [\text{kN}]$$

$$F_{1R} = \frac{2 \cdot M_{K3R}}{D_{\check{R}1}} = 6,714 \quad [\text{kN}]$$

$$v_{1R} = 2,146 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$F_{1R} = 6,714 \quad [\text{kN}]$$

$$F_{pt} = 250 \quad [\text{kN}]$$

$$Q = 9,7 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$$

$$p_i = 21 \quad [\text{MPa}]$$

$$f = 828,165 \quad [\text{MPa}]$$

### PEVNOSTNÍ KONTROLA ŘETĚZU

řetěz je nejvíce namáhaný při zařazeném redukčním soukolí

$$F_{CT} = Q \cdot v_{1R}^2 = 0,045 \quad [\text{kN}]$$

$$k = \frac{F_{pt}}{F_{CT} + F_{1R}} = 36,989 \quad [-]$$

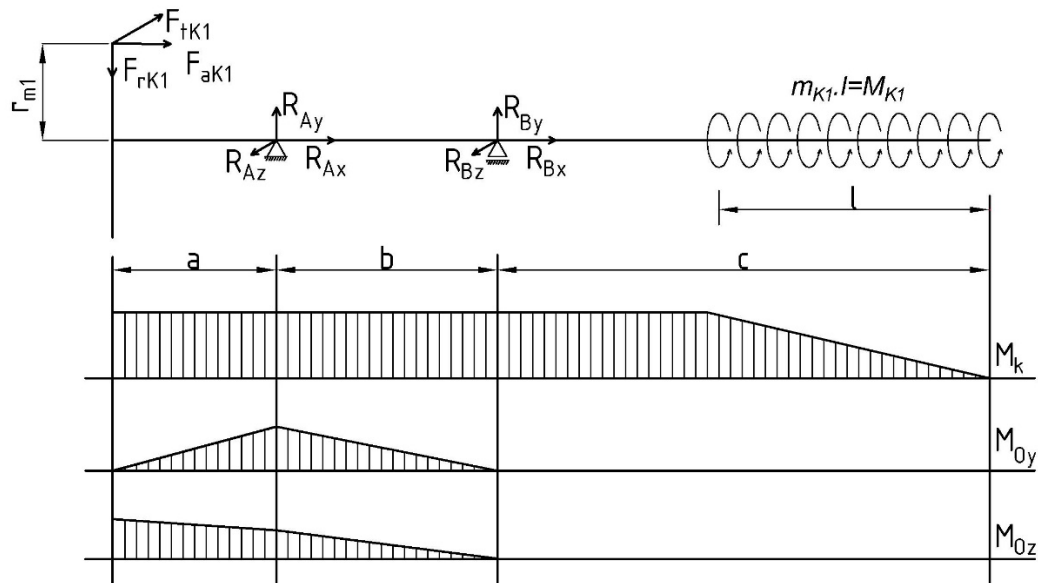
$$k > 7$$

$$p_{dov} = p_{iR} \cdot I_1 \cdot I_2 = 13,280 \quad [\text{MPa}]$$

$$p_v = \frac{F_{1R} + F_{CT}}{f} = 8,161 \quad [\text{MPa}]$$

$$p_v < p_{dov}$$

#### 4.4.8 První hřídel



Obrázek 8: Průběhy momentů na prvním hřídeli

#### ROVNICE ROVNOVÁHY

osa x:  $R_{Ax} + F_{aK1} = 0$

osa y:  $R_{Ay} + R_{By} - F_{rK1} = 0$

osa z:  $R_{Az} + R_{Bz} - F_{tK1} = 0$

moment kolem x v bodě A:  $M_{K1} - F_{tK1} \cdot r_{m1} = 0$

moment kolem y v bodě A:  $R_{Bz} \cdot b + F_{tK1} \cdot a = 0$

moment kolem z v bodě A:  $F_{rK1} \cdot a + R_{By} \cdot b - F_{aK1} \cdot r_{m1} = 0$

$$R_{Ax} = F_{aK1} = -2,394 \quad [\text{kN}]$$

$$R_{Ay} = F_{rK1} - R_{By} = 0,059 \quad [\text{kN}]$$

$$R_{Az} = F_{tK1} - R_{Bz} = 6,601 \quad [\text{kN}]$$

$$R_{By} = \frac{F_{aK1} \cdot r_{m1} - F_{rK1} \cdot a}{b} = 0,893 \quad [\text{kN}]$$

$$R_{Bz} = \frac{-F_{tK1} \cdot a}{b} = -1,320 \quad [\text{kN}]$$

pro rozměry:  $a = 20 \quad [\text{mm}]$

$$b = 80 \quad [\text{mm}]$$

$$r_{m1} = 37,776 \quad [\text{mm}]$$

## VÝPOČET MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU

maximální ohybový moment je v místě uložení A

$$M_{Oy} = F_{tK1} \cdot a = 105,621 \quad [\text{Nm}]$$

$$M_{Oz} = F_{aK1} \cdot r_{m1} - F_{rK1} \cdot a = 71,413 \quad [\text{Nm}]$$

$$M_O = \sqrt{M_{Oy}^2 + M_{Oz}^2} = 127,497 \quad [\text{Nm}]$$

$$\sigma_{HMH} = \sqrt{\sigma_O^2 + 3 \cdot \tau_K^2} = \sqrt{\left(\frac{M_O}{W_O}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_{K1}}{W_K}\right)^2} \rightarrow d_{min} = 19,825 \quad [\text{mm}]$$

pro ocel ČSN 11 500 a bezpečnost  $k = 1,5$ .

## VÝPOČET PERA

Při výpočtu pera vycházím ze vztahu pro minimální délku pera při zvoleném dovoleném tlaku. Smykové namáhání zanedbávám, neboť jeho hodnota je relativně malá s dostatečnou bezpečností.

Pro pero dle ČSN 02 2562 platí

$$l_p \geq \frac{4 \cdot M_{K1} \cdot k}{p_D \cdot h \cdot d} = 28,500 \quad [\text{mm}]$$

kde  $k$  je bezpečnosti pro pero ( $k = 1,2$ ),  $p_D = 120 \text{ MPa}$  (dovolený tlak pro neposuvný ocelový náboj) a  $l_p$  je účinná délka pera, ke které je potřeba přidat zaoblení hran pera o průměru  $B$ .

$$l_{min} = l_p + B = 38,500 \quad [\text{mm}]$$

Pod kuželový pastorek o průměru náboje  $d_{A1} = 35 \text{ mm}$  volím tedy pero 10e7 x 8 x 45 ČSN 02 2562 z oceli 11 600. Stejným postupem jsem se dopočítalo pero v místě spoje se spojkou s průměrem  $d_{B1} = 30 \text{ mm}$  volím 10e7 x 8 x 50.

## VÝPOČET LOŽISEK

Ložisko 1 (A): SKF 7308 BEP		Ložisko 2 (B): SKF 7207 BEP	
$d_A = 40$	[mm]	$d_B = 35$	[mm]
$C_A = 46,2$	[kN]	$C_B = 29,1$	[kN]
$e_A = 0,14$	[-]	$e_B = 0,14$	[-]
$F_{rA} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 6,602$	[kN]	$F_{rB} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 1,594$	[kN]
$K_A = 2,394$	[kN]		
$R_A = 0,865$	[-]		

Tabulka 4: Parametry ložisek prvního hřídele

Ložiska budou umístěna zády k sobě (do "O").

$$R \cdot (F_{rA} - F_{rB}) = 4,332 \geq 2,394 = K_A \quad [\text{kN}]$$

V místě A bude zachycována axiální síla od kuželového kola.

$$F_{aA} = F_{rA} \cdot R_A = 5,710 \quad [\text{kN}]$$

$$F_{aB} = F_{aA} - K_A = 2,081 \quad [\text{kN}]$$

Určení závislosti únosnosti ložiska na axiálním zatížení:

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = 0,865 < e_A \quad [-]$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = 2,080 > e_B \quad [-]$$

Výpočty dynamických zatížení ložisek a únosností:

$$P_A = F_{rA} = 6,602 \quad [\text{kN}]$$

$$P_B = 0,35 \cdot F_{rB} + 0,57 \cdot F_{aB} = 2,448 \quad [\text{kN}]$$

$$C_{vypA} = P_A^{10/3} \sqrt{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n_1}{10^6}} = 38,094 < C_A \quad [\text{kN}]$$

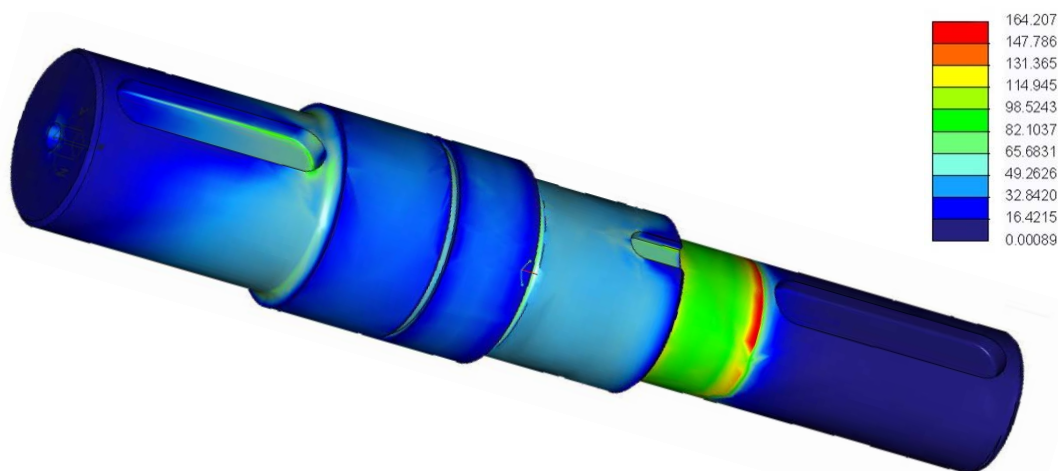
$$C_{vypB} = P_B^{10/3} \sqrt{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n_1}{10^6}} = 14,02 < C_B \quad [\text{kN}]$$

## PEVNOSTNÍ KONTROLA

Kritickým místem hřídele je osazení mezi ložiskem a kuželovým kolem, kde může docházet ke koncentraci napětí. S předpokladem, že průběh ohybového momentu je lineární jsem dopočítal ohybový moment v místě osazení  $M_O = 102,521 \text{ Nm}$ .

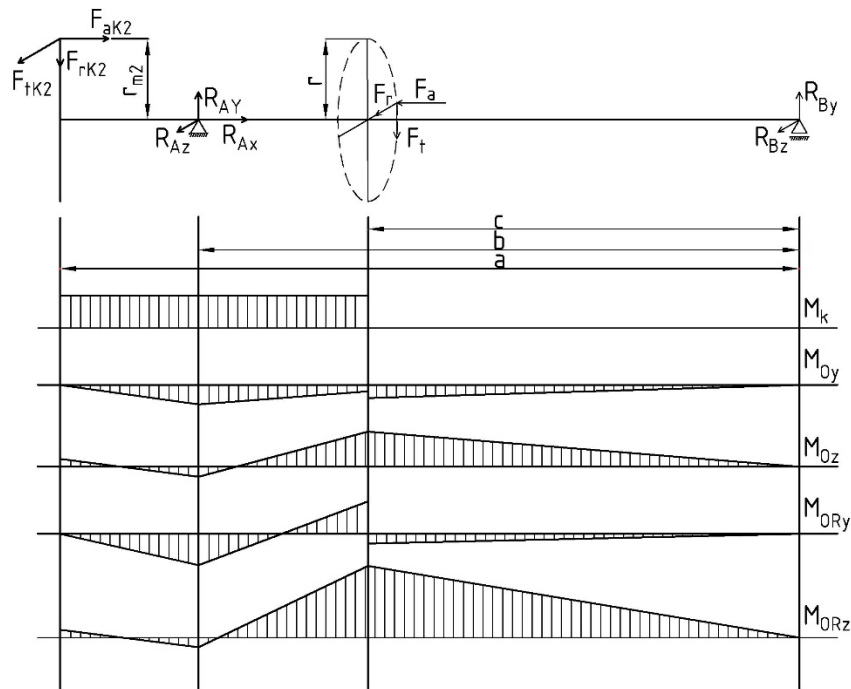
$M_{K1} = 199,498$ [Nm]	$\sigma_h = \frac{M_O}{W_O} = \frac{32 \cdot M_O}{\pi \cdot d^3} = 24,377$ [MPa]
$M_O = 102,521$ [Nm]	$\tau = \frac{M_K}{W_K} = \frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot d^3} = 23,718$ [MPa]
$d = 35$ [mm]	$k_\sigma = \frac{\sigma_c \cdot \eta \cdot \nu_\sigma}{\sigma_h \cdot \beta_\sigma} = 3,023$ [-]
$\eta = 0,8$ [-]	$k_\tau = \frac{\tau_c \cdot \eta \cdot \nu_\tau}{\tau \cdot \beta_\tau} = 2,397$ [-]
$\nu_\sigma = 0,87$ [-]	$k_c = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} = 1,879$ [-]
$\nu_\tau = 0,82$ [-]	
$\beta_\sigma = 2,3$ [-]	
$\beta_\tau = 1,7$ [-]	
$\sigma_c = 180$ [MPa]	
$\tau_c = 130$ [MPa]	

Pro přesnější výpočty byla provedena analýza MKP. I přes znehodnocení výsledku na jednom konci hřídele je výsledek v námi zkoumaném místě důvěryhodný. Pro zjištění hodnoty napětí byla použita funkce Dynamic Query, která umožňuje zjištění napětí v potřebném místě. Z Obrázku 9 je zřejmé, že napětí nepřekračuje hodnotu 164,169 MPa a hodnota bezpečnosti celého hřídele je tedy vyšší než 1,5. Největší naměřená hodnota v námi sledovaném průřezu činí 101,254 MPa a bezpečnost tedy přesahuje hodnotu 2.



Obrázek 9: Kontrola prvního hřídele

#### 4.4.9 Druhý hřídel



Obrázek 10: Průběhy momentů na druhém hřídeli

#### ROVNICE ROVNOVÁHY

osa x: 
$$R_{Ax} + F_{aK2} - F_a = 0$$

osa y: 
$$R_{Ay} + R_{By} - F_{rK2} - F_t = 0$$

osa z: 
$$R_{Az} + R_{Bz} + F_{tK2} + F_r = 0$$

moment kolem x v bodě B: 
$$F_{tK2} \cdot r_{m2} - F_t \cdot r = 0$$

moment kolem y v bodě B: 
$$F_{tK2} \cdot a - F_a \cdot r + R_{Az} \cdot b + F_r \cdot c = 0$$

moment kolem z v bodě B: 
$$F_{aK2} \cdot r_{m2} + R_{Ay} \cdot b - F_{rK2} \cdot a - F_t \cdot c = 0$$

#### PRVNÍ STUPEŇ

$$R_{Ax} = F_a - F_{aK2} = 0,000 \quad [\text{kN}]$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{rK2} \cdot a - F_{aK2} \cdot r_{m2} + F_{t\check{c}1} \cdot c}{b} = 7,128 \quad [\text{kN}]$$

$$R_{Az} = \frac{F_{a\check{c}1} \cdot r - F_{r\check{c}1} \cdot c - F_{tK2} \cdot a}{b} = -8,717 \quad [\text{kN}]$$

$$R_{By} = F_{rK2} + F_{t\check{c}1} - R_{Ay} = 0,690 \quad [\text{kN}]$$

$$R_{Bz} = -R_{Az} - F_{tK2} - F_{r\check{c}1} = 1,432 \quad [\text{kN}]$$

## REDUKCE

$$\begin{aligned}R_{AxR} &= F_{a\check{c}R1} - F_{aK2} = 0,010 & [\text{kN}] \\R_{AyR} &= \frac{F_{rK2} \cdot a - F_{aK2} \cdot r_{m2} + F_{t\check{c}R1} \cdot c}{b} = 4,667 & [\text{kN}] \\R_{AzR} &= \frac{F_{a\check{c}R1} \cdot r - F_{rR\check{c}1} \cdot c_R - F_{tK2} \cdot a}{b} = -7,988 & [\text{kN}] \\R_{ByR} &= F_{rK2} + F_{t\check{c}R1} - R_{AyR} = 4,646 & [\text{kN}] \\R_{BzR} &= -R_{AzR} - F_{tK2} - F_{rR\check{c}1} = 0,166 & [\text{kN}]\end{aligned}$$

## VÝPOČET MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU

maximální ohybový moment je v místě čelního kola při redukčním chodu:

$$\begin{aligned}M_{Oy} &= R_{BzR} \cdot c_R = 203,398 & [\text{Nm}] \\M_{Oz} &= R_{ByR} \cdot c_R = 269,477 & [\text{Nm}] \\M_O &= \sqrt{M_{Oy}^2 + M_{Oz}^2} = 337,623 & [\text{Nm}] \\\sigma_e &= \sqrt{\sigma_O^2 + 3 \cdot \tau_K^2} = \sqrt{\left(\frac{M_O}{W_O}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_{K2}}{W_K}\right)^2} \rightarrow d_{min} = 27,428 & [\text{mm}]\end{aligned}$$

pro ocel ČSN 11 500 a bezpečnost  $k = 1,5$ . Z důvodu vyšších krouticích momentů volím dutý hřídel, jehož průměry budou pevnostně zkontrolovány.

## VÝPOČET PERA

Při výpočtu pera vycházím ze vztahu pro minimální délku pera při zvoleném dovoleném tlaku. Smykové namáhání zanedbávám, neboť jeho hodnota je relativně malá s dostatečnou bezpečností.

Pro pero dle ČSN 02 2562 platí

$$l_p \geq \frac{4 \cdot M_{K2} \cdot k}{p_D \cdot h \cdot d} = 28,964 \quad [\text{mm}]$$

kde  $k$  je bezpečnosti pro pero ( $k = 1,2$ ),  $p_D = 120 \text{ MPa}$  (dovolený tlak pro neposuvný ocelový náboj) a  $l_p$  je účinná délka pera, ke které je potřeba přidat zaoblení hran pera o průměru  $B$ .

$$l_{min} = l_p + B = 42,964 \quad [\text{mm}]$$

Pod kuželové kolo o průměru náboje  $d_1 = 45 \text{ mm}$  volím tedy pero 14e7 x 10 x 50 ČSN 02 2562 z oceli 11 600.

## VÝPOČET LOŽISEK

Řešíme uložení hřídele, kterému se během chodu zásadně mění jeho dynamické zatížení, je proto potřeba řešit zatížení ložisek dle poměru chodů převodovky - 70% času 1 stupeň a 30% druhý, pomalejší stupeň. Axiální síla je zanedbatelná.

Ložisko 3 (A): SKF 6310 NR	Ložisko 4 (B): SKF 6009
$d_A = 50$ [mm]	$d_B = 50$ [mm]
$C_A = 55,3$ [kN]	$C_B = 22,1$ [kN]
$F_{rA} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 11,260$ [kN]	$F_{rB} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 1,589$ [kN]
$F_{rAR} = \sqrt{R_{AyR}^2 + R_{AzR}^2} = 9,251$ [kN]	$F_{rBR} = \sqrt{R_{ByR}^2 + R_{BzR}^2} = 4,649$ [kN]
$F_{rA} = P_A, F_{rAR} = P_{AR}$	$F_{rB} = P_B, F_{rBR} = P_{BR}$

Tabulka 5: Parametry ložisek druhého hřídele

Do vzorce pro výpočet trvanlivosti ložiska je nutné dosadit střední hodnoty zatížení.

$$P'_A = \sqrt[10/3]{P_A^{10/3} \cdot 0,3 + P_{AR}^{10/3} \cdot 0,7} = 10,747 \quad [\text{kN}]$$

$$P'_B = \sqrt[10/3]{P_B^{10/3} \cdot 0,3 + P_{BR}^{10/3} \cdot 0,7} = 3,302 \quad [\text{kN}]$$

$$C_{vypA} = P'_A \sqrt[10/3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n_2}{10^6}} = 50,370 < C_A \quad [\text{kN}]$$

$$C_{vypB} = P'_B \sqrt[10/3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n_2}{10^6}} = 19,052 < C_B \quad [\text{kN}]$$

## PEVNOSTNÍ KONTROLA

Z grafů průběhů jednotlivých momentů je zřejmé, že nejvíce zatížený průřez je právě v místě čelního kola při redukci.

$$\sigma_h = \frac{M_O}{W_O} = \frac{32 \cdot D \cdot M_O}{\pi \cdot (D^4 - d^4)} = 25,245 \quad [\text{MPa}]$$

$$\tau = \frac{M_K}{W_K} = \frac{16 \cdot D \cdot M_K}{\pi \cdot (D^4 - d^4)} = 18,304 \quad [\text{MPa}]$$

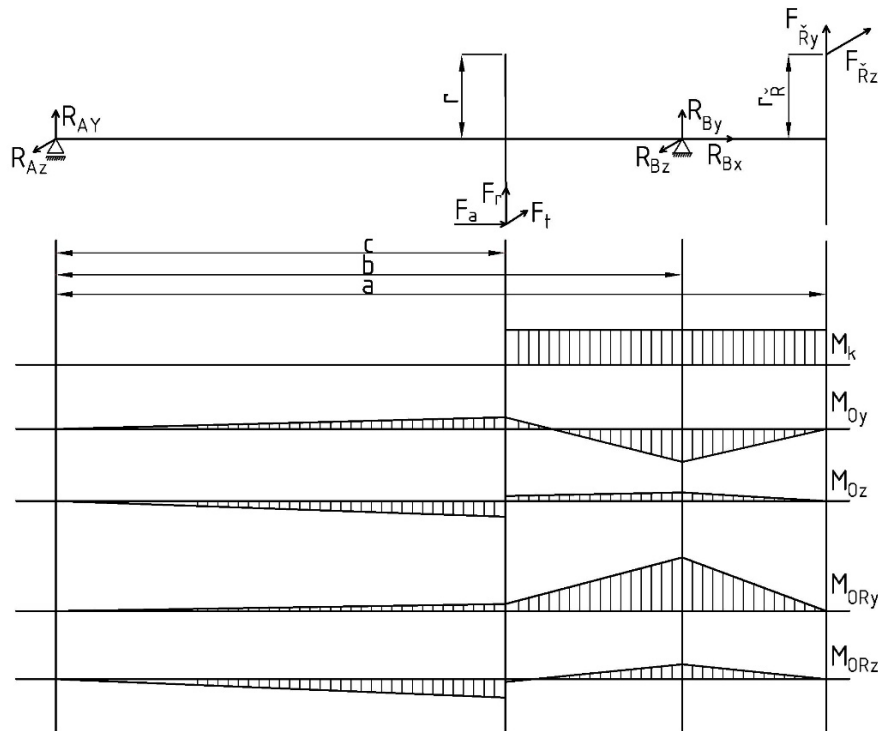
$$k_\sigma = \frac{\sigma_c \cdot \eta \cdot \nu_\sigma}{\sigma_h \cdot \beta_\sigma} = 2,803 \quad [-]$$

$$k_\tau = \frac{\tau_c \cdot \eta \cdot \nu_\tau}{\tau \cdot \beta_\tau} = 2,948 \quad [-]$$

$$k_c = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} = 2,031 \quad [-]$$



#### 4.4.10 Třetí hřídel



Obrázek 11: Průběhy momentů na třetím hřídeli

#### ROVNICE ROVNOVÁHY

osa x:  $R_{Bx} + F_a = 0$

osa y:  $R_{Ay} + R_{By} + F_r + F_{\check{r}y} = 0$

osa z:  $R_{Az} + R_{Bz} - F_t - F_{\check{r}z} = 0$

moment kolem x v bodě A:  $F_{tK2} \cdot r - F_{\check{r}z} \cdot r_{\check{r}} = 0$

moment kolem y v bodě A:  $R_{Bz} \cdot b - F_t \cdot c - F_{\check{r}z} \cdot a = 0$

moment kolem z v bodě A:  $R_{By} \cdot b + F_r \cdot c + F_{\check{r}y} \cdot a - F_a \cdot r = 0$

#### PRVNÍ STUPEŇ

$$R_{Ay} = -R_{By} - F_r - F_{\check{r}y} = -0,312 \quad [\text{kN}]$$

$$R_{Az} = -R_{Bz} + F_t + F_{\check{r}z} = 0,224 \quad [\text{kN}]$$

$$R_{Bx} = -F_a = -0,952 \quad [\text{kN}]$$

$$R_{By} = \frac{F_a \cdot r_{\check{r}} - F_r \cdot c - F_{\check{r}y} \cdot a}{b} = -2,536 \quad [\text{kN}]$$

$$R_{Bz} = \frac{F_t \cdot c + F_{\check{r}z} \cdot a}{b} = 9,989 \quad [\text{kN}]$$

## REDUKCE

$$R_{AyR} = -R_{ByR} - F_{rR} - F_{\check{r}yR} = 1,536 \quad [\text{kN}]$$

$$R_{AzR} = -R_{BzR} + F_{tR} + F_{\check{r}zR} = -5,823 \quad [\text{kN}]$$

$$R_{Bx} = -F_{aR} = -0,942 \quad [\text{kN}]$$

$$R_{ByR} = \frac{F_{aR} \cdot r_{\check{c}} - F_{rR} \cdot c_R - F_{\check{r}yR} \cdot a}{b} = -5,290 \quad [\text{kN}]$$

$$R_{Bz} = \frac{F_{tR} \cdot c - F_{\check{r}zR} \cdot a}{b} = 19,620 \quad [\text{kN}]$$

## VÝPOČET MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU

maximální ohybový moment je v místě uložení B:

$$M_{Oy} = F_{\check{r}zR} \cdot (a - b) = 935,417 \quad [\text{Nm}]$$

$$M_{Oz} = F_{\check{r}yR} \cdot (a - b) = 164,939 \quad [\text{Nm}]$$

$$M_O = \sqrt{M_{Oy}^2 + M_{Oz}^2} = 949,848 \quad [\text{Nm}]$$

$$\sigma_{HMH} = \sqrt{\sigma_O^2 + 3 \cdot \tau_K^2} = \sqrt{\left(\frac{M_O}{W_O}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_{K3R}}{W_K}\right)^2} \rightarrow d_{min} = 38,720 \quad [\text{mm}]$$

pro ocel ČSN 11 500 a bezpečnost  $k = 1,5$ .

## VÝPOČET PERA

Při výpočtu pera vycházím ze vztahu pro minimální délku pera při zvoleném dovoleném tlaku. Smykové namáhání zanedbávám, neboť jeho hodnota je relativně malá s dostatečnou bezpečností.

Pro pero dle ČSN 02 2562 platí

$$l_p \geq \frac{4 \cdot M_{K1} \cdot k}{p_D \cdot h \cdot d} = 47,396 \quad [\text{mm}]$$

kde  $k$  je bezpečnosti pro pero ( $k = 1,2$ ),  $p_D = 120 \text{ MPa}$  (dovolený tlak pro neposuvný ocelový náboj) a  $l_p$  je účinná délka pera, ke které je potřeba přidat zaoblení hran pera o průměru B.

$$l_{min} = l_p + B = 65,396 \quad [\text{mm}]$$

Pod řetězové kolo o průměru náboje  $d = 60 \text{ mm}$  volím tedy pero 18e7 x 11 x 70 ČSN 02 2562 z oceli 11 600.

## VÝPOČET DRÁŽKOVÁNÍ

Drážkováním je přenášen moment ze synchronní spojky na hřídel. Určuji minimální průměr hřídele, aby snesla napětí a dále minimální délku drážkování tak, aby nebyl překročen dovolený tlak v opěrné ploše drážky.

$$l_{min} = \frac{4 \cdot M_{K3R}}{p_D \cdot S'} = 16,710 \quad [\text{mm}]$$

kde  $p_D = 120 \text{ MPa}$  a  $S' = 12$  jako skutečná účinná plocha boků všech drážek připadající na jeden mm délky náboje pro lehkou řadu drážkování dle ČSN 01 4942. Volím tedy drážkování 8 x 62g7 x 68a11 x 8f7 s délkou 30 mm.

## VÝPOČET LOŽISEK

Opět řešíme uložení hřídele, kterému se během chodu zásadně mění jeho dynamické zatížení. Axiální síla v tomto případě ale již není zanedbatelná, proto volíme ložiska kuličková s kosoúhlým stykem, která budou umístěna zády k sobě (do "O").

Ložisko 5 (A): SKF 7210 BEP		Ložisko 6 (B): SKF 7212 BEP	
$d_{A1} = 50$	[mm]	$d_{B1} = 60$	[mm]
$C_A = 37,7$	[kN]	$C_B = 57,2$	[kN]
$F_{rA} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 0,384$	[kN]	$F_{rB} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 10,350$	[kN]
$F_{rAR} = \sqrt{R_{AyR}^2 + R_{AzR}^2} = 6,023$	[kN]	$F_{rBR} = \sqrt{R_{ByR}^2 + R_{BzR}^2} = 4,649$	[kN]
$e_A = 0,14$	[-]	$e_B = 0,14$	[-]
		$R_B = 0,900$	[-]
		$K_B = 0,952 \text{ kN}$	[kN]
		$K_{BR} = 0,942 \text{ kN}$	[kN]

Tabulka 6: Parametry ložisek třetího hřídele

$$R \cdot (F_{rB} - F_{rA}) = 8,969 \geq K_A \quad [\text{kN}]$$

Nerovnost platí pro oba řazené stupně a analogickým postupem jsem následně došel k jednotlivým dynamickým zatížením. Axiální síla bude zachycena v ložisku B.

$$P_A = 0,35 \cdot F_{rA} + 0,57 \cdot F_{aA} = 4,901 \quad [\text{kN}]$$

$$P_B = 0,35 \cdot F_{rB} + 0,57 \cdot F_{aB} = 10,350 \quad [\text{kN}]$$

$$P_{AR} = 0,35 \cdot F_{rAR} + 0,57 \cdot F_{aAR} = 12,007 \quad [\text{kN}]$$

$$P_{BR} = 0,35 \cdot F_{rBR} + 0,57 \cdot F_{aBR} = 20,343 \quad [\text{kN}]$$

Do vzorce pro výpočet trvanlivosti ložiska je nutné dosadit střední hodnoty zatížení a je nutné také počítat s různou rychlostí otáčení hřídelů.

$$n_m = n_3 \cdot 0,7 + n_{3R} \cdot 0,3 = 305,455 \quad [\text{min}^{-1}]$$

$$P'_A = \sqrt[10/3]{P_A^{10/3} \cdot \frac{n_3}{n_m} \cdot 0,4 + P_{AR}^{10/3} \cdot \frac{n_{3R}}{n_m} \cdot 0,6} = 6,351 \quad [\text{kN}]$$

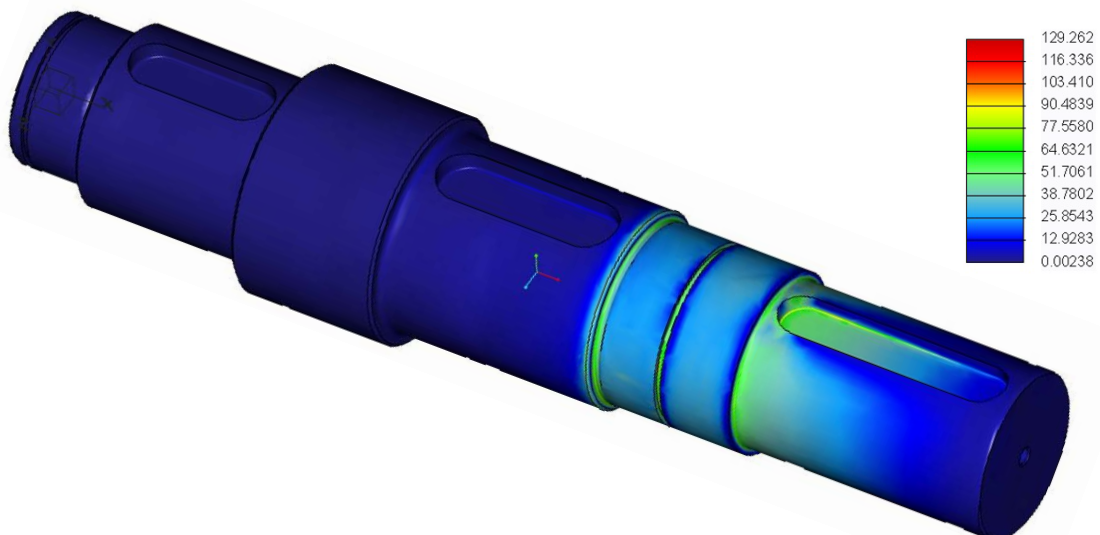
$$P'_B = \sqrt[10/3]{P_B^{10/3} \cdot \frac{n_3}{n_m} \cdot 0,4 + P_{BR}^{10/3} \cdot \frac{n_{3R}}{n_m} \cdot 0,6} = 11,310 \quad [\text{kN}]$$

$$C_{vypA} = P'_A \sqrt[10/3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n_m}{10^6}} = 28,361 < C_A \quad [\text{kN}]$$

$$C_{vypB} = P'_B \sqrt[10/3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n_m}{10^6}} = 63,703 < C_B \quad [\text{kN}]$$

## PEVNOSTNÍ KONTROLA

Z grafů průběhů jednotlivých momentů je zřejmé, že nejvíce zatížený průřez je právě v místě uložení hřídele v bodě B, kde  $M_{K3R} = 782,032 \text{ Nm}$  a  $M_O = 216,993 \text{ Nm}$ . Volím zde průměr  $d = 60 \text{ mm}$  z důvodu konstrukce hřídele a únosnosti ložiska. Kritickým místem na vznik trhliny osazení mezi ložiskem B a řetězovým pastorkem. Analýzou bylo zjištěno největší napětí  $130,890 \text{ MPa}$ , což odpovídá bezpečnosti 1,9.

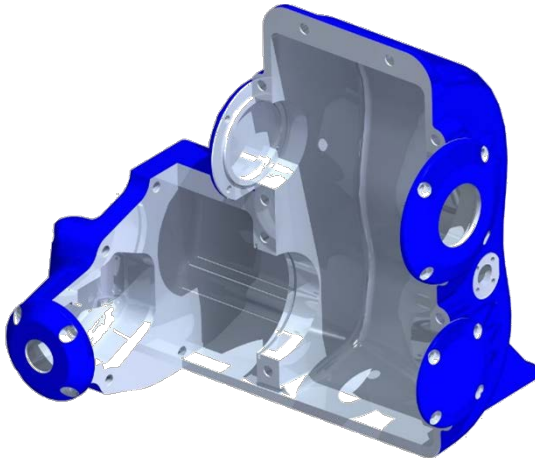


Obrázek 12: Kontrola třetího hřídele

## 4.5 Návrh skříně

Ozubená soukolí spolu s dalšími komponenty mechanismu jsou uložena v odlévané skříně. Z důvodu velikých sil v místech uložení hřídelů byla jako materiál skříně zvolena šedá litina, neboli litina s lupínkovým grafitem (LLG) ČSN 42 2420, která se vyznačuje především svojí pevností v tlaku. Z důvodu kompozice převodů a hřídelů se skříň skládá ze tří základních částí navzájem spojených šrouby.

Velký důraz je kladen na technologičnost konstrukce pro odlévání, jako je poměr tloušťky stěn, úkopy a minimální zaoblení hran. V některých místech je použito velkého zaoblení z důvodu úspory materiálu a oleje ve skříně. Zaoblené plochy také dopomáhají lepšímu rozstříku oleje do potřebných prostor. Všechny části je možné odlít do dvoudílných forem bez potřeby jader. Potřebné plochy je poté možné konvenčně obrobit frézováním a válcové plochy pro uložení ložisek jsou z důvodu snazšího broušení průchozí. Součástí skříně jsou i odlévaná víčka ze stejného materiálu, která v některých místech vymezují polohy hřídelů.



Obrázek 14: Pohled do vnitřního prostoru skříně

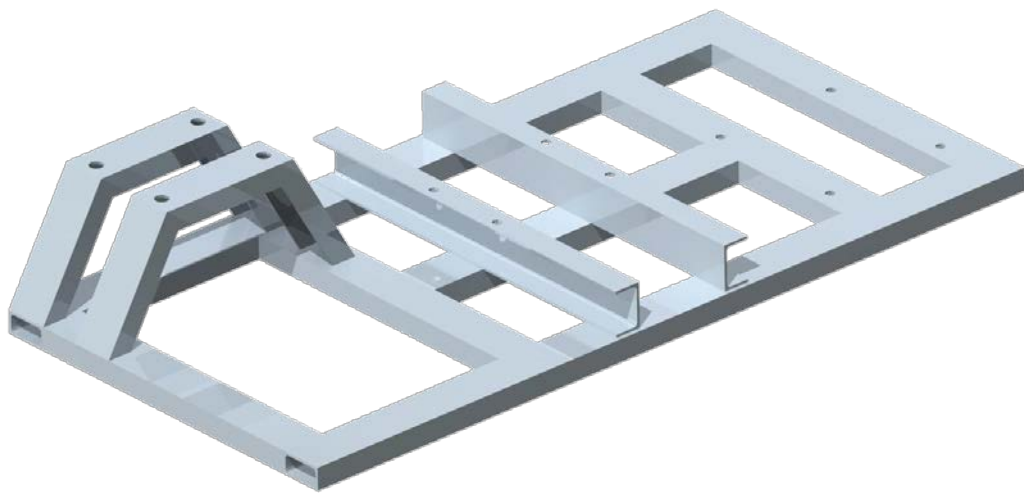


Obrázek 13: Pohled na převodovou skříň

Všechny části jsou k sobě spojeny šrouby s válcovou zápustnou hlavou a vnitřním šestihranem DIN 912 M12, víčka DIN 912 M8 třídy pevnosti 12.9. Pro snazší manipulaci se skříní jsou na horní straně umístěna dvě závěsná oka DIN 580 M14, jejich pomyslná spojnice protíná těžiště sestavy a tak se zabrání houpání a naklápění skříně při manipulaci.

## 4.6 Návrh rámu

Svařovaný rám je nosným prvkem a je tedy potřeba, aby zajistil dostatečnou tuhost celého stroje. Technologie svařování je velmi výhodná z důvodu dostupnosti mnoha normalizovaných hliníkových a ocelových profilů, které umožňují mnoho konstrukčních řešení. Pro dostatečnou tuhost byly použity uzavřené obdélníkové ocelové profily 100x50x3 a pod jednotlivé prvky obdélníkové U profily 100x50x4 pro snazší přišroubování.



*Obrázek 15: Pohled na svařovaný rám*

## 4.7 Ekonomické zhodnocení

Při návrhu a výrobě každého stroje se klade velký důraz i na ekonomickou stránku. Dnešním trendem je snaha o minimalizování nákladů každé sériové, ale i kusové výroby a tím dosažení značných úspor. Toho je dosaženo např. snížením počtu použitých materiálů, pracovních úkonů, automatizací a v neposlední řadě použitím normalizovaných dílů, které jsou dostupné u většiny dodavatelů.

Použité komponenty lze tedy rozdělit do dvou hlavních skupin, a to na díly kupované a vyráběné. Mezi ty kupované patří nejen již zmíněné normalizované díly, ale i zařízení jako je motor, spojka, řetěz a dokonce i řetězová kola, které výrobci dodávají. Dále se do této skupiny řadí ložiska, těsnění, lineární motor a např. i spojovací materiál. Skupina vyráběných dílů zahrnuje konvenčně, či nekonvenčně vyráběné součásti, těmi jsou například obráběná ozubená kola, hřídele a součásti synchronní spojky. Spadá sem ale také například odlévaná skříň, či svařovaný rám.

<b>Součást</b>	<b>Cena</b>
Elektromotor SIEMENS	33 640
Lamelová spojka PSP	7 780
Hřídele	4 000
Ozubení	8 000
Řetěz	3 500
Řetězový pastorek	2 500
Řetězové kolo	8 000
Lineární motor	8 500
Synchronní spojka a řazení	7 000
Skříň a víčka	5 000
Ložiska	5 800
Těsnění a spojovací materiál	586
<b>Celkem</b>	<b>94 306</b>

*Tabulka 7: Tabulka odhadnutých nákladů v Kč*

Cena výroby těchto dílů není běžně dostupná, neboť záleží na postupu výroby, a jednotlivých parametrech. Náklady se odvíjí také od náročnosti výroby. Výroba ozubených kol je sama o sobě dosti náročná. Dlouhotrvající a přesné obrábění, povrchové kalení, a broušení zubů stojí za vysokou cenou, tak jako kvalita použitého materiálu. Výroba skříně je náročná z mnoha hledisek. Při přípravě modelu se musí

velmi dbát na dodržení technologičnosti konstrukce, kde se uplatní mnoho zkušeností s technologií odlévání. Finančně náročná je tvorba modelu a forem spolu s jádry. Následuje velmi přesné obrábění dosedacích a jiných funkčních ploch skříně, kdy je potřeba dbát především na souosost a kruhovitost uložení ložisek. Obrábění hřídelů je záležitostí běžnější, avšak i tady se přesná cena těžko určuje.

Odhadnutá cena pohonu (viz Tabulka 7: Tabulka odhadnutých nákladů v Kč) je přijatelná s ohledem na cenu celého stroje, která se běžně pohybuje v řádech milionů korun.

## **5 Závěr**

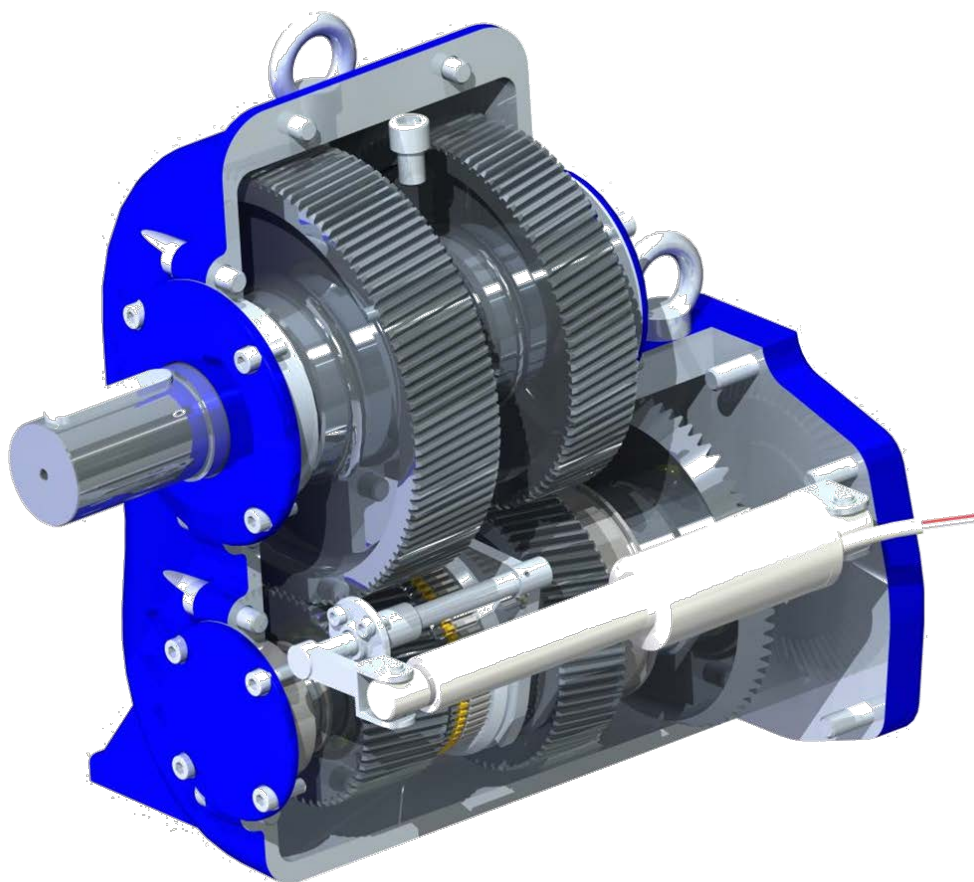
Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout konstrukční řešení pohonné jednotky eskalátoru. Zadanými parametry byl výkon stroje, životnost součástí, pracovní cyklus a požadavek redukce rychlosti. Výstupní otáčky pohonu byly dopočítány z hodnot rychlostí eskalátoru stanovených normou. Pohonná jednotka měla být následně umístěna na svařovaný rám.

Problematice eskalátorů byla věnována kapitola 3 Pohyblivé schody. Úvodem kapitoly byla popsána historie eskalátorů ve světě i v České republice. Následně byly zmíněny základní parametry stroje, konstrukce, možnosti pohonu a hlavní části stroje jako jsou funkční či bezpečnostní prvky. Závěr kapitoly byl věnován světovým výrobcům a jejich aktuální nabídce.

Konstrukci pohonného systému pro zadané parametry popisuje kapitola 3. Motor pohánějící celý mechanismus byl vybrán dle zadaných parametrů. Se zamyšlením se nad rozměry stroje a jednotlivých dílů byly vytvořeny schémata rozložení prvků pohonu a rozložení převodů, hřídelů a ložisek v převodové skříně. Kuželové soukolí je použito z důvodu velkých rozměrů elektromotoru a potřeby jeho umístění rovnoběžně s pohybem schodnic. Tím bylo dosaženo konstantní šířky stroje. Z důvodu požadované redukce bylo potřeba zvolit spojku a mechanismus řazení. Dle známých parametrů motoru (moment a otáčky na prvním hřídeli) byla zvolena elektromagnetická lamelová spojka výrobce PSP pohony a.s. Řazení



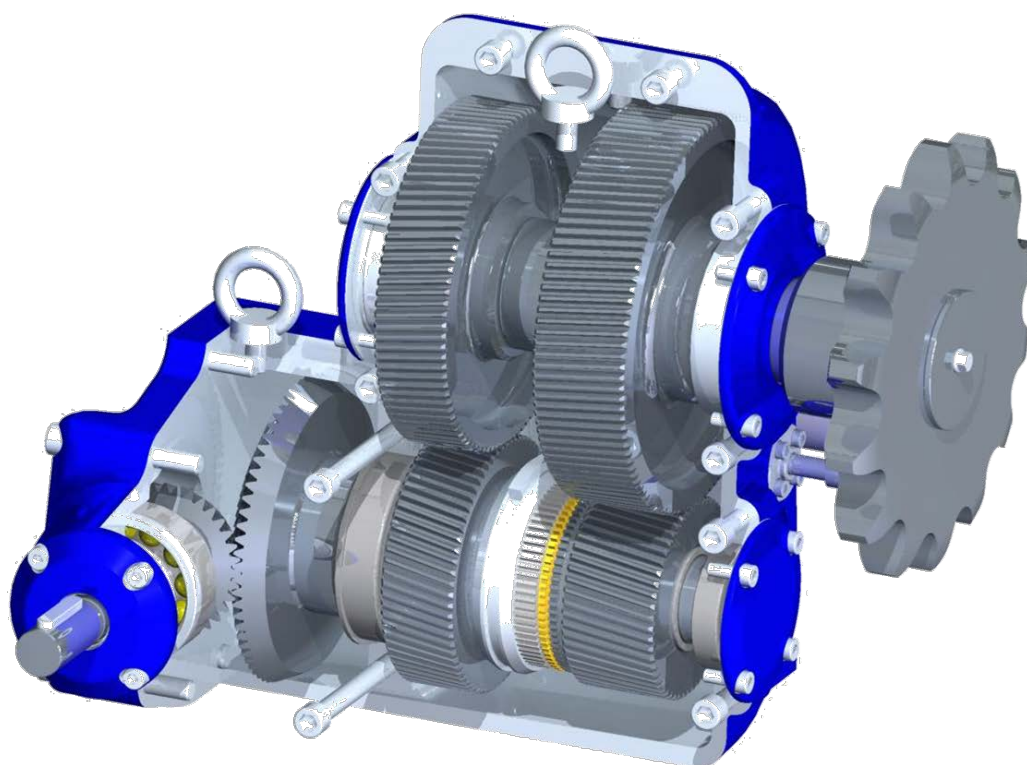
jednotlivých převodů je umožněno synchronní spojkou, která je přes řadicí mechanismus ovládána lineárním aktuátorem LINAK přichyceným k zadní části skříně přes ohraněný plechový díl. Řadicí Páka řazení prochází vedením, které je přišroubováno ke skříni a kromě vedení páky zabraňuje i vytečení oleje.



*Obrázek 16: Pohled na mechanismus řazení*

Před samotným návrhem převodové skříně a jejich prvků byly potřeba vypočítat výstupní kinematické parametry pohonu. Následně byly vhodně zvoleny převodové poměry s ohledem na velikosti jednotlivých soukolí. Na vstupním hřídeli je umístěno již zmíněné kuželové soukolí. Druhý hřídel přenáší výkon od kuželového kola přes synchronní spojkou na jedno z čelních soukolí. Pastorky čelních soukolí jsou umístěné na kluzných ložiscích s grafitovými hnízdy výrobce MIDOL. Jedná se o vysoce únosné bronzové pouzdra, které díky výskytu tuhého maziva nepotřebují

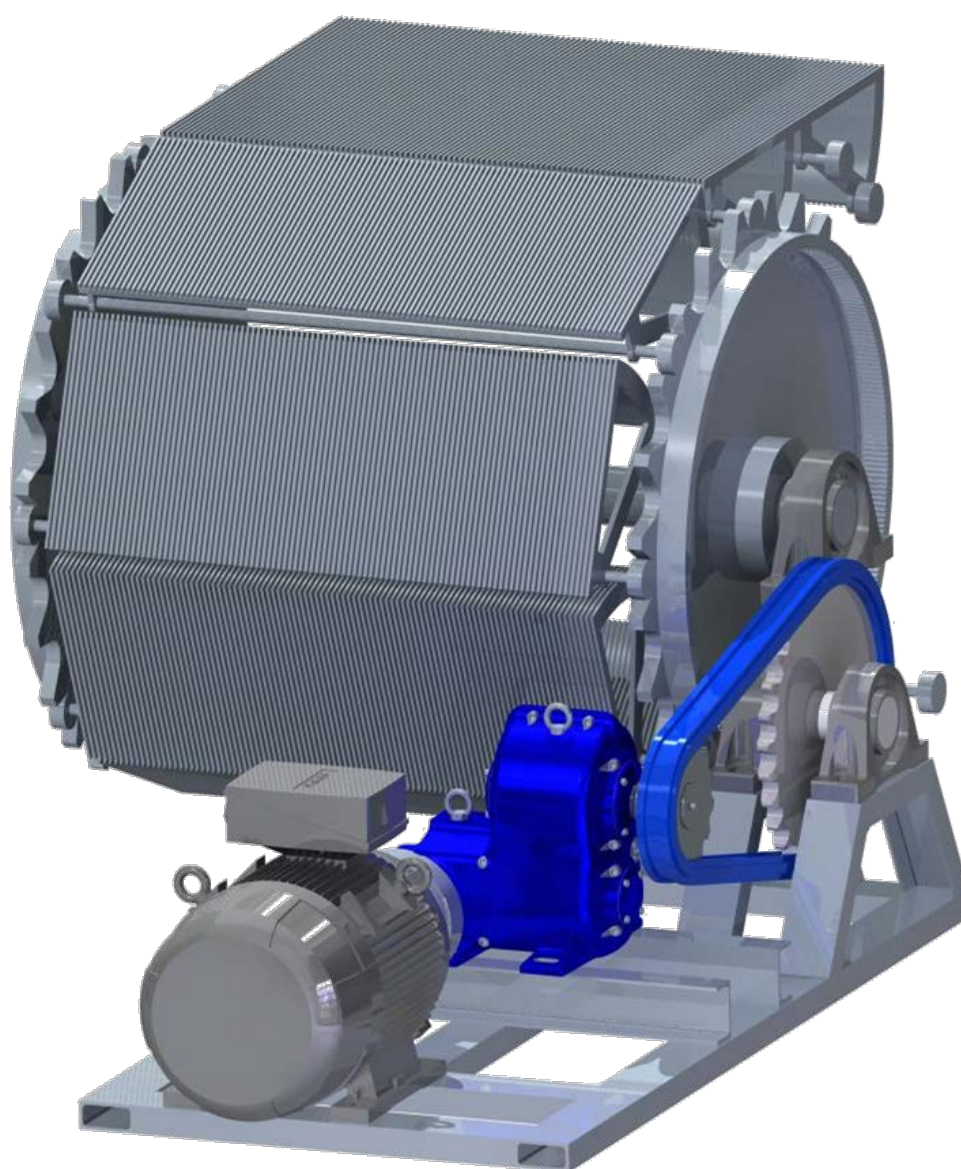
dodatečné mazání. Výkon je přenášen přes drážkování na spojku a ze spojky evolventním ozubením na pastorek. Obě čelní soukolí se šikmými zuby byly navrženy tak, aby byla minimalizována axiální síla na druhém hřídeli. Postup výpočtu je stručně popsán v podkapitole 4.4.6 Čelní redukční soukolí. Na třetím hřídeli je výkon veden od ozubených kol přes pera na řetězový pastorek umístěný vně skříně. Za řetězovým soukolím následuje vnitřní ozubení, které zprostředkovává největší snížení otáček. Pro spojení hřídelů a nábojů byla použita těsná pera, popřípadě drážkování, jejichž volba byla podložena výpočty. Z důvodu axiálních sil byly použity kuličková ložiska s kosoúhlým stykem a ložiska kuličková jednořadá a výpočty byly provedeny výpočty jejich trvanlivosti. Z důvodu dynamického zatížení hřídelů byl nalezen kritický průřez každého hřídele a následně provedena vrubová kontrola. Celá skříň byla navržena s ohledem na technologii výroby a byla uložena na svařovaný rám z normalizovaných profilů.



*Obrázek 17: Pohled na jednotlivé převody*

Na závěr práce byl celý návrh konstrukce ekonomicky zhodnocen. Přesné částky jednotlivých vyráběných dílů je však obtížné zjistit, proto byla částka u těchto dílů odhadnuta. Spolu s cenou všech kupovaných dílů se celková částka vyšplhala na přijatelnou hodnotu viz podkapitola 4.7 Ekonomické zhodnocení.

Na Obrázku 18 umístěném níže je vymodelována ilustrativní sestava celého pohonu, spolu s motorem a svařovaným rámem.



*Obrázek 18: Ilustrativní model celého pohonu*

## Seznam použité literatury

- [1] PEŠÍK, L.: *Části strojů. 1. díl.* Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-2
- [2] PEŠÍK, L.: *Části strojů. 2. díl.* Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2
- [3] BUREŠ, M. *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol,* Liberec: Ediční středisko, TU 2006
- [4] STRAKOSCH, George R.: *The Vertical Transportation Handbook.* Wiley, 1998. ISBN 978-0-470-40413-3
- [5] JANOVSÝ, L. a J. DOLEŽAL.: *Výtahy a eskalátory.* 1. vyd. Praha: SNTL, 1980. 695
- [6] ČSN EN 115-1+A1: *Bezpečnost pohyblivých schodů a pohyblivých chodníků - Část 1: Konstrukce a montáž*
- [7] MITSUBUSHI *informace o eskalátorech,* dostupné z: <http://www.mitsubishielectric.com/>
- [8] OTIS *informace o eskalátorech,* dostupné z: <http://www.otisworldwide.com/>
- [9] VÝTAHY SERVER *informace o eskalátorech,* dostupné z: [Eskalatory.cz](http://Eskalatory.cz)
- [10] BROTHÁNEK, J. a Petr PLITZ.: *Pohyblivé schody, obsluha, údržba a opravy.* Krajský kurs Pardubice červenec 1989. ISBN 80-02-99540-6
- [11] VIKTOR BAIER, *Pohyblivé schody neboli eskalátory, DP kontakt 12/15,* leden 2008, dostupné za: <http://www.dpp.cz/download-file/1158/01-leden-2008.pdf>
- [12] MICHELLE YOUNG *Cities 101: The First Working Escalator Was Installed in Coney Island, Brooklyn* dostupné z: <http://untappedcities.com/2015/12/23/cities-101-the-first-working-escalator-was-installed-in-coney-island-brooklyn/>
- [13] SCHINDLER *informace o eskalátorech,* dostupné z: <http://www.schindler.com/>

[14] THYSENKRUPP *informace o eskalátorech*, dostupné z:

<https://www.thyssenkrupp.com/>

[15] ELEKTOMOTORY MORAVEC *katalog motorů*, dostupné z:

<http://www.elektromotory.net/>

[16] SKF *katalog ložiscích*, dostupné z: <http://www.skf.cz/>

[17] ŘETĚZY VAMBERK *katalog řetěz*, dostupné z: <http://www.retezy-vam.com/>

## Seznam tabulek

Tabulka 1: Zadané parametry .....	5
Tabulka 2: Materiály ozubených kol.....	22
Tabulka 3: Vlastnosti materiálů ozubených kol [3] .....	22
Tabulka 4: Parametry ložisek prvního hřídele .....	39
Tabulka 5: Parametry ložisek druhého hřídele .....	43
Tabulka 6: Parametry ložisek třetího hřídele .....	46
Tabulka 7: Tabulka odhadnutých nákladů v Kč .....	50

## Seznam obrázků

Obrázek 1: Plány Renova Nakloněného výtahu [9] .....	7
Obrázek 2: Možnosti uspořádání dvojic eskalátorů [10].....	10
Obrázek 3: Pojezdové dráhy [5] .....	11
Obrázek 4: Pohon eskalátoru [8] .....	12
Obrázek 5: Elektromotor Siemens 1LE1502-2AD53 [11].....	15
Obrázek 6: Schéma převodové skříně.....	16
Obrázek 7: Schéma pohonu.....	17
Obrázek 8: Průběhy momentů na prvním hřídeli.....	37
Obrázek 9: Kontrola prvního hřídele .....	40
Obrázek 10: Průběhy momentů na druhém hřídeli.....	41
Obrázek 11: Průběhy momentů na třetím hřídeli .....	44
Obrázek 12: Kontrola třetího hřídele .....	47

Obrázek 13: Pohled na převodovou skříň .....	48
Obrázek 14: Pohled do vnitřního prostoru skříně .....	48
Obrázek 15: Pohled na svařovaný rám .....	49
Obrázek 16: Pohled na mechanismus řazení.....	52
Obrázek 17: Pohled na jednotlivé převody .....	53
Obrázek 18: Ilustrativní model celého pohonu .....	54

## Seznam zkratk a symbolů

Značení	Význam	Jednotky
$\alpha_t$	úhel záběru zubů v tečné rovině	[°]
$\alpha_n$	úhel záběru zubů v normálové rovině	[–]
$\beta$	úhel sklonu zubů	[°]
$\beta_\sigma$	součinitel vrubu při radiálním napětí	[–]
$\beta_\tau$	součinitel vrubu při tečném napětí	[–]
$\delta$	vrcholový úhel kuželového kola	[°]
$\varepsilon_\alpha$	součinitel trvání záběru alfa	[–]
$\varepsilon_\beta$	součinitel trvání záběru beta	[–]
$\varepsilon$	celkový součinitel trvání záběru	[–]
$\eta_p$	účinnost převodu	[%]
$\eta$	součinitel jakosti povrchu	[–]
$\nu_\sigma$	součinitel velikosti při radiálním napětí	[–]
$\nu_\tau$	součinitel velikosti při tečném napětí	[–]
$\sigma_a$	amplituda napětí	[MPa]
$\sigma_c$	mez únavy v krutu zkušebního vzorku	[MPa]
$\sigma_c^*$	mez únavy v krutu skutečné součásti	[MPa]
$\sigma_d$	dovolené napětí	[MPa]
$\sigma_e$	ekvivalentní napětí podle HMH	[MPa]
$\sigma_F$	ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu	[MPa]
$\sigma_{Fmax}$	největší místní ohybové napětí v patě zubu	[MPa]
$\sigma_{FP}$	přípustné napětí v ohybu	[MPa]

$\sigma_{FPmax}$	připustné napětí v ohybu při největším zatížení	[MPa]
$\sigma_{Flim}$	mez únavy v ohybu	[MPa]
$\sigma_{FSt}$	pevnost v ohybu při největším zatížení	[MPa]
$\sigma_h$	horní hodnota napětí	[MPa]
$\sigma_H$	napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě	[MPa]
$\sigma_{Hmax}$	největší napětí v dotyku vzniklé působením síly	[MPa]
$\sigma_{HO}$	napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů	[MPa]
$\sigma_{HP}$	připustné napětí v dotyku (připustný Hertzův tlak)	[MPa]
$\sigma_{HPmax}$	připustné napětí v dotyku při největším zatížení	[MPa]
$\sigma_{Hlim}$	mez únavy v dotyku	[MPa]
$\sigma_O$	radiální napětí	[MPa]
$\sigma_{\ddot{R}}$	součinitel vzdálenosti os řetězových kol	[-]
$\tau_K$	tečné napětí	[MPa]
$\varphi$	úhel sklonu eskalátoru	[°]
$\varphi_{\ddot{R}}$	součinitel provedení	[-]
$\varphi_z$	součinitel zaplnění schodového pásma	[-]
$\psi_d$	štíhlost ozubeného kola	[-]
$a$	osová vzdálenost převodu	[mm]
$b$	šířka stupně	[mm]
$b_K$	šířka ozubení	[mm]
$d$	průměr roztečné kružnice	[mm]
$d_a$	průměr hlavové kružnice	[mm]
$d_b$	průměr základní kružnice	[mm]
$d_f$	průměr patní kružnice	[mm]
$F_a$	axiální síla	[kN]
$F_t$	obvodová síla	[kN]
$F_{t1}$	obvodová síla odpovídající 1. stupni zatížení	[kN]
$F_N$	normálová síla	[kN]
$F_r$	radiální síla	[kN]
$g$	gravitační zrychlení	[m. s <sup>-1</sup> ]
$h$	výška zubu	[mm]

$h_a$	výška hlavy zubu	[mm]
$h_f$	výška paty zubu	[mm]
$i$	převodový poměr	[-]
$I$	časový podíl převodů	[-]
$k$	součinitel bezpečnosti	[-]
$K_A$	součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení	[-]
$K_{F\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro výpočet na ohyb)	[-]
$K_{F\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (pro výpočet na ohyb)	[-]
$K_{F\gamma}$	součinitel vnitřních dynamických sil (pro výpočet na ohyb)	[-]
$K_H$	součinitel přídatných zatížení (pro výpočet na dotyk)	[-]
$K_{H\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro výpočet na dotyk)	[-]
$K_{H\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (pro výpočet na dotyk)	[-]
$K_{H\gamma}$	součinitel vnitřních dynamických sil (pro výpočet na dotyk)	[-]
$L$	trvanlivost	[Nm]
$m$	hmotnost	[kg]
$m_n$	modul normálový	[mm]
$m_t$	modul tečný	[mm]
$M_K$	krouticí moment	[Nm]
$M_O$	ohybový moment	[Nm]
$n$	otáčky za minutu	[min <sup>-1</sup> ]
$N$	počet osob na jednom stupni	[-]
$p_n$	rozteč normálová	[mm]



$p_t$	rozteč čelní	[ <i>mm</i> ]
$P$	výkon	[ <i>kW</i> ]
$P_D$	dopravní výkon	[ <i>osob. hod</i> <sup>-1</sup> ]
$P_{Dt}$	teoretický dopravní výkon	[ <i>osob. hod</i> <sup>-1</sup> ]
$R_e$	výrazná mez kluzu	[ <i>MPa</i> ]
$S_{Fmin}$	nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu	[–]
$S_{Hmin}$	nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů	[–]
$v$	obvodová rychlost	
$X$	počet přepravovaných osob v jeden okamžik	[–]
$Y_\beta$	součinitel sklonu zubu	[–]
$Y_\varepsilon$	součinitel vlivu záběru profilu (pro výpočet na ohyb)	[–]

## **Seznam příloh**

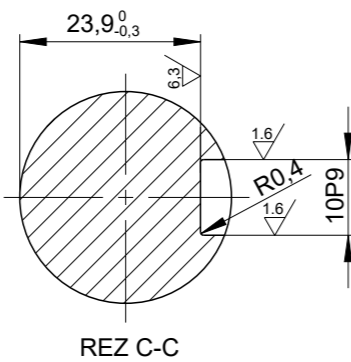
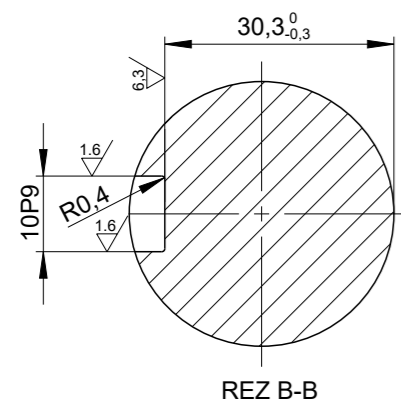
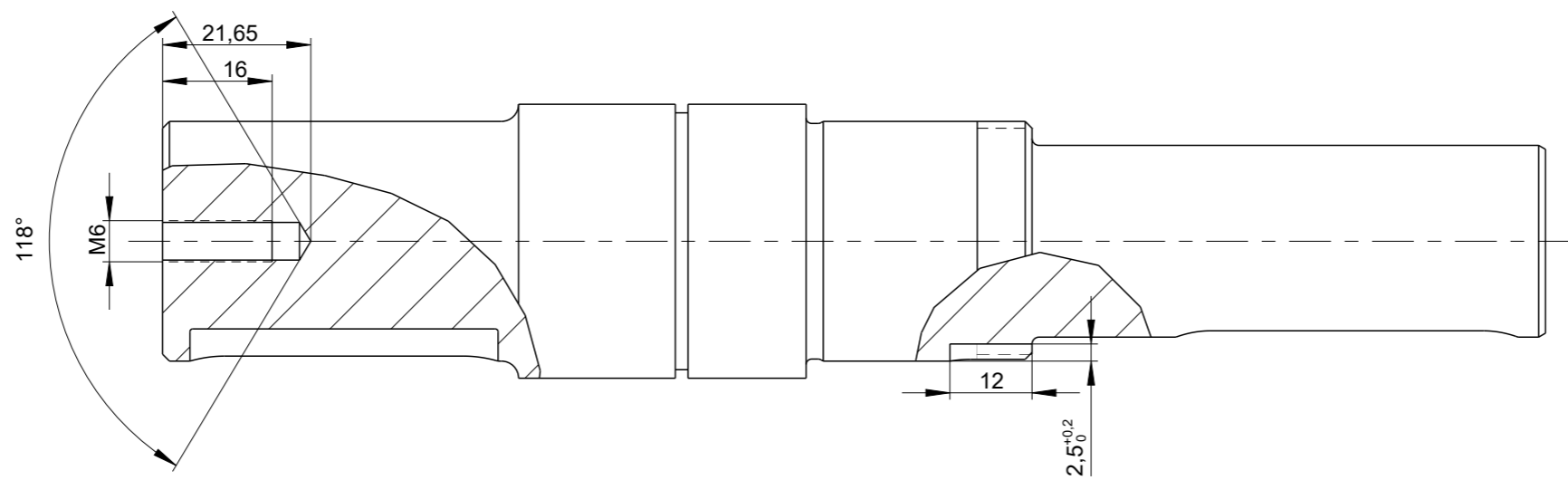
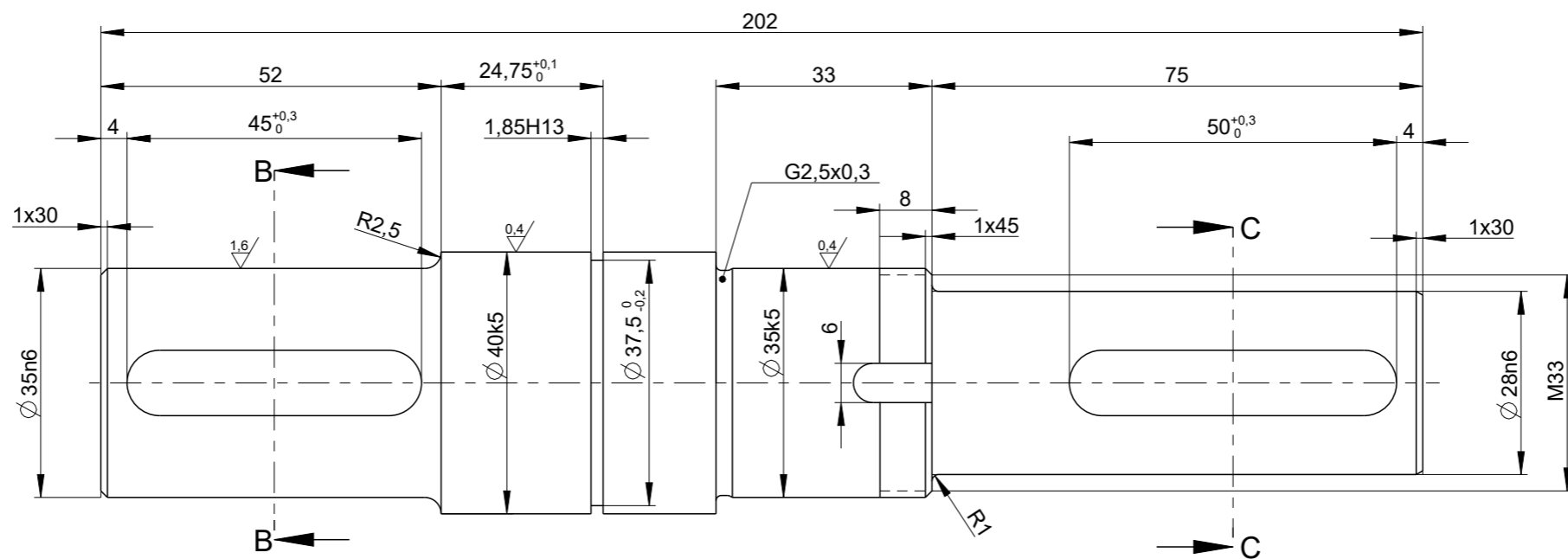
Příloha A: Výrobní výkres hřídele

Příloha B: Výrobní výkres ozubeného kola

Příloha C: Výrobní výkres víčka

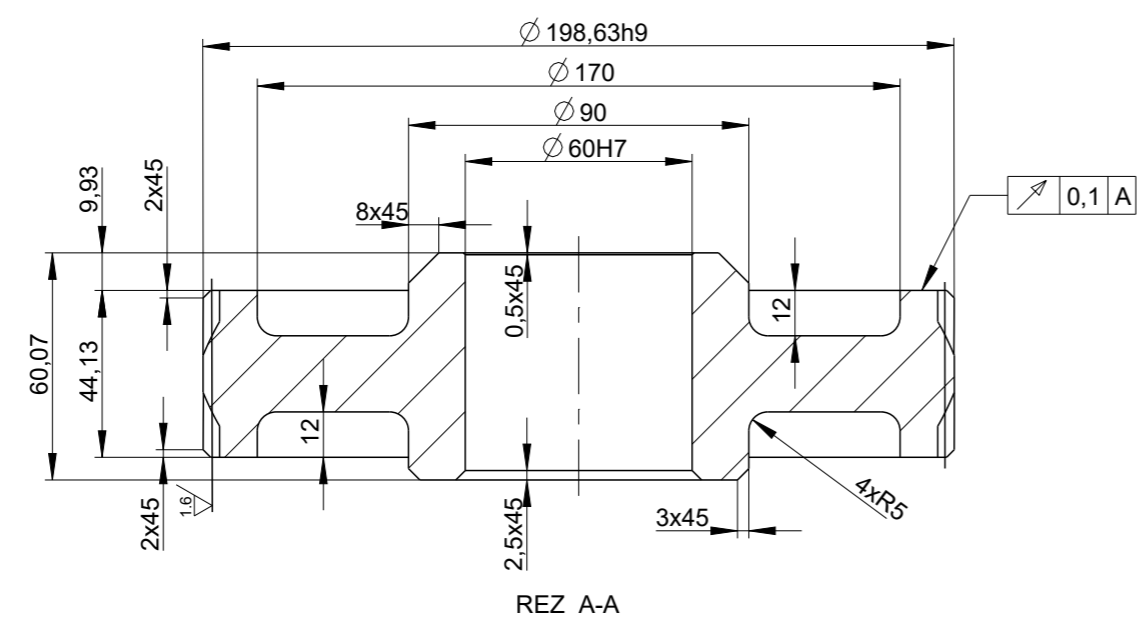
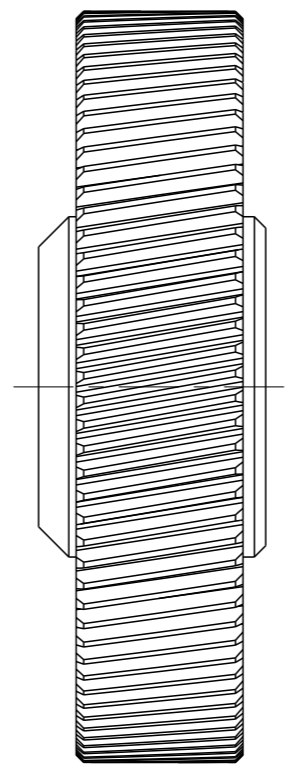
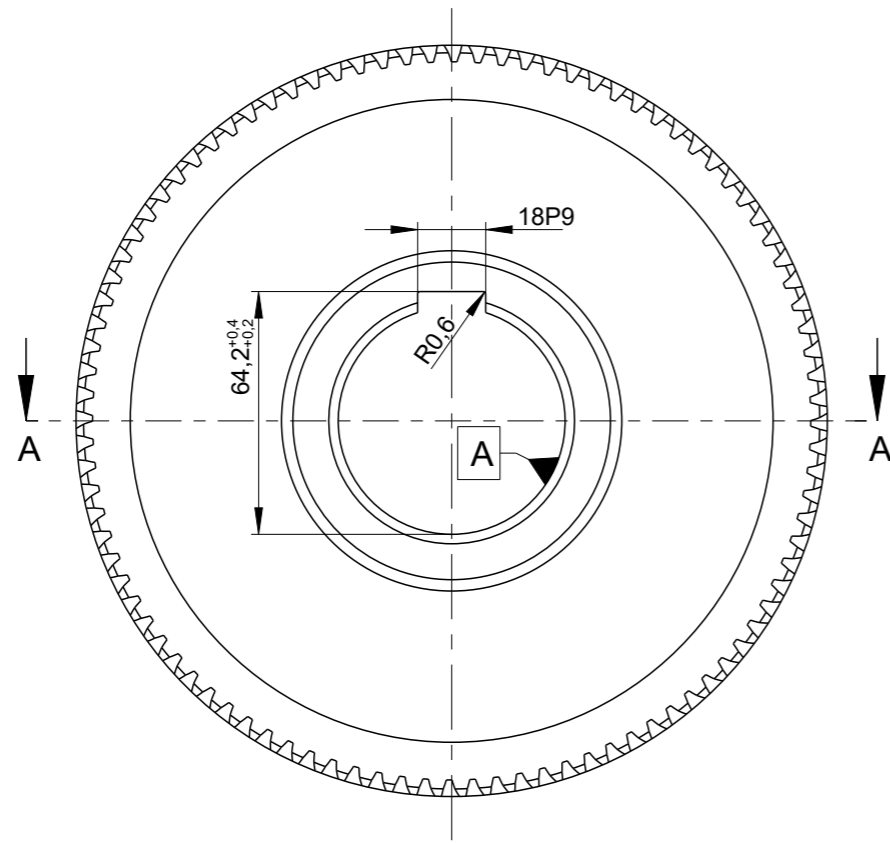
Příloha D: Výkres sestavy převodovky

Příloha E: CD obsahující PDF tohoto dokumentu a všech výkresů



Ra 3,2/(√)

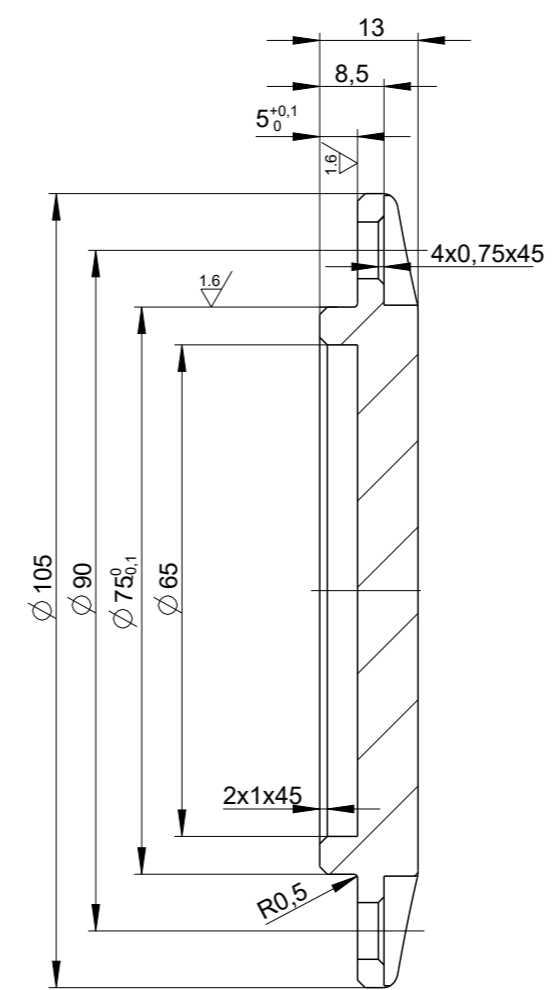
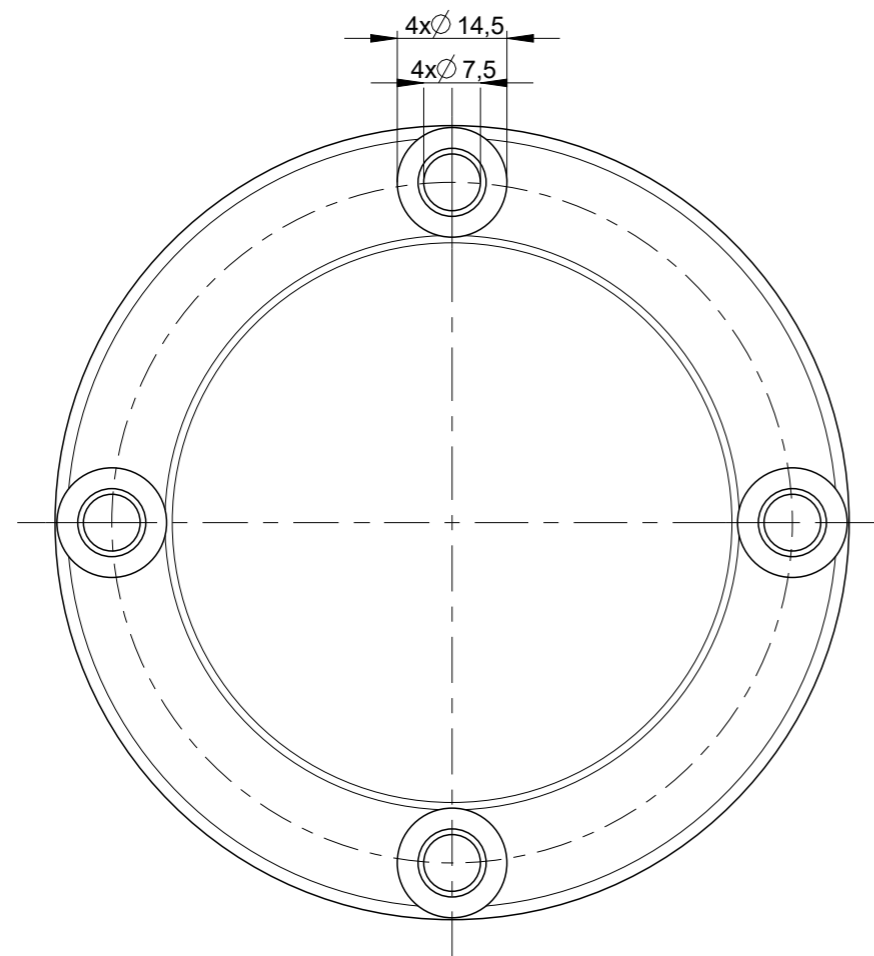
Roz. - Polot.		Ø 40X202		KR Ø45X205		Presnos	
		c)		Mater. CSN 11 500		Tr. odp 001	
		b)		C. hm 1.85 kg		Hr. hm.	
		a)				Tolerovani ISO 2768-mk	
Zmena		Datum		Index		Podpisy	
Meritko		Navrhil		Kreslil		HAVLICEK MATEJ	
1:1		Prezkousel		Technolog			
C. seznamu		Normaliz.		Schvailil			
C. sestavy BP-1		Datum		Jun-29-17			
Stary vykr.							
Novy vykr.							
				<b>Nazev HRIDEL 1</b>			
				Cis. vykresu <b>BP-1.01</b>			
				list 1 listu1			



CELNI OZUBENI		
NORMALNY MODUL	$m_n$	2
POCET ZUBU	$z$	96
ZAKLAD. PROFIL	UHEL ZABERU	alfa 20
	JEDNOT.VYSKA HLAVY	2,5
	JEDNOT.HLAVOVA VULE	0,25
UHEL SKLONU ZUBU	beta	9,953
SMYSL SROUBOVICE ZUBU		leva
POSUNUTI ZAKL.PROFILU		
CELNI MODUL	$m_t$	2,031
PRUMER ROZT.KRUZNICE	$D$	194,933
TEORET.VYSKA ZUBU	$h$	4,5
PRUMER ZAKL.KRUZNICE	$D$	182,848
STUPEN PRESNOSTI		3
KONTROLNI ROZMER TLOUSTKY ZUBU		
44,13		
KONTROLOVANA UCHYLKA	zakladni roztece	0,01
	sklonu zubu	0,009
	odvalu zubu	0,016
	odvalu kola	0,04
SPOLUZAB KOLO	profilu zubu	0,009
	c.v.	poz.
	POCET ZUBU	96
VZDALENOST OS		169,551

Ra  $\frac{3.2}{\sqrt{\vee}}$

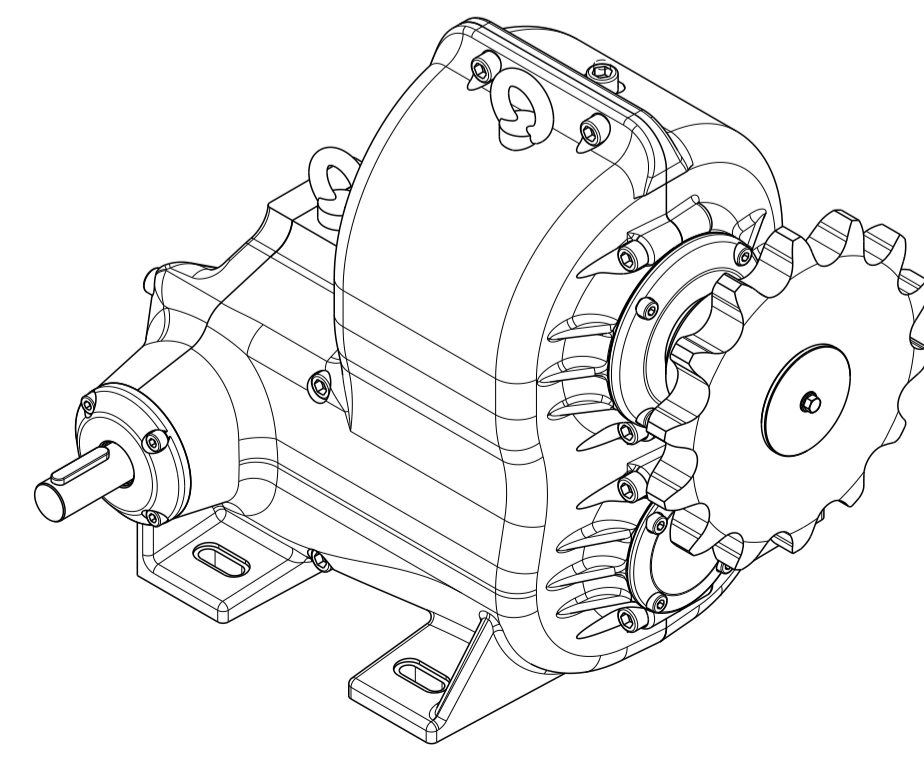
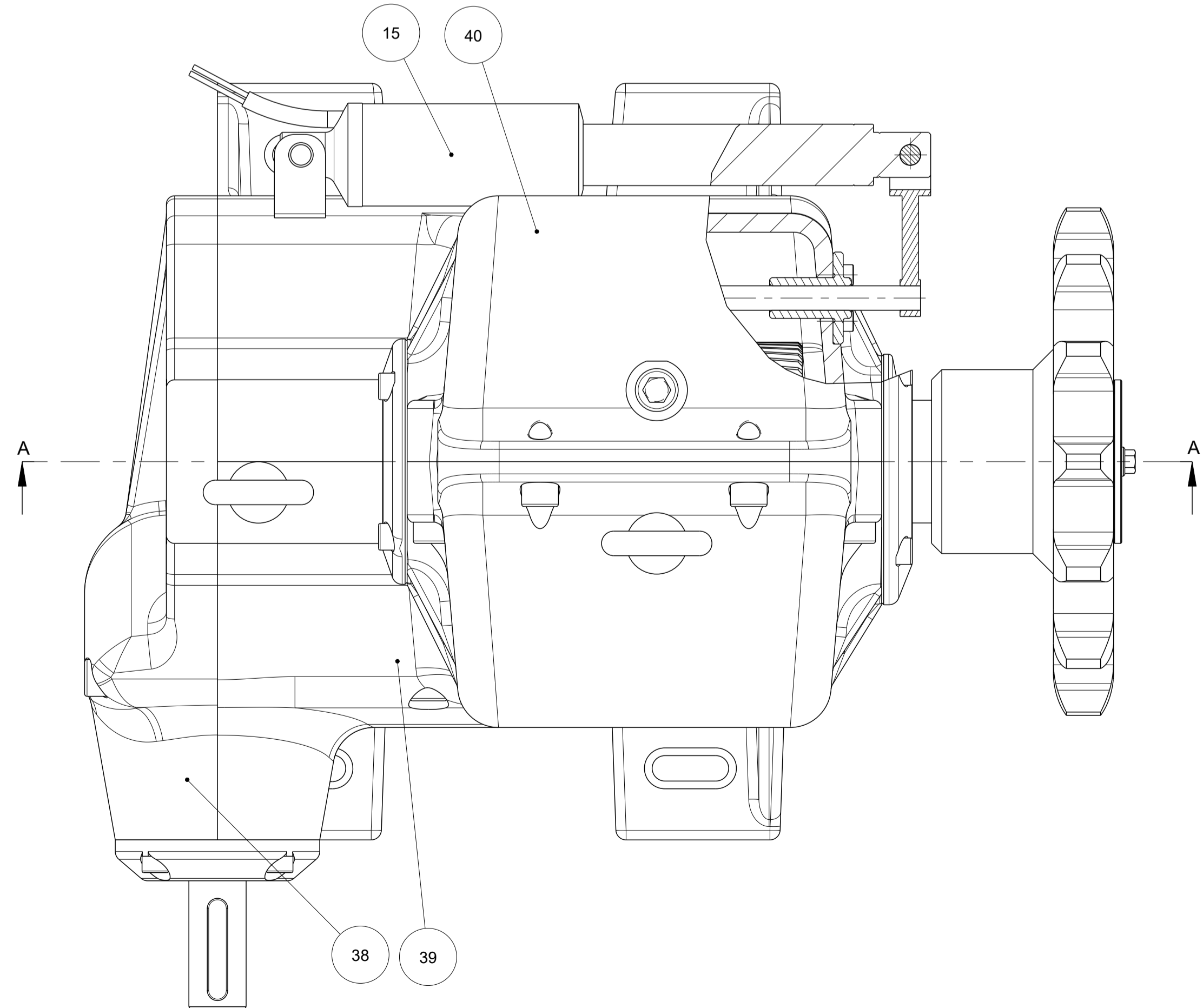
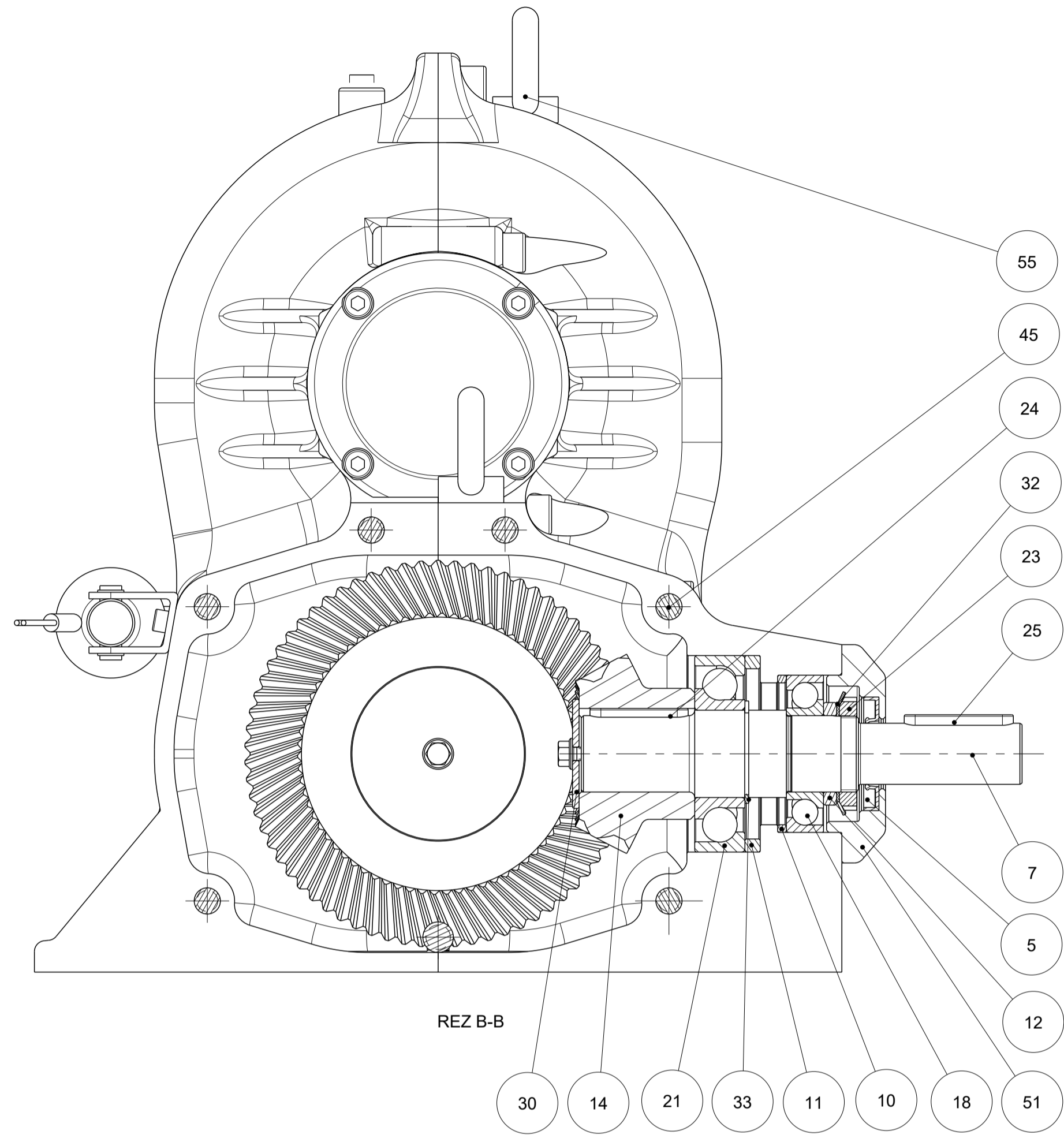
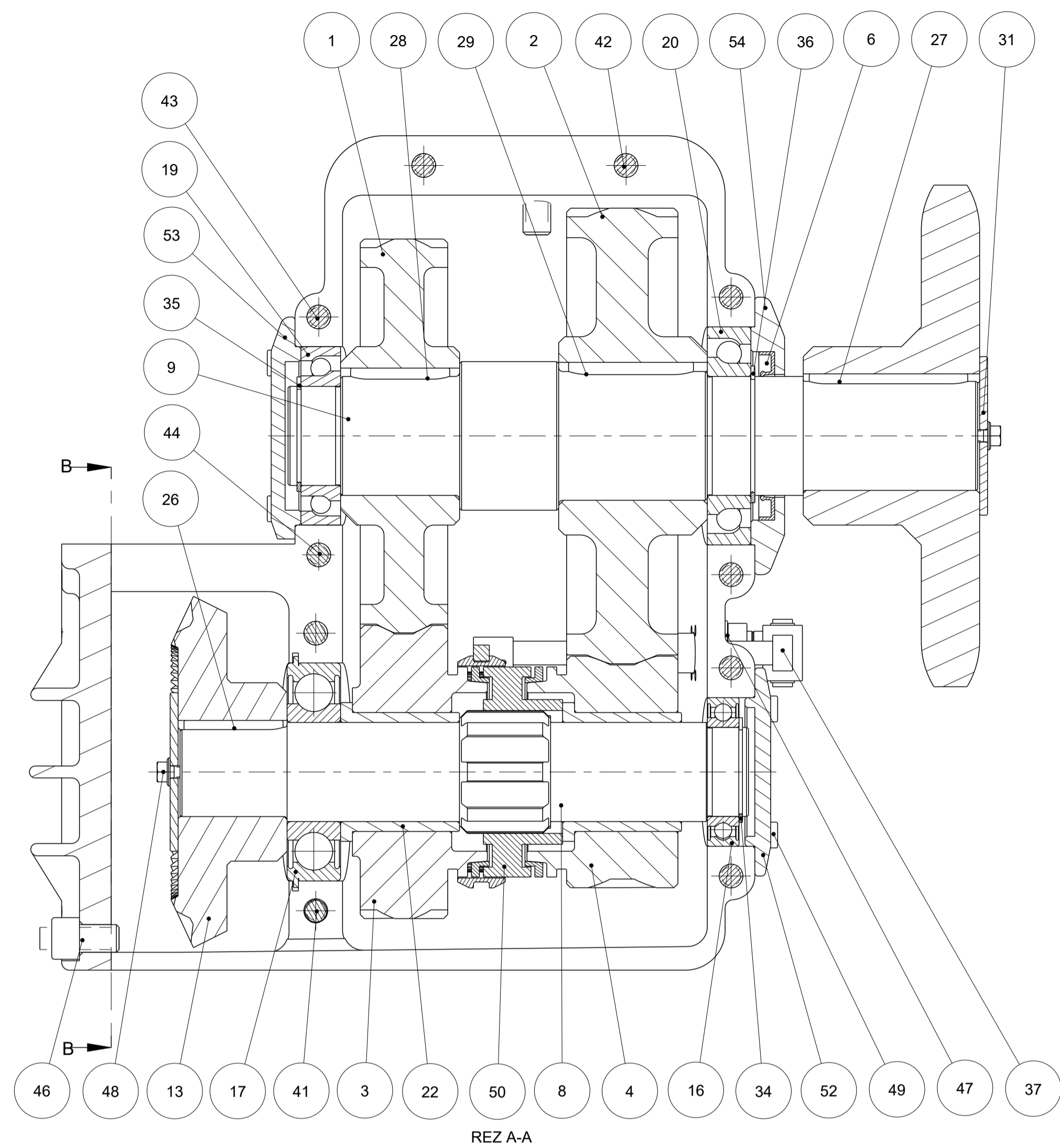
Roz. - Polot.	Ø 198x60		KR	Ø200x65	Presnos	
	c)	Mater.	-	Tr. odp	001	Tolerovani ISO 2768-mk
	b)	C. hm	4 kg	Hr. hm.		
	a)					
Zmena	Datum	Index	Podpisy	 <b>TUv Liberci</b> Nazev <b>CELNI KOLO 2</b> Cis. vykresu <b>BP-1.02</b> list 1 listu1		
Meritko	Pozn.	Navrhl				
<b>1:2</b>		Kreslil	HAVLICEK MATEJ			
C. seznamu		Prezkousel				
C. sestavy	BP-1	Technolog				
Stary vykr.		Normaliz.				
Novy vykr.		Schvalil				
		Datum	Jun-29-17			



REZ A-A

Ra 12.5 (✓)

Roz. - Polot.		Ø 105x13 odlitek				Presnos	
		c)	Mater.	CSN 42 2420	Tr. odp	001	Tolerovani ISO 2768-mk
		b)	C. hm	0,4 kg	Hr. hm.		
		a)					
Zmena		Datum	Index	Podpisy			
Meritko	Pozn.	Navrhl					
1:1		Kreslil	HAVLICEK MATEJ		<b>Nazev VICKO 2</b>		
C. seznamu		Prezkousel					
C. sestavy	BP-1	Technolog			<b>Cis. vykresu BP-1.03</b>		
Stary vykr.		Normaliz.					
Novy vykr.		Schvalil			list 1 listu1		
		Datum	Jun-29-17				



CISLO	OZNACENI	MATERIAL	C.VYKRESU	MNOZSTVI
55	ZAVESNE OKO M14 DIN 580			2
54	VICKO 4	CSN 42 2420		1
53	VICKO 3	CSN 42 2420		1
52	VICKO 2	CSN 42 2420	BP-1.03	1
51	VICKO 1	CSN 42 2420		1
50	SYNCHRONNI SPOJKA			1
49	SROUB M8x20 DIN 912			16
48	SROUB M6x20 DIN 6921			3
47	SROUB M6x10 DIN 912			5
46	SROUB M14x20 DIN 912			2
45	SROUB M12x80 DIN 912			2
44	SROUB M12x60 DIN 912			1
43	SROUB M12x40 DIN 912			9
42	SROUB M12x20 DIN 912			2
41	SROUB M12x120 DIN 912			2
40	SKRIN ZADNI	CSN 42 2420		1
39	SKRIN PREDNI	CSN 42 2420		1
38	SKRIN BOCNI	CSN 42 2420		1
37	RADICI MECHANISMUS	CSN 11 500		1
36	POJISTNY KROUZEK 60 CSN 022930			1
35	POJISTNY KROUZEK 50 CSN 022930			1
34	POJISTNY KROUZEK 45 CSN 022930			1
33	POJISTNY KROUZEK 40 CSN 022930			1
32	PODLOZKA MB 7 CSN 023640			1
31	PODLOZKA 2	CSN 11 500		2
30	PODLOZKA 1	CSN 11 500		1
29	PERO 20e7x12x56 CSN 022562	CSN 11 600		1
28	PERO 18e7x11x50 CSN 022562	CSN 11 600		1
27	PERO 16e7x10x80 CSN 022562	CSN 11 600		1
26	PERO 14e7x9x50 CSN 022562	CSN 11 600		1
25	PERO 10e7x8x50 CSN 022562	CSN 11 600		1
24	PERO 10e7x8x45 CSN 022562	CSN 11 600		1
23	MATICE M35x1,5 ISO 2982			1
22	LOZISKO PBMF 506050 M1G1			2
21	LOZISKO 7308 BEP			1
20	LOZISKO 7212 BEP			1
19	LOZISKO 7210 BEP			1
18	LOZISKO 7207 BEP			1
17	LOZISKO 6310 NR			1
16	LOZISKO 6009			1
15	LINEARNI AKTUATOR LA22			1
14	KUZELOVY PASTOREK	CSN 16 526		1
13	KUZELOVE KOLO	CSN 14 220		1
12	KROUZEK 3	CSN 11 500		1
11	KROUZEK 2	CSN 11 500		1
10	KROUZEK 1	CSN 11 500		1
9	HRIDEL 3			1
8	HRIDEL 2	CSN 11 500		1
7	HRIDEL 1	CSN 11 500	BP-1.01	1
6	GUFERO G 60-85-8	NBR		1
5	GUFERO G 28-52-7	NBR		1
4	CELNI PASOTREK 2	CSN 14 220		1
3	CELNI PASOTREK 1	CSN 14 220		1
2	CELNI KOLO 2	CSN 12 051	BP-1.02	1
1	CELNI KOLO 1	CSN 12 051		1

Zmena	Datum	Index	Podpis
M:1/20			
N:1/20			
O:1/20			
P:1/20			
Q:1/20			
R:1/20			
S:1/20			
T:1/20			
U:1/20			
V:1/20			
W:1/20			
X:1/20			
Y:1/20			
Z:1/20			

C. schéma: 1  
 C. sestavy: 1  
 Starý výkř:   
 Nový výkř:   
 Datum: Jun-20-17

**TU v Liberci**  
**PREVODOVKA**  
**BP-1**  
 list 1  
 list 1