



Pohon zemní frézy

Bakalářská práce

Studijní program: B2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301R000 – Strojní inženýrství
Autor práce: **Zdeněk Tomek**
Vedoucí práce: Ing. Rudolf Martonka, Ph.D.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC
Faculty of Mechanical Engineering ■

Bachelor thesis

Study programme: B2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2301R000 – Mechanical Engineering
Author: **Zdeněk Tomek**
Supervisor: Ing. Rudolf Martonka, Ph.D.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Zdeněk Tomek**
Osobní číslo: **S13000638**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Strojní inženýrství**
Název tématu: **Pohon zemní frézy**
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 pohonný systém zemní frézy o výkonu 15 kW a výstupních otáčkách 720 ot/min. s redukcí otáček na 50%. 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. Rudolf Martonka, 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:

Podpis:

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Rudolfu Martonkovi, Ph.D. z katedry částí a mechanismů strojů za cenné rady, odborné připomínky a vstřícný přístup během zpracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a přátelům za podporu po dobu studia.

Anotace

Bakalářská práce je zaměřena na návrh pohonného systému zemní frézy na pokládku drenáže do půdy, který je navržen dle zadaných parametrů. Kompletní sestava se skládá z tažného zařízení pro připojení k tažnému vozidlu (traktoru), kloubové spojky, dvourychlostní převodovky, řetězového převodu a zemní frézy. Teoretická část se zabývá současným trendem v konstrukcích různých druhů zemních fréz. Ve výpočtové části je navržena konstrukce, která bude zaručovat spolehlivost a finanční nenáročnost. Součástí této práce je 3D model zařízení a sestavy pohonu s výkresovou dokumentací zvolených dílů.

Klíčová slova

pohonný systém zemní frézy, spolehlivost, finanční nenáročnost, 3D model, výkresová dokumentace

Annotation

Bachelor thesis is focused on the design of the propulsion system ground cutter for laying drainage into the soil, which is designed according to specified parameters. The complete assembly consists of a towing device for connecting to a towing vehicle (tractor) of the articulated coupling, two-speed gearbox, of chain transfer and the trench wall cutter. The theoretical part deals with the current trend in the construction of various types of ground cutters. In the calculation, designed a structure that will guarantee reliability and financial modesty. This work is a 3D model of the device and drive assembly drawings of selected parts.

Keywords

propulsion system ground cutter, reliability, financial undemands, 3D model, technical drawings

Obsah

| | |
|--|----|
| 1. Úvod | 14 |
| 2. Cíl práce | 14 |
| 3. Teorie zemních fréz | 15 |
| 3.1. Typy zemních fréz | 15 |
| 3.1.1. Lesní frézy | 15 |
| 3.1.2. Zemní vrták | 16 |
| 3.1.3. Frézy na pařezy | 16 |
| 3.1.4. Rýhovací fréza | 17 |
| 3.2. Vlastní konstrukční řešení daného tématu | 17 |
| 3.2.1. Systém zapojení za pracovní stroj | 17 |
| 3.2.2. Návrh převodové skříně | 19 |
| 3.2.3. Návrh mechanických převodů | 19 |
| 4. Výpočtová zpráva | 20 |
| 4.1. Návrhové schéma převodovky | 20 |
| 4.2. Zadané hodnoty | 21 |
| 4.3. Výpočet a volba převodových poměrů: | 21 |
| 4.4. Přepočet převodových poměrů, pro zvolené počty zubů: | 21 |
| 4.5. Výpočet otáček na jednotlivých hřídelích: | 22 |
| 4.6. Výpočet krouticích momentů na hřídelích: | 22 |
| 4.7. Návrh kuželového soukolí se šikmým ozubením: | 23 |
| 4.8. Čelní soukolí s šikmým ozubením, 1. rychlostní stupeň: | 30 |
| 4.9. Čelní soukolí s šikmými ozubením, 2. rychlostní stupeň: | 36 |
| 4.10. Návrh řetězového převodu: | 42 |

| | |
|---|----|
| 4.11. Návrh vstupního hřídele: | 45 |
| 4.12. Návrh předlohového hřídele, 1. rychlostní stupeň:..... | 47 |
| 4.13. Návrh předlohového hřídele, 2. rychlostní stupeň:..... | 49 |
| 4.14. Návrh výstupního hřídele z převodové skříně, 1. rychlostní stupeň:..... | 51 |
| 4.15. Návrh výstupního hřídele z převodové skříně, 2. rychlostní stupeň:..... | 53 |
| 4.16. Procentuální zatížení při měnících se otáčkách: | 57 |
| 4.17. Návrh ložisek na vstupním hřídeli: | 57 |
| 4.18. Návrh ložisek na předlohovém hřídeli:..... | 58 |
| 4.19. Návrh ložisek na výstupním hřídeli z převodové skříně: | 59 |
| 4.20. Návrh těsných per: | 61 |
| 4.21. Návrh drážkování:..... | 64 |
| 4.22. Návrh kuželového svěrného spojení:..... | 66 |
| 4.23. Metoda konečných prvků: | 67 |
| 5. Ekonomické zhodnocení | 69 |
| 6. Závěr | 73 |

Seznam zkratek

| Značka | Název | Jednotka |
|----------------------|---|----------|
| α | úhel záběru | [°] |
| α | úhel opásání | [rad] |
| α | tvarový součinitel | [-] |
| α_B | Bachův opravný součinitel | [-] |
| α_t | čelní úhel záběru | [°] |
| β | úhel sklonu zubů | [°] |
| β | úhel sklonu řetězu | [rad] |
| β | vrubový součinitel podle L-S | [-] |
| γ | poloviční vrcholový úhel | [°] |
| δ | úhel roztečného kužele | [°] |
| ε | součinitel trvání záběru | [-] |
| ε_α | součinitel záběru profilu | [-] |
| ε_β | součinitel kroku | [-] |
| η | součinitel jakosti povrchu | [-] |
| v_g | součinitel nerovnoměrnosti chodu | [-] |
| v_r | součinitel velikosti | [-] |
| σ_{DO} | dovolené napětí v ohybu | [MPa] |
| σ_F | napětí v ohybu | [MPa] |
| σ_{FPmax} | přípustné napětí v ohybu při největším zatížení | [MPa] |
| σ_{Flim} | mez únavy v ohybu | [MPa] |
| σ_{FP} | přípustné napětí v ohybu | [MPa] |
| σ_{HO} | napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů | [MPa] |
| σ_H | napětí v dotyku | [MPa] |
| σ_{Hlim} | mez únavy v dotyku | [MPa] |
| σ_{Hmax} | největší napětí v dotyku vzniklé působením síly F_{t1} | [MPa] |
| σ_{HP} | přípustné napětí v dotyku | [MPa] |
| σ_{HPmax} | přípustné napětí v dotyku při největším zatížení F_{t1} | [MPa] |
| σ_o | napětí v ohybu | [MPa] |
| σ_{RED} | redukované napětí | [MPa] |
| σ^*_{Co} | mez únavy | [MPa] |
| τ_{Dk} | dovolené napětí v krutu | [MPa] |
| τ_k | napětí v krutu | [MPa] |

| | | |
|-----------|---|--------------------|
| φ | třecí úhel | [°] |
| Ψ_d | oměrový koeficient šířky ozubení a středního průměru | [-] |
| Ψ_L | poměr šířky ozubení a délky površky roztečného kužele | [-] |
| Ψ_m | oměrový koeficient šířky ozubení a středního modulu | [-] |
| ω | úhlová rychlost | [s ⁻¹] |
| a | osová vzdálenost | [mm] |
| a_n | virtuální osová vzdálenost | [mm] |
| a_w | pracovní osová vzdálenost | [mm] |
| b | šířka zubu | [mm] |
| b | šířka pera | [mm] |
| c | materiálová konstanta | [-] |
| b_{WF} | pracovní šířka ozubení pro výpočet na ohyb | [mm] |
| b_{WH} | pracovní šířka ozubení pro výpočet na dotyk | [mm] |
| m_m | střední modul | [mm] |
| C | dynamická účinnost | [N] |
| C_o | statická účinnost | [N] |
| d | průměr hřídele | [mm] |
| d | roztečný průměr | [mm] |
| d | průměr kol | [mm] |
| d_2 | roztečný průměr šroubu | [mm] |
| d_a | hlavový průměr | [mm] |
| d_b | základní průměr | [mm] |
| d_e | vnější roztečný průměr | [mm] |
| d_f | patní průměr | [mm] |
| d_m | střední průměr roztečné kružnice | [mm] |
| d_{min} | minimální průměr hřídele | [mm] |
| d_{nm} | virtuální střední průměr roztečné kružnice | [mm] |
| d_{nma} | virtuální průměr hlavové kružnice | [mm] |
| d_{nmb} | virtuální základní průměr | [mm] |
| d_{p1} | malý průměr svěrného spoje | [mm] |
| d_{p2} | velký průměr svěrného spoje | [mm] |
| d_{ps} | střední průměr svěrného spoje | [mm] |
| D | průměr roztečné kružnice | [mm] |
| D_{a1} | průměr hlavové kružnice hřídele | [mm] |
| D_{a2} | průměr hlavové kružnice náboje | [mm] |

| | | |
|------------|---|------|
| D_K | šířka otvoru pro klíč | [mm] |
| D_o | průměr otvoru | [mm] |
| D_P | střední průměr stykové plochy | [mm] |
| D_s | střední průměr | [mm] |
| e | výpočtový součinitel | [-] |
| f' | účinná jednotková plocha | [mm] |
| f_F | pomocný součinitel | [-] |
| f_H | pomocný součinitel | [-] |
| F_1 | síla na jeden zub | [N] |
| F_1 | síla působící na hřídel | [N] |
| F_δ | složka normálové síly | [N] |
| F_2 | síla působící na náboj | [N] |
| F_a | axiální síla | [N] |
| F_{aA} | axiální síla v bodě A | [N] |
| F_{aB} | axiální síla v bodě B | [N] |
| F_A | axiální síla | [N] |
| F_c | celková síla | [N] |
| F_{ct} | odstředivá síla | [N] |
| F_D | demontážní síla | [N] |
| F_M | montážní síla | [N] |
| F_N | normálová síla | [N] |
| F_p | minimální pevnost | [N] |
| F_{py} | složka obvodové síly působící na hřídel | [N] |
| F_{pz} | složka obvodové síly působící na hřídel | [N] |
| F_Q | síla předpětí šroubu | [N] |
| F_r | radiální síla | [N] |
| F_{rA} | radiální síla v bodě A | [N] |
| F_{rB} | radiální síla v bodě B | [N] |
| F_R | radiální síla | [N] |
| F_s | obvodová síla na středním průměru | [N] |
| F_t | tečná síla | [N] |
| F_v | obvodová síla ve větvi | [N] |
| h | výška pera | [mm] |
| h | výška zubu | [mm] |
| h_a | výška hlavy zubu | [mm] |

| | | |
|--------------|---|----------------------|
| h_f | výška paty zubu | [mm] |
| i | převodový poměr | [-] |
| j | počet článků řetězu | [-] |
| k | bezpečnost | [-] |
| K_a | axiální zatížení | [N] |
| K_A | součinitel vnějších dynamických sil | [-] |
| K_F | součinitel přídavných zatížení pro výpočet na ohyb | [-] |
| K_H | součinitel přídavných zatížení pro výpočet na dotyk | [-] |
| $K_{H\beta}$ | součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů | [-] |
| k_σ | bezpečnost v ohybu | [-] |
| k_τ | bezpečnost v krutu | [-] |
| k_p | maximální povolené bezpečnost | [-] |
| l | délka drážkování | [mm] |
| l | délka pera | [mm] |
| l' | minimální délka pera | [mm] |
| L | délka řetězu | [mm] |
| L_h | doba chodu v hodinách | [h] |
| m | modul | [mm] |
| m_e | čelní modul na vnějším kuželi | [mm] |
| m_{mn} | normálový střední modul | [mm] |
| m_{mt} | tečný modul na střední šířce zubu | [mm] |
| M_k | krouticí moment | [N·m] |
| M_o | ohybový moment | [MPa] |
| M_{oRED} | redukovaný ohybový moment | [MPa] |
| M_U | utahovací moment | [N·m] |
| n | otáčky | [min ⁻¹] |
| n_m | střední hodnota otáček ložiska | [min ⁻¹] |
| p_1 | tlak na boku zubů | [MPa] |
| p_1 | tlak působící od hřídele | [MPa] |
| p_2 | tlak působící od náboje | [MPa] |
| P | výkon | [W] |
| P_m | ekvivalentní zatížení ložiska | [N] |
| p | rozteč článků řetězu | [-] |
| p | koeficient tvaru tělíska | [-] |
| p_D | dovolený tlak | [MPa] |

| | | |
|-----------------|---|--------------------|
| p_n | rozteč zubů v normálové rovině | [mm] |
| p_{nb} | základní rozteč zubů v normálové rovině | [mm] |
| p_t | rozteč zubů v čelní rovině | [mm] |
| p_{tb} | základní rozteč zubů v čelní rovině | [mm] |
| q | součinitel vrubové citlivosti | [-] |
| q | procentuální zatížení | [-] |
| r | poloměr zaoblení vrubu | [-] |
| R | poloměr zaoblení hran drážky pera | [mm] |
| R | výsledná reakce | [N] |
| R_x | reakční síla ve směru x | [N] |
| R_y | reakční síla ve směru y | [N] |
| R_z | reakční síla ve směru z | [N] |
| S_{Fmin} | nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti | [MPa] |
| S_{Hmin} | nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti | [MPa] |
| t | hloubka drážky v hřídeli | [mm] |
| tl | hloubka drážky v náboji | [mm] |
| u_v | převodový poměr náhradního soukolí | [-] |
| v | obvodová rychlost | [m/s] |
| W_k | průřezový modul v krutu | [mm ³] |
| W_o | průřezový modul v ohybu | [mm ³] |
| X | koeficient zatížení radiální silou | [-] |
| Y | koeficient zatížení axiální silou | [-] |
| Y_β | součinitel sklonu zubu | [-] |
| $Y_{\beta min}$ | minimální součinitel sklonu zubu | [-] |
| Y_{Fs} | součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí | [-] |
| Y_ϵ | součinitel vlivu záběru profilu | [-] |
| z | počet zubů | [-] |
| z_R | počet zubů zabírajících s řetězem | [-] |
| z_v | počet zubů náhradního kola | [-] |
| Z_{eV} | součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů | [-] |
| Z_E | součinitel mechanických vlastností materiálu | [-] |
| Z_H | součinitel tvaru spoluzabírajících zubů | [-] |
| Z_R | součinitel výchozí drsnosti boků zubů (před záběhem) | [-] |

1. Úvod

Lidstvo se již od pradávna snaží ulehčit si každodenní činnost a fyzickou práci. Během proudu času přecházela triviální řešení a konstrukce, ve velmi sofistikované stroje, se stále větší účinností a spolehlivostí. Každý stroj na mechanické bázi konající práci má zabudované integrované mechanické převody měnící kinematické veličiny, jako otáčky, krouticí moment, mezi zdrojem energie, jakožto hnacím prvkem a prvkem hnaným. Soustava těchto převodů je integrována do převodovek, které mohou být různé konstrukce a provedení. Návrh takového systému je velmi náročný a komplikovaný. Díky tomu jsou však získány velmi spolehlivé a levné systémy podávající ty největší výkony s co nejmenší spotřebou energie. Požadavky na tyto mechanismy jsou různé. V zemědělství není brán ohled na rozměrovou přesnost a hmotnost například ve srovnání s kosmonautikou, kde musí mít každá součást co největší rozměrovou přesnost a nejmenší chybu výpočtu a měření, což má za následek vysokou cenu. Vše je tedy optimalizováno pro dané pracovní podmínky.

2. Cíl práce

Cílem bakalářské práce je navrhnout pohonný systém zemní frézy dle zadaných parametrů, včetně rámu. Hlavním prvkem je tedy zkonstruovat integrovaný mechanický převod umožňující transformaci vstupních 2880 ot/min na výstupních 720 ot/min s možností redukce těchto otáček za pomoci synchronní zubové spojky na 50%, tj. 360 ot/min výstupních otáček. To vše má být uloženo ve svařovaném rámu, tedy v zemní rýhovací fréze, která je poháněna pracovním strojem, jako je traktor, či bagr o pracovním výkonu vstupujícího do frézy 15 kW. To vše musí být cenově konkurence schopné a to při dodržení bezpečností součástí. Dále dodržení životnosti zemní frézy 8000 hodin. Součástí je i návrh řetězového převodu a pojistného členu zabraňujícímu poškození mechanismu a následné újmě na zdraví obsluhy.

Tabulka 1 - Zadané hodnoty

| Zadané hodnoty | | |
|------------------------|----------------|---------------|
| výkon | 15 | kW |
| vstupní otáčky | 2880 | ot/min |
| výstupní otáčky | 720/360 | ot/min |
| životnost | 8000 | hodin |

3. Teorie zemních fréz

Frézování je technologický postup úběru materiálu různého druhu vícebřitým nástrojem, ať už se jedná o kovy, plasty, dřevo nebo v tomto případě zeminy. Frézováním půdy je docíleno zhotovení různých drenáží, žlabů, příkopů, jednodušeji řečeno úprava terénu za konkrétním účelem. Způsob a náročnost úpravy prostředí záleží na složení půdy. Jsou různé typy zemin, ale mezi základní druhy patří skalní s velkým obsahem kamene, poloskalní, která obsahují materiály s nižší soudržností, a nezpěvněné zeminy, které mohou být soudržné, jako jsou jíly, nesoudržné, což jsou písky a šterk, nebo organické. Za tímto účelem je zapotřebí určitá konstrukce zemní frézy, která musí obsahovat odolný nástroj s tvrdokovovými břity, ať už s vyměnitelnými nebo integrovanými. Dále převodový mechanismus, hydrauliku, a pojistné členy zabraňující poškození konstrukce. To vše zkompletováno buď jako forma vleku za tažné zařízení, nebo jako samohybný systém s vlastním pohonem.

3.1. Typy zemních fréz

Zemní frézy a jejich konstrukce se liší podle toho, jakou činnost budou během svého provozu vykonávat. Existuje veliká řada a mnoho druhů, proto budou uvedeny pouze nejčastější typy, kterými jsou zemní vrtáky, rýhovací frézy, frézy na pařezy, lesní frézy.

3.1.1. Lesní frézy

Je mnoho druhů lesních fréz pro různé účely, například mulčovátor, který je určen pro čištění ploch z náletů, drcení potěžebních zbytků, přípravu technických linek a půdy pro výsadbu stromů (obr.1),[1].



Obrázek 1 – Mulčovátor [1]

3.1.2. Zemní vrták

Tento druh vrtáku je určen pro hloubení děr za účelem usazení sloupů a stožárů elektrického vedení, pouličních lamp a dalších různých konstrukcí. Tyto frézy mohou být ruční, bez mechanického pohonu nebo samohybné se spalovacím motorem. Dalším typem je zemní fréza s tříbodovým systémem pro zapřažení za tažné vozidlo (obr.2),[2].



Obrázek 2 - Zemní vrták [2]

3.1.3. Frézy na pařezy

Fréza je řešena jako přídatné zařízení za traktor (s výkonem od 30 kW). Kotouč frézy je poháněn náhonovým hřídelem traktoru. Kotouč frézy, na kterém je umístěno 18 speciálně zakřiveným nožů, je základem vysokého výkonu frézy (obr.3),[3].



Obrázek 3 - Fréza na pařezy [3]

3.1.4. Rýhovací fréza

Slouží pro usnadnění a urychlení výkopových prací při realizaci polní závlahy, pokládku kabelových a telefonních vedení, vinohradnictví a ostatních zemních prací, kde je zapotřebí vyhloubit drážku v zemi. Může být, jak ruční se spalovacím motorem, tak s možností upevnění za traktor s řetězem nebo kotoučem (obr.4).



Obrázek 4 - Rýhovací fréza na pokládku drenáže [4]

3.2. Vlastní konstrukční řešení daného tématu

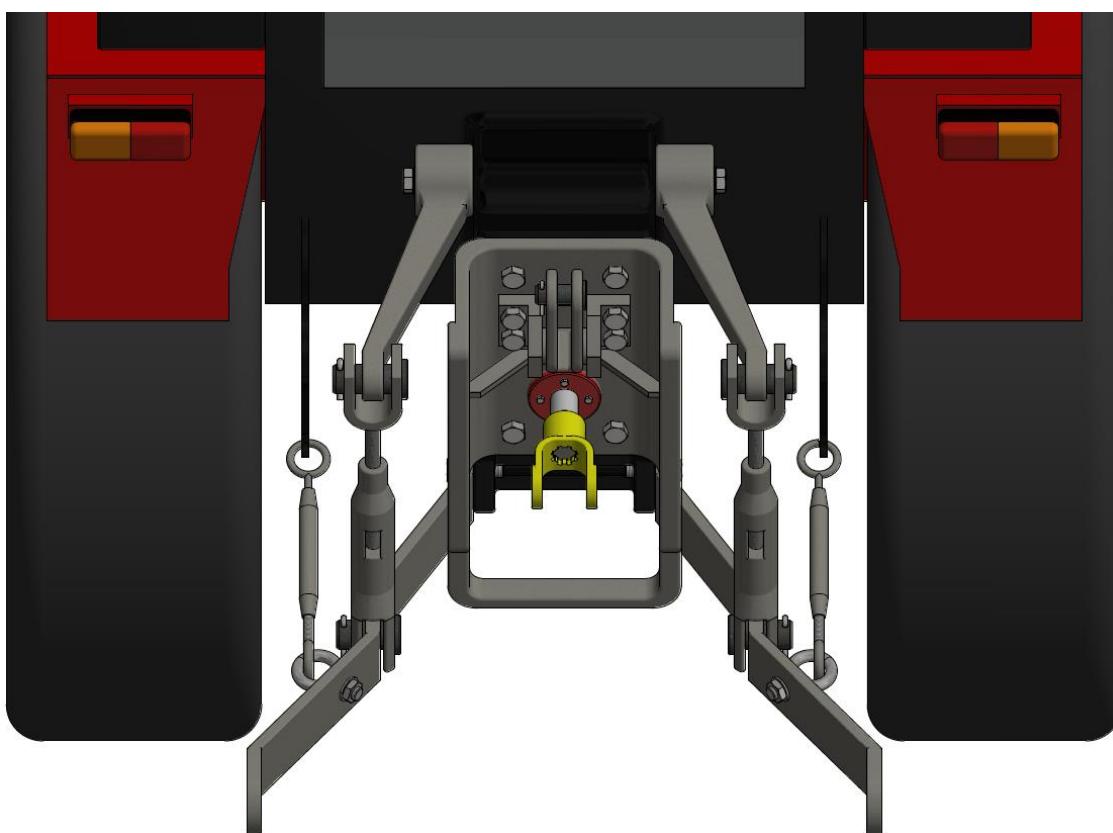
Podstatou je návrh integrovaných mechanických převodů uložených v převodové skříni s možností redukce výstupních otáček dle potřeby. Dále řetězový převod a pojistný člen zabráňující poškození mechanismu a újmy na zdraví obsluhy. To vše uloženo na svařovaném rámu neboli konstrukci zemní frézy.

3.2.1. Systém zapojení za pracovní stroj

Pro návrh rýhovací zemní frézy bylo zvoleno řešení s třibodovým uchycením za traktor nebo na vidle bagru (obr.5,6). Je zapotřebí vycházet ze zadaných parametrů, tj. parametrů tažného zařízení běžně dostupného druhu traktoru, čímž je Zetor model 7245.



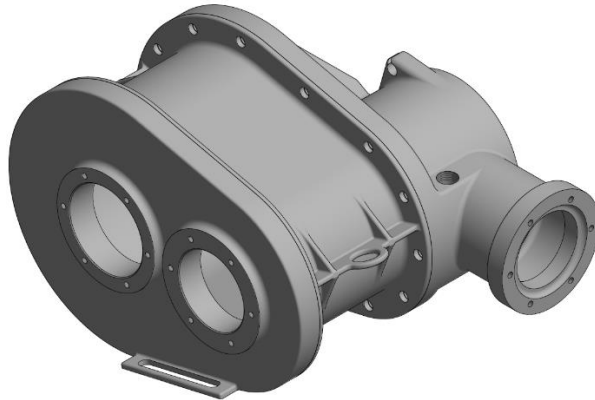
Obrázek 5 - Tažné zařízení - reálná konstrukce



Obrázek 6 - Tažné zařízení - počítačový model

3.2.2. Návrh převodové skříně

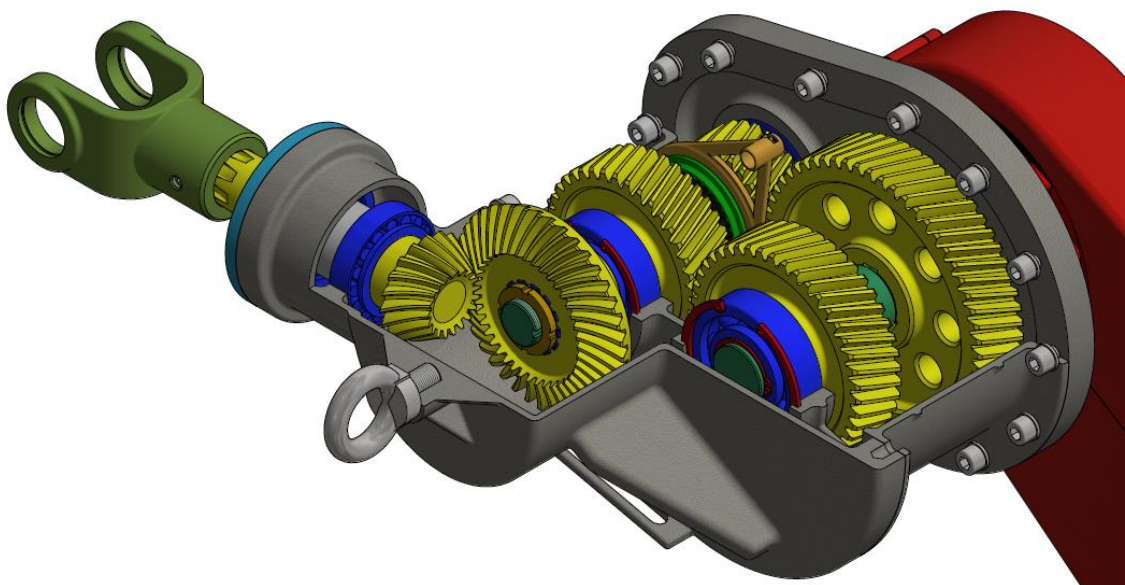
Návrh převodové skříně vychází z velikosti prostoru v rámu, v němž bude uložen, uspořádání soukolí a řazení, potřeby cirkulace oleje v ně skříně a hlavně rozměrové přesnosti a finanční náročností. Skříň bude zhotovena ze slitiny hliníku metodou lití do pískové formy (obr.7; příloha: 8,9).



Obrázek 7 - Náhled převodové skříně

3.2.3. Návrh mechanických převodů

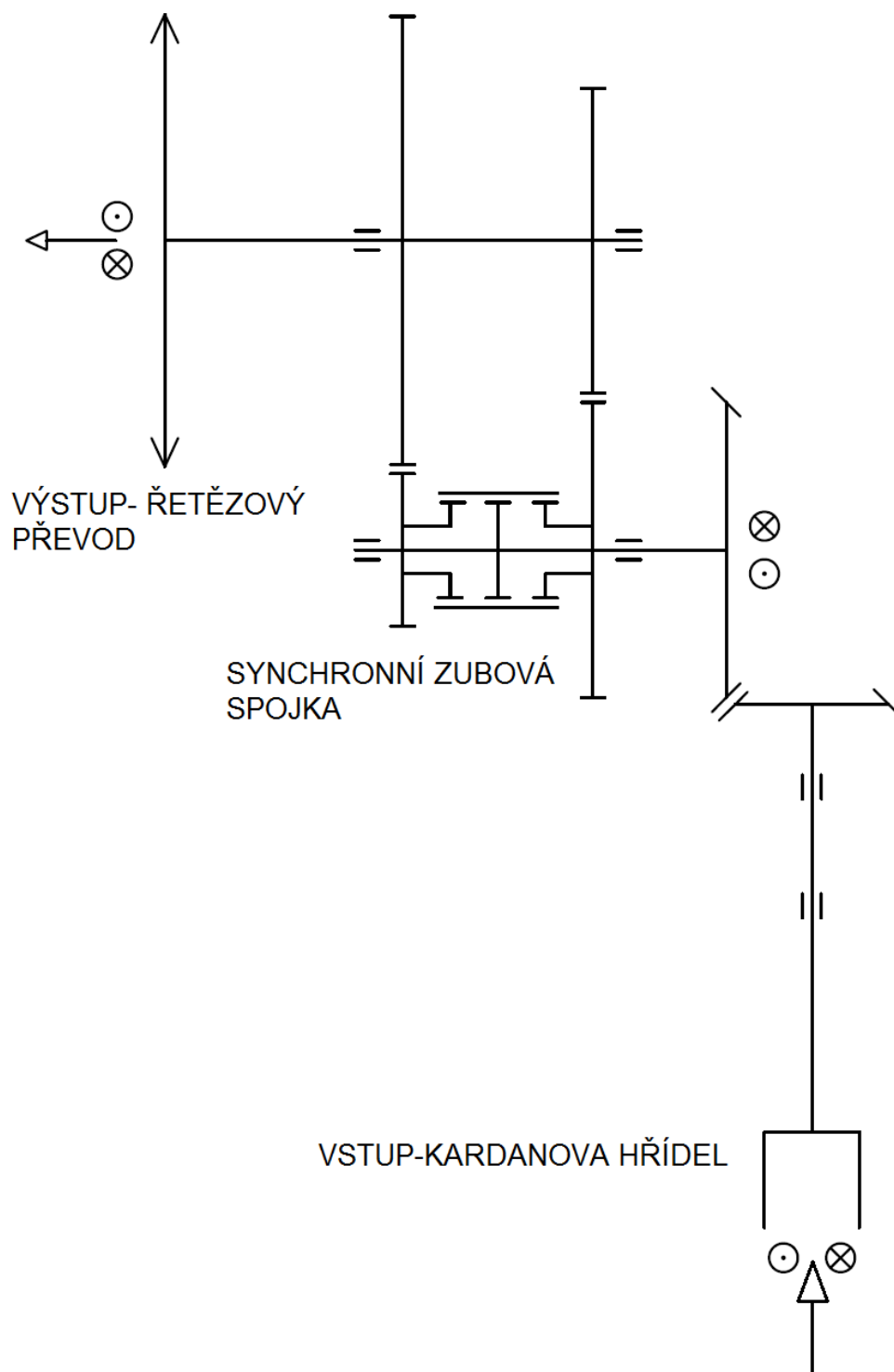
Hlavním prvkem je návrh integrovaného mechanického převodu s redukcí výstupních otáček. Požadavkem je dodržení životnosti a bezpečnosti součástí. Z konstrukčních důvodů bylo zvoleno soukolí s šikmým ozubením. Výpočet konstrukce převodu byl proveden ve výpočtové části (obr.8).



Obrázek 8 - Náhled sestavy převodovky

4. Výpočtová zpráva

4.1. Návrhové schéma převodovky



Obrázek 9 - Kinematické schéma převodovky

4.2. Zadané hodnoty

$$n_{Ax} = 2880 [\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}]; n_{Bz1} = 720 [\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}]; n_{Bz2} = 360 [\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}]$$

$$L_h = 8000 [\text{h}]; P = 15 [\text{kW}]$$

4.3. Výpočet a volba převodových poměrů:

$$i_{c1} = \frac{n_{Ax}}{n_{Bz}} = \frac{2880}{750} = 4; i_{c2} = \frac{n_{Ax}}{n_{Bz}} = \frac{2880}{360} = 8$$

$$i_{12} = 2.1; i_{231} = 1.13; i_{232} = 2.25; i_{\dot{r}} = 1.695$$

4.4. Přepočítání převodových poměrů, pro zvolené počty zubů:

Kuželové soukolí:

$$i = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = z_1 \cdot i = 19 \cdot 2.1 = 39.9 \cong 40 \text{ zubů}$$

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{19} = 2.105$$

První čelní soukolí:

$$i = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = z_1 \cdot i = 38 \cdot 1.13 = 42.94 \cong 43 \text{ zubů}$$

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{43}{38} = 1.132$$

Druhé čelní soukolí:

$$i = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = z_1 \cdot i = 25 \cdot 2.25 = 56.25 \cong 56 \text{ zubů}$$

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{56}{25} = 2.24$$

Řetězový převod:

$$i = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = z_1 \cdot i = 22 \cdot 1.695 = 37.29 \cong 37 \text{ zubů}$$

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{37}{22} = 1.682$$

4.5. Výpočet otáček na jednotlivých hřídelích:

$$n_{\text{vstup}} = 2880 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}\text{]}$$

$$n_2 = \frac{2880}{2.105} = 1368.17 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}\text{]}$$

$$n_{31} = \frac{1368.17}{1.132} = 1208.63 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}\text{]}$$

$$n_{32} = \frac{1368.17}{2.24} = 610.79 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}\text{]}$$

$$n_{\text{výstup1}} = \frac{1208.63}{1.682} = 718.57 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}\text{]}$$

$$n_{\text{výstup2}} = \frac{610.79}{1.682} = 363.13 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}\text{]}$$

4.6. Výpočet krouticích momentů na hřídelích:

$$M_{k \text{ vstup}} = \frac{P}{\omega} = \frac{15000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{2880}{60}} = 49,74 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$M_{k2} = \frac{P}{\omega} = \frac{15000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{1368.17}{60}} = 104.69 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$M_{k31} = \frac{P}{\omega} = \frac{15000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{1208.63}{60}} = 118.51 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$M_{k32} = \frac{P}{\omega} = \frac{15000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{610.79}{60}} = 234.52 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$M_{\text{výstup1}} = \frac{P}{\omega} = \frac{15000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{718.57}{60}} = 199.34 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$M_{\text{kvýstup2}} = \frac{P}{\omega} = \frac{15000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{363.13}{60}} = 394.46 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

4.7. Návrh kuželového soukolí se šikmým ozubením:

Materiál kola 1.:

Materiál kola 2.:

zuby povrchově kalené po boku, nebroušené

15 241.4

14 220.9

$R_m = 980$ [MPa]

$R_m = 785$ [MPa]

$R_e = 850$ [MPa]

$R_e = 588$ [MPa]

$\sigma_{Hlim} = 1160$ [MPa]

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

$\sigma_{Flim} = 705$ [MPa]

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

Zvolené a vstupní hodnoty:

$i_{12} = 2.105$; $z_1 = 32$ zubů; $z_2 = 40$ zubů; $P = 15$ [kW]; $n = 2880$ [ot · min⁻¹];

$M_{k1} = 49.74$ [N · m]; $\alpha = 20^\circ$; $\beta = 20^\circ$; $b = 25$ [mm]

Výpočet úhlů roztečných kuželů:

$$\delta_1 = \arctg\left(\frac{z_1}{z_2}\right) = \arctg\left(\frac{19}{40}\right) = 25^\circ 41'$$

$$\varepsilon = \delta_1 + \delta_2 \Rightarrow \delta_2 = \varepsilon - \delta_1 = 90^\circ - 25^\circ 41' = 64^\circ 59'$$

Počet zubů virtuálního soukolí a virtuální převodový poměr:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos\delta_1} = \frac{19}{\cos 25.41^\circ} = 21.035 \text{ zubů}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos\delta_2} = \frac{40}{\cos 64.59^\circ} = 93.228 \text{ zubů}$$

$$u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = \frac{93.228}{21.035} = 4.432$$

Návrhový výpočet průměru roztečné kružnice pastorku:

Návrh modulu podle namáhání zubů na dotyk:

Součinitel vnějších dynamických sil:

$$K_A = 1.75 \text{ [-]} \quad (\text{str. 11; tab. 3.}) [7]$$

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů:

$$K_{H\beta} = 1.25 \text{ [-]} \quad (\text{str. 8; obr. 1.}) [7]$$

Součinitel přídatných zatížení:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_A = 1.75 \cdot 1.25 = 2.1875 [-]$$

Přípustné napětí v dotyku:

$$\sigma_{HP} = 0.8 \cdot \sigma_{Hlim1} = 0.8 \cdot 1160 = 928 \text{ [MPa]}$$

Součinitel pro šikmé zuby:

$$f_H = 690 \text{ [MPa]}$$

Poměrový koeficient šířky ozubení a středního průměru:

$$\psi_d = \frac{b_{wH}}{d_1} = \frac{\psi_L \cdot \sqrt{1 + i^2}}{2 - \psi_L} = \frac{0.23 \cdot \sqrt{1 + 2.105^2}}{2 - 0.23} = 0.3 [-]$$

Výpočet roztečného průměru pastorku uprostřed šířky zubu:

$$d_{m1} = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k1} \cdot (i + 1)}{\left(\frac{b_{wH}}{d_1}\right) \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot i}} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{2.1875 \cdot 49.739 \cdot (4.432 + 1)}{0.3 \cdot 928^2 \cdot 4.432}} = 55.35 \text{ mm}$$

Střední modul:

$$m_m = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{55.35}{19} = 2.913 \text{ mm}$$

Návrh modulu podle namáhání zubů na ohyb:

Součinitel přídatných zatížení:

$$K_F = K_H = K_{H\beta} \cdot K_A = 1.75 \cdot 1.25 = 2.1875 [-]$$

Pomocný součinitel:

$$f_F = 18 [-]$$

Poměrný koeficient:

$$\psi_m = \frac{b_{wF}}{m_m} = \frac{z_1 \cdot \psi_L \cdot \sqrt{1 + i^2}}{2 - \psi_L} = \frac{19 \cdot 0.23 \cdot \sqrt{1 + 2.105^2}}{2 - 0.23} = 5.8 [-]$$

Přípustné napětí v ohybu:

$$\sigma_{FP} = 0.6 \cdot \sigma_{Flim1} = 0.6 \cdot 705 = 423 \text{ [MPa]}$$

Výpočet předběžného normálového modulu:

$$m_{mn} = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{k1}}{\left(\frac{b_{wF}}{m_n}\right) \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{2.1875 \cdot 49.736}{5.8 \cdot 19 \cdot 423}} = 2.388 \text{ [mm]}$$

Výpočet čelního modulu na vnějším kuželu:

$$m_e = m_m \cdot \left(1 + \frac{\psi_m}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}\right) = 2.913 \cdot \left(1 + \frac{5.8}{\sqrt{19^2 + 40^2}}\right) = 3.295 \text{ [mm]}$$

Podle předběžného výpočtu modulů, volím hodnotu čelního modulu **3.5 [mm]**.

Výpočet základních rozměrů kuželových kol:

Šířka ozubení:

$$b_w = m_m \cdot \psi_m = 3.295 \cdot 5.8 = 19.1 \text{ [mm]}$$

Předběžně volím šířku ozubení $b = 30 \text{ mm}$

Vnější roztečný průměr:

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 3.5 \cdot 19 = 66.5 \text{ [mm]}$$

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 3.5 \cdot 40 = 140 \text{ [mm]}$$

Průměr hlavové kružnice:

$$d_{a1} = d_{e1} + 2 \cdot h_a \cdot \cos\delta_1 = 66.5 + 2 \cdot 3.5 \cdot \cos 25.41^\circ = 72.823 \text{ [mm]}$$

$$d_{a2} = d_{e2} + 2 \cdot h_a \cdot \cos\delta_2 = 140 + 2 \cdot 3.5 \cdot \cos 64.59^\circ = 143.004 \text{ [mm]}$$

Průměr patní kružnice:

$$d_{f1} = d_{e1} - 2 \cdot m_e \cdot 1.2 \cdot \cos\delta_1 = 66.5 - 2 \cdot 4.2 \cdot \cos 25.41^\circ = 58.126 \text{ [mm]}$$

$$d_{f2} = d_{e2} - 2 \cdot m_e \cdot 1.2 \cdot \cos\delta_2 = 140 - 2 \cdot 4.2 \cdot \cos 64.59^\circ = 136.396 \text{ [mm]}$$

Střední průměr roztečné kružnice:

$$d_{m1} = d_{e1} - b \cdot \sin\delta_1 = 66.5 - 30 \cdot \sin 25.41^\circ = 53.627 \text{ [mm]}$$

$$d_{m2} = d_{e2} - b \cdot \sin\delta_2 = 140 - 30 \cdot \sin 64.59^\circ = 112.902 \text{ [mm]}$$

Základní průměr:

$$d_{b1} = d_{e1} \cdot \cos \alpha = 66.5 \cdot \cos 20^\circ = 62.49 \text{ [mm]}$$

$$d_{b2} = d_{e2} \cdot \cos \alpha = 140 \cdot \cos 20^\circ = 131.557 \text{ [mm]}$$

Tečný modul na střední šířce zubu:

$$m_{mt} = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{53.627}{19} = 2.822 \text{ [mm]}$$

Normálový modul na středním kuželi:

$$m_{mn} = m_{mt} \cdot \cos\beta_m = 2.822 \cdot \cos 20^\circ = 2.652 \text{ [mm]}$$

Úhel záběru:

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}\alpha_n}{\cos\beta_m}\right) = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}20^\circ}{\cos 20^\circ}\right) = 21^\circ 17'$$

Rozměry virtuálního soukolí:

Virtuální střední průměr roztečné kružnice:

$$d_{nm1} = \frac{d_{m1}}{\cos\delta_1} = \frac{53.627}{\cos 25.41^\circ} = 58.202 \text{ [mm]}$$

$$d_{nm2} = \frac{d_{m2}}{\cos\delta_2} = \frac{112.902}{\cos 64.59^\circ} = 213.838 \text{ [mm]}$$

Virtuální průměr hlavové kružnice:

$$d_{nma1} = d_{nm1} + 2 \cdot h_a = 58.202 + 2 \cdot 3.5 = 65.202 \text{ [mm]}$$

$$d_{nma2} = d_{nm2} + 2 \cdot h_a = 213.838 + 2 \cdot 3.5 = 220.838 \text{ [mm]}$$

Virtuální základní průměr:

$$d_{nmb1} = d_{nm1} \cdot \cos \alpha_t = 58.202 \cdot \cos 21.17^\circ = 55.014 \text{ [mm]}$$

$$d_{nmb2} = d_{nm2} \cdot \cos \alpha_t = 213.838 \cdot \cos 21.17^\circ = 202.123 \text{ [mm]}$$

Virtuální osová vzdálenost:

$$a_n = \frac{1}{2} \cdot (d_{nmb1} + d_{nmb2}) = \frac{1}{2} \cdot (55.014 + 202.123) = 128.569 \text{ [mm]}$$

Rozteč zubů

$$p_{bmt} = \pi \cdot m_{mt} \cdot \cos \alpha_t = \pi \cdot 2.822 \cdot \cos 21.17^\circ = 8.27 \text{ [mm]}$$

Součinitel trvání záběru:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{d_{nma1}^2 - d_{nmb1}^2} + \sqrt{d_{nma2}^2 - d_{nmb2}^2} - 2 \cdot a_v \cdot \sin \alpha_t}{2 \cdot p_{bt}}$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{65.202^2 - 55.014^2} + \sqrt{220.838^2 - 202.123^2} - 2 \cdot 128.569 \cdot \sin 21.17}{16.53}$$

$$\varepsilon_{\alpha} = 1.882$$

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta_m}{\pi \cdot m_{mt}} = \frac{30 \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ}}{\pi \cdot 2.822} = 1.2316$$

$$\varepsilon = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} = 2.049 + 0.992 = 3.1136$$

Součinitel záběru není celočíselný, z toho důvodu, volím šířku ozubení 27.23 mm

Přepočet součinitele trvání záběru:

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta_m}{p_{mt}} = \frac{27.23 \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ}}{8.866} = 1.118 \Rightarrow \varepsilon = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} = 1.882 + 1.118 = 3$$

Výpočet silových poměrů na kuželovém soukolí:

$$F_{t2} = F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 49740}{53.627} = 1855 \text{ [N]}$$

$$F_{\delta 1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_m} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{1855}{\cos 20^{\circ}} \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ} = 720 \text{ [N]}$$

$$F_{a1} = F_{\delta 1} \cdot \sin \delta_1 + F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \delta_1 = 720 \cdot \sin 25.41^{\circ} + 675 \cdot \cos 25.41^{\circ} = 920 \text{ [N]}$$

$$F_{a2} = F_{\delta 1} \cdot \cos \delta_1 - F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \sin \delta_1 = 720 \cdot \cos 25.41^{\circ} - 675 \cdot \sin 25.41^{\circ} = 361 \text{ [N]}$$

$$F_{r1} = F_{a2}; F_{r2} = F_{a1}$$

Kontrola z hlediska únavy v dotyku:

Součinitel mechanických vlastností materiálu: $Z_E = 190 \text{ [MPa]}$ (str. 13; tab. 10.) [7]

Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů: $Z_H = 2.37 [-]$ (str. 18; obr. 2.) [7]

Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů:

$$Z_{\varepsilon V} = 0.7 [-] \text{ (str. 19; obr. 3.) [7]}$$

Součinitel výchozí drsnosti boků zubů (před záběhem): $Z_R = 0.85 [-]$ (str. 15) [7]

Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů: $S_{Hmin} = 1.3 [-]$ (str. 15) [7]

Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů:

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\varepsilon V} \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_{wH} \cdot d_1} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}} = 190 \cdot 2.37 \cdot 0.7 \cdot \sqrt{\frac{1855}{53.627 \cdot 30} \cdot \frac{4.432 + 1}{4.432}}$$

$$\sigma_{HO} = 428 \text{ [MPa]}$$

Napětí v dotyku:

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 428 \cdot \sqrt{2.1878} = 633 \text{ [MPa]}$$

Přípustné napětí v dotyku:

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{Hlim2} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1270 \cdot 0.85}{1.3} = 830.38 \text{ [MPa]}$$

Kontrola: $\sigma_H < \sigma_{HP1} \Rightarrow 633 < 758$ **Vyhovuje!**

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení:

Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení F_{t1} :

$$\sigma_{HPmax1} = 4 \cdot V_{HV} = 4.600 = 2400 \text{ [MPa]}; \quad \sigma_{HPmax2} = 4.650 = 2600 \text{ [MPa]}$$

Největší napětí v dotyku vzniklé působením síly F_{t1} :

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_{AS} \cdot K_H}{F_t}} \leq \sigma_{HPmax} \quad K_{AS} = 3 \text{ (odhaduje se dle zkušeností)}$$

$$\sigma_{Hmax} = 428 \cdot \sqrt{3 \cdot 2.1878} = 1097 \text{ [MPa]}$$

Kontrola: $\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax} \Rightarrow 1097 < 2600$ **Vyhovuje!**

Kontrola z hlediska únavy v ohybu:

Součinitel sklonu zubu:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120} = 1 - 0.992 \cdot \frac{20}{120} = 0.83 [-]$$

$$Y_{\beta min} = 1 - 0.25 \cdot \varepsilon_\beta = 1 - 0.25 \cdot 0.992 = 0.75$$

$$Y_\beta \geq Y_{\beta min} \Rightarrow 0.83 > 0.75$$

Součinitel vlivu záběru profilu:

$$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}} = \frac{1}{1.97} = 0.51 [-]$$

Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků

zubů: $S_{Fmin} = 1.4 [-]$ (str. 16) [7]

Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí:

$$Y_{FS1} = 4.15; \quad Y_{FS2} = 3.65 \quad (\text{str. 21; obr. 6.}) [7]$$

Přípustné napětí v ohybu:

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flimb1}}{S_{Fmin}} = \frac{705}{1.4} = 504 \text{ [MPa]}; \quad \sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{Flimb2}}{S_{Fmin}} = \frac{700}{1.4} = 500 \text{ [MPa]}$$

Únava v ohybu:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{wF} \cdot m_m} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon v} \leq \sigma_{FP}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{1855}{30 \cdot 2.913} \cdot 2.1875 \cdot 4.15 \cdot 0.83 \cdot 0.51 = 82 \text{ MPa} < 504 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{1855}{30 \cdot 2.913} \cdot 2.1875 \cdot 3.65 \cdot 0.83 \cdot 0.51 = 72 \text{ MPa} < 500 \text{ MPa}$$

Vyhovuje!

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení:

Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení:

$$\sigma_{FPmax1} = 0.8 \cdot \sigma_{FSt} = 0.8 \cdot 2.5 \cdot \sigma_{Flimb1} = 0.8 \cdot 2.5 \cdot 705 = 1410 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{FPmax2} = 0.8 \cdot \sigma_{FSt} = 0.8 \cdot 2.5 \cdot \sigma_{Flimb2} = 0.8 \cdot 2.5 \cdot 700 = 1400 \text{ [MPa]}$$

Největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením síly F_{t1} :

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \frac{F_{t1} \cdot K_{SA}}{F_t} = 82 \cdot 3 = 246 \text{ MPa} < 1410 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \frac{F_{t2} \cdot K_{SA}}{F_t} = 72 \cdot 3 = 216 \text{ MPa} < 1400 \text{ MPa}$$

Navržené kuželové soukolí vyhovuje.

4.8. Čelní soukolí s šikmým ozubením, 1. rychlostní stupeň:

Materiál kola 1.:

Materiál kola 2.:

zuby povrchově kalené po boku, nebroušené

14 220.9

14 220.9

$R_m = 785$ [MPa]

$R_m = 785$ [MPa]

$R_e = 588$ [MPa]

$R_e = 588$ [MPa]

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

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

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

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

$f_H = 690$ [MPa]

$f_H = 690$ [MPa]

Zvolené a vstupní hodnoty:

$i_{12} = 1.13$; $z_1 = 38$ zubů; $z_2 = 43$ zubů; $P = 15$ [kW]; $n = 1368.17$ [ot · min⁻¹]

$M_k = 104.69$ [N · m]; $\alpha = 20^\circ$; $\beta = 20^\circ$

Návrhový výpočet průměru roztečné kružnice pastorku:

- určení vychází z namáhání zubů na dotyk.

Součinitel vnějších dynamických sil: $K_A = 1.75$ [-] (str. 11; tab. 3.) [7]

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů: $K_{H\beta} = 1.6$ [-] (str. 8; obr. 1.) [7]

Součinitel přídatných zatížení: $K_H = K_{H\beta} \cdot K_A = 1.75 \cdot 1.6 = 3.35$ [-]

Přípustné napětí v dotyku: $\sigma_{HP} = 0.8 \cdot \sigma_{Hlim1} = 0.8 \cdot 1270 = 1016$ [MPa]

Poměrový koeficient: $\Psi_d = b_{wH}/d_1 = 0.3$ [-] (str. 12; tab. 8.) [7]

Výpočet roztečného průměru pastorku uprostřed šířky zubu:

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k1} \cdot (i + 1)}{\left(\frac{b_{wH}}{d_1}\right) \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot i}} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{3.35 \cdot 104.69 \cdot (1.132 + 1)}{0.3 \cdot 1016^2 \cdot 1.132}} = 88.8198 \text{ [mm]}$$

Normálový modul:

$$m_n = \frac{d_1 \cdot \cos 20^\circ}{z_1} = \frac{88.8198 \cdot \cos 20^\circ}{38} = 2.196 \text{ mm volím 3 mm}$$

Šířka ozubení:

Přepočít roztečného průměru pastorku pro zvolený normálový modul

$$d_1 = \frac{m_m \cdot z_1}{\cos 20^\circ} = \frac{3 \cdot 38}{\cos 20^\circ} = 121.316 \text{ mm}$$

Minimální šířka ozubení

$$b_w = d_1 \cdot \psi_d = 121.316 \cdot 0.3 = 36.4 \text{ [mm]}$$

Předběžně volím šířku ozubení $b = 37 \text{ mm}$

Výpočet tečného modulu:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{3}{\cos 20^\circ} = 3.19 \text{ mm}$$

Teoretická osová vzdálenost:

$$a = \frac{d_2 + d_1}{2} = \frac{m_t}{2} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{3.19}{2} \cdot (38 + 43) = 129.195 \text{ [mm]}$$

Pracovní osovou vzdálenost volím $a_w = 130 \text{ mm}$

Výpočet úhlu sklonu zubů pro dosažení osové vzdálenosti:

$$\beta = \arccos \left[\frac{m_n}{2 \cdot a} \cdot (z_1 + z_2) \right] = \arccos \left[\frac{3}{2 \cdot 130} \cdot (38 + 43) \right] = 20^\circ 49' 5''$$

Přepočít tečného modulu:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{3}{\cos 20.834^\circ} = 3.2099 \text{ mm}$$

Výpočet základních rozměrů čelních kol:

Záběrový úhel v čelní rovině:

$$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 20.834^\circ} = 21.28^\circ$$

Rozteč zubů v čelní rovině:

$$p_t = \pi \cdot m_t = \pi \cdot 3.2099 = 10.08 \text{ [mm]}$$

Základní rozteč zubů v čelní rovině:

$$p_{tb} = p_t \cdot \cos \alpha_t = 10.08 \cdot \cos 21.28^\circ = 9.4 \text{ [mm]}$$

Roztečný průměr:

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos\beta} = \frac{3 \cdot 38}{\cos 20.834^\circ} = 121.975 \text{ [mm]}$$

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos\beta} = \frac{3 \cdot 43}{\cos 20.834^\circ} = 138.025 \text{ [mm]}$$

Průměr hlavové kružnice:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a = 121.975 + 2 \cdot 3 = 127.975 \text{ [mm]}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a = 138.025 + 2 \cdot 3 = 144.025 \text{ [mm]}$$

Základní průměr:

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos\alpha_t = 121.975 \cdot \cos 21.28^\circ = 113.658 \text{ [mm]}$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos\alpha_t = 138.025 \cdot \cos 21.28^\circ = 128.614 \text{ [mm]}$$

Součinitel trvání záběru:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2 \cdot a \cdot \sin \alpha_t}{2 \cdot p_{bt}}$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{127.975^2 - 113.658^2} + \sqrt{144.025^2 - 128.614^2} - 2 \cdot 130 \cdot \sin 21.28^\circ}{2 \cdot 9.4}$$

$$\varepsilon_\alpha = 1.5573$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg}\beta_b}{p_t} = \frac{37 \cdot \operatorname{tg} 20.834^\circ}{10.08} = 1.3968$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1.5573 + 1.3968 = 2.9541 \Rightarrow \text{střídání dvojic, vibrace}$$

Součinitel záběru není celočíselný, z toho důvodu, volím šířku ozubení 38.3 mm

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg}\beta_m}{p_m} = \frac{38.3 \cdot \operatorname{tg} 20.834^\circ}{10.08} = 1.4459$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1.5573 + 1.4459 = 3.003$$

Výpočet silových poměrů na čelním soukolí:

Obvodová síla:

$$F_{t1,2} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 104690}{121,975} \cong 1717 [\text{N}]$$

Axiální síla:

$$F_{A1,2} = F_{t1,2} \cdot \operatorname{tg} \beta = 1717 \cdot \operatorname{tg} 20,834^\circ \cong 653 [\text{N}]$$

Radiální síla:

$$F_{R1,2} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{1717}{\cos 20,834^\circ} \cdot \operatorname{tg} 21,28^\circ \cong 716 [\text{N}]$$

Kontrola z hlediska únavy v dotyku:

Součinitel mechanických vlastností materiálu:

$$Z_E = 190 [\text{MPa}] \text{ (str. 13; tab. 10.) [7]}$$

Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů:

$$Z_H = 2,35 [-] \text{ (str. 18; obr. 2.) [7]}$$

Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů:

$$Z_{\varepsilon V} = 0,78 [-] \text{ (str. 19; obr. 3.) [7]}$$

Součinitel výchozí drsnosti boků zubů (před záběhem):

$$Z_R = 0,85 [-] \text{ (str. 15) [7]}$$

Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů: $S_{H\min} = 1,3 [-]$ (str. 15) [7]

Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů:

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\varepsilon V} \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_{wH} \cdot d_1} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}} = 190 \cdot 2,35 \cdot 0,78 \cdot \sqrt{\frac{1717}{121,975 \cdot 38,3} \cdot \frac{2,132}{1,132}}$$

$$\sigma_{HO} = 289,76 [\text{MPa}]$$

Napětí v dotyku:

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 289,76 \cdot \sqrt{3,35} = 530,35 [\text{MPa}]$$

Připustné napětí v dotyku:

$$\sigma_{HP1} = \sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{Hlim1,2} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1270 \cdot 0.85}{1.3} = 830.38 \text{ [MPa]}$$

Kontrola: $\sigma_H < \sigma_{HP1,2} \Rightarrow 530.35 < 830$ Vyhovuje!

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení:

Připustné napětí v dotyku při největším zatížení F_{t1} :

$$\sigma_{HPmax1,2} = 4 \cdot V_{HV} = 4.650 = 2600 \text{ [MPa]}$$

Největší napětí v dotyku vzniklé působením síly F_{t1} :

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_{AS} \cdot K_H}{F_t}} \leq \sigma_{HPmax} \quad K_{AS} = 3 \text{ (odhaduje se dle zkušeností)}$$

$$\sigma_{Hmax} = 289.76 \cdot \sqrt{3 \cdot 3.35} = 919 \text{ [MPa]}$$

Kontrola: $\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax} \Rightarrow 919 < 2600$ Vyhovuje!

Kontrola z hlediska únavy v ohybu:

Součinitel sklonu zubu:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120} = 1 - 1.4459 \cdot \frac{20.834}{120} = 0.75 \text{ [-]}$$

$$Y_{\beta min} = 1 - 0.25 \cdot \varepsilon_\beta = 1 - 0.25 \cdot 1.4459 = 0.64 < 0.75$$

$$Y_\beta \geq Y_{\beta min} \Rightarrow 0.75 = 0.75$$

Součinitel vlivu záběru profilu:

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1.5573} = 0.64 \text{ [-]}$$

Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků

zubů: $S_{Fmin} = 1.4 \text{ [-]}$ (str. 16) [7]

Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí:

$$Y_{FS1} = 3.65 \quad Y_{FS2} = 3.65 \quad \text{(str. 21; obr. 6.) [7]}$$

Přípustné napětí v ohybu:

$$\sigma_{FP1} = \sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{Flimb1}}{S_{Fmin}} = \frac{700}{1.4} = 500 \text{ [MPa]}$$

Únava v ohybu:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{wF} \cdot m_m} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_{\varepsilon v} \leq \sigma_{FP}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{1717}{38.3 \cdot 3} \cdot 3.35 \cdot 3.65 \cdot 0.75 \cdot 0.64 = 88 \text{ MPa} < 500 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{1717}{38.3 \cdot 3} \cdot 3.35 \cdot 3.65 \cdot 0.75 \cdot 0.64 = 88 \text{ MPa} < 500 \text{ MPa}$$

Vyhovuje!

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení:

Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení:

$$\sigma_{FPmax1} = \sigma_{FPmax2} = 0.8 \cdot \sigma_{FSt} = 0.8 \cdot 2.5 \cdot \sigma_{Flimb1} = 0.8 \cdot 2.5 \cdot 700 = 1400 \text{ [MPa]}$$

Největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením síly F_{t1} :

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \frac{F_{t1} \cdot K_{SA}}{F_t} = 88 \cdot 3 = 264 \text{ MPa} < 1400 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \frac{F_{t2} \cdot K_{SA}}{F_t} = 88 \cdot 3 = 264 \text{ MPa} < 1400 \text{ MPa}$$

Navržené čelní soukolí vyhovuje.

4.9. Čelní soukolí s šikmými ozubením, 2. rychlostní stupeň:

Materiál kola 1.:

Materiál kola 2.:

zuby povrchově kalené po boku, nebroušené

14 220

12 051

$R_m = 785$ [MPa]

$R_m = 640$ [MPa]

$R_e = 588$ [MPa]

$R_e = 390$ [MPa]

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

$\sigma_{Hlim} = 1140$ [MPa]

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

$\sigma_{Flim} = 390$ [MPa]

$f_H = 690$ [MPa]

$f_H = 690$ [MPa]

Zvolené a vstupní hodnoty:

$i_{12} = 2.24$; $z_1 = 25$ zubů; $z_2 = 56$ zubů; $P = 15$ [kW]; $n = 1368.17$ [ot · min⁻¹]

$M_k = 104.69$ [N · m]; $\alpha = 20^\circ$; $\beta = 20^\circ$

Návrhový výpočet průměru roztečné kružnice pastorku:

- určení vychází z namáhání zubů na dotyk.

Součinitel vnějších dynamických sil: $K_A = 1.75$ [-] (str. 11; tab. 3.) [7]

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů: $K_{H\beta} = 1.6$ [-] (str. 8; obr. 1.) [7]

Součinitel přidavných zatížení: $K_H = K_{H\beta} \cdot K_A = 1.75 \cdot 1.6 = 3.35$ [-]

Přípustné napětí v dotyku: $\sigma_{HP} = 0.8 \cdot \sigma_{Hlim1} = 0.8 \cdot 1270 = 1016$ [MPa]

Poměrový koeficient: $\Psi_d = b_{wH}/d_1 = 0.4$ [-] (str. 12; tab. 8.) [7]

Výpočet roztečného průměru pastorku uprostřed šířky zubu:

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k1} \cdot (i + 1)}{\left(\frac{b_{wH}}{d_1}\right) \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot i}} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{3.35 \cdot 104.69 \cdot (2.24 + 1)}{0.4 \cdot 912^2 \cdot 2.24}} = 79.42 \text{ [mm]}$$

Normálový modul:

$$m_n = \frac{d_1 \cdot \cos 20^\circ}{z_1} = \frac{79.42 \cdot \cos 20^\circ}{25} = 2.985 \text{ mm volím 3 mm}$$

Šířka ozubení:

Přepočítání roztečného průměru pastorku pro zvolený normálový modul

$$d_1 = \frac{m_m \cdot z_1}{\cos 20^\circ} = \frac{3 \cdot 25}{\cos 20^\circ} = 79.813 \text{ mm}$$

Minimální šířka ozubení

$$b_w = d_1 \cdot \psi_d = 79.813 \cdot 0.4 = 31.92 \text{ [mm]}$$

Předběžně volím šířku ozubení $b = 32 \text{ mm}$

Výpočet tečného modulu:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{3}{\cos 20^\circ} = 3.192 \text{ mm}$$

Teoretická osová vzdálenost:

$$a = \frac{d_2 + d_1}{2} = \frac{m_t}{2} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{3.19}{2} \cdot (25 + 56) = 129.195 \text{ [mm]}$$

Pracovní osovou vzdálenost volím $a_w = 130 \text{ mm}$.

Výpočet úhlu sklonu zubů pro dosažení osové vzdálenosti:

$$\beta = \arccos \left[\frac{m_n}{2 \cdot a} \cdot (z_1 + z_2) \right] = \arccos \left[\frac{3}{2 \cdot 130} \cdot (25 + 56) \right] = 20^\circ 49' 5''$$

Přepočítání tečného modulu:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{3}{\cos 20.834^\circ} = 3.2099 \text{ mm}$$

Výpočet základních rozměrů čelních kol:

Záběrový úhel v čelní rovině:

$$\alpha_t = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \right) = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 20.834^\circ} \right) = 21^\circ 28'$$

Rozteč zubů v čelní rovině:

$$p_t = \pi \cdot m_t = \pi \cdot 3.2099 = 10.08 \text{ [mm]}$$

Základní rozteč v čelní rovině:

$$p_{tb} = p_t \cdot \cos \alpha_t = 10.08 \cdot \cos 21.28^\circ = 9.4 \text{ [mm]}$$

Roztečný průměr:

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos\beta} = \frac{3 \cdot 25}{\cos 20.834^\circ} = 80.247 \text{ [mm]}$$

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos\beta} = \frac{3 \cdot 56}{\cos 20.834^\circ} = 179.753 \text{ [mm]}$$

Průměr hlavové kružnice:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a = 80.247 + 2 \cdot 3 = 86.247 \text{ [mm]}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a = 179.753 + 2 \cdot 3 = 185.753 \text{ [mm]}$$

Základní průměr:

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos\alpha_t = 80.247 \cdot \cos 21.28^\circ = 74.776 \text{ [mm]}$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos\alpha_t = 179.753 \cdot \cos 21.28^\circ = 167.497 \text{ [mm]}$$

Součinitel trvání záběru:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2 \cdot a \cdot \sin \alpha_t}{2 \cdot p_{bt}}$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{86.247^2 - 74.776^2} + \sqrt{185.753^2 - 167.497^2} - 2 \cdot 130 \cdot \sin 21.28^\circ}{2 \cdot 9.4}$$

$$\varepsilon_\alpha = 1.5384$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg}\beta_m}{p_t} = \frac{32 \cdot \operatorname{tg} 20.834^\circ}{10.08} = 1.2081$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1.5384 + 1.2081 = 2.7465 \Rightarrow \text{střídání dvojic, vibrace}$$

Součinitel záběru není celočíselný, z toho důvodu, volím šířku ozubení 38.8 mm

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg}\beta_m}{p_t} = \frac{38.8 \cdot \operatorname{tg} 20.834^\circ}{10.08} = 1.4648$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1.5384 + 1.4648 = 3.003$$

Výpočet silových poměrů na čelním soukolí:

Obvodová síla:

$$F_{t1,2} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 104690}{80.247} = 2609 \text{ [N]}$$

Axiální síla:

$$F_{A1,2} = F_{t1,2} \cdot \operatorname{tg} \beta = 2609 \cdot \operatorname{tg} 20.834^\circ = 993 \text{ [N]}$$

Radiální síla:

$$F_{R1,2} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{2609}{\cos 20.834} \cdot \operatorname{tg} 21.28^\circ \cong 1087 \text{ [N]}$$

Kontrola z hlediska únavy v dotyku:

Součinitel mechanických vlastností materiálu: $Z_E = 190 \text{ [MPa]}$ (str. 13; tab. 10.) [7]

Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů: $Z_H = 2.35 \text{ [-]}$ (str. 18; obr. 2.) [7]

Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů:

$$Z_{\varepsilon V} = 0.76 \text{ [-]} \text{ (str. 19; obr. 3.) [7]}$$

Součinitel výchozí drsnosti boků zubů (před záběhem): $Z_R = 0.85 \text{ [-]}$ (str. 15) [7]

Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů: $S_{H\min} = 1.3 \text{ [-]}$ (str. 15) [7]

Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů:

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\varepsilon V} \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_{WH} \cdot d_1} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}} = 190 \cdot 2.35 \cdot 0.76 \cdot \sqrt{\frac{2609}{80.247 \cdot 36.3} \cdot \frac{3.24}{2.24}}$$

$$\sigma_{HO} = 373.59 \text{ [MPa]}$$

Napětí v dotyku:

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 373.59 \cdot \sqrt{3.35} = 684 \text{ [MPa]}$$

Připustné napětí v dotyku:

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlim1,2} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1270 \cdot 0.85}{1.3} = 830 [\text{MPa}]; \quad \sigma_{HP2} = \frac{1140 \cdot 0.85}{1.3} = 745 [\text{MPa}]$$

Kontrola: $\sigma_H < \sigma_{HP2} \Rightarrow 684 < 745$ Vyhovuje!

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení:

Připustné napětí v dotyku při největším zatížení F_{t1} :

$$\sigma_{HPmax1} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 650 = 2600 [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{HPmax2} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 600 = 2400 [\text{MPa}]$$

Největší napětí v dotyku vzniklé působením síly F_{t1} :

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_{AS} \cdot K_H}{F_t}} \leq \sigma_{HPmax} \quad K_{AS} = 3 \text{ (odhaduje se dle zkušeností)}$$

$$\sigma_{Hmax} = 373.59 \cdot \sqrt{3 \cdot 3.35} = 1184 [\text{MPa}]$$

Kontrola: $\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax} \Rightarrow 1184 < 2600$ Vyhovuje!

Kontrola z hlediska únavy v ohybu:

Součinitel sklonu zubu:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120} = 1 - 1.4648 \cdot \frac{20.834}{120} = 0.75 [-]$$

$$Y_{\beta min} = 1 - 0.25 \cdot \varepsilon_\beta = 1 - 0.25 \cdot 1.4648 = 0.63 < 0.75$$

$$Y_\beta \geq Y_{\beta min} \Rightarrow 0.75 = 0.75$$

Součinitel vlivu záběru profilu:

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1.5384} = 0.65 [-]$$

Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků

zubů: $S_{Fmin} = 1.4 [-]$ (str. 16) [7]

Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí:

$$Y_{FS1} = 3.72 \quad Y_{FS2} = 3.64 \quad (\text{str. 21; obr. 6.}) [7]$$

Přípustné napětí v ohybu:

$$\sigma_{FP1} = \sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{Flimb1}}{S_{Fmin}} = \frac{700}{1.4} = 500 \text{ [MPa]}$$

Únava v ohybu:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{wF} \cdot m_m} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_{ev} \leq \sigma_{FP}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{2609}{38.8 \cdot 3} \cdot 3.35 \cdot 3.72 \cdot 0.75 \cdot 0.65 = 136 \text{ MPa} < 500 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2609}{38.8 \cdot 3} \cdot 3.35 \cdot 3.64 \cdot 0.75 \cdot 0.65 = 133 \text{ MPa} < 500 \text{ MPa}$$

Vyhovuje!

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení:

Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení:

$$\sigma_{FPmax1} = \sigma_{FPmax2} = 0.8 \cdot \sigma_{FSt} = 0.8 \cdot 2.5 \cdot \sigma_{Flimb1} = 0.8 \cdot 2.5 \cdot 700 = 1400 \text{ [MPa]}$$

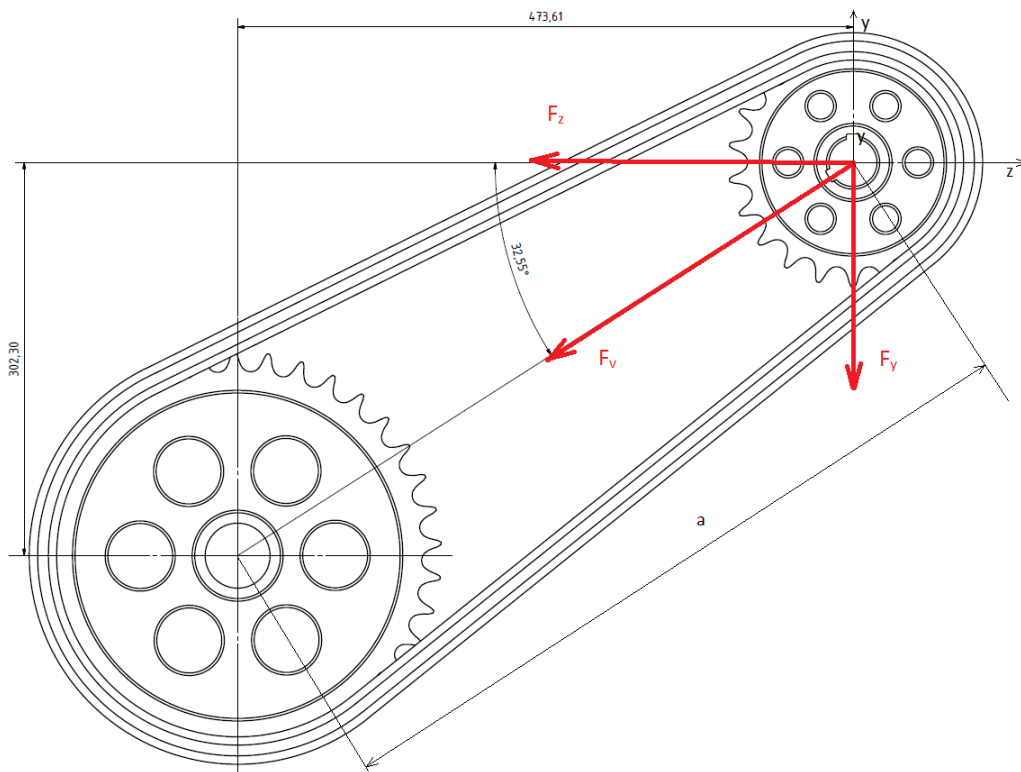
Největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením síly F_{t1} :

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \frac{F_{t1} \cdot K_{SA}}{F_t} = 136 \cdot 3 = 408 \text{ MPa} < 1400 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \frac{F_{t2} \cdot K_{SA}}{F_t} = 133 \cdot 3 = 399 \text{ MPa} < 1400 \text{ MPa}$$

Navržené čelní soukolí vyhovuje.

4.10. Návrh řetězového převodu:



Obrázek 10 - Schéma řetězového převodu

Zvolené a vstupní hodnoty:

$i_{12} = 1.682$; $z_1 = 22$ zubů, $z_2 = 37$ zubů; $P = 15$ [kW]; $M_{k1} = 118.51$ [N · m];

$M_{k2} = 234.52$ [N · m]; $n_1 = 1208.63$ [ot · min⁻¹]; $n_2 = 610.79$ [ot · min⁻¹];

$a = 562$ [mm]

Podle výkonu a vstupních otáček řetězového kola volím řetěz 16 B dle ČSN 02 3311

o hodnotách:

Rozteč článků $p = 25.4$ [mm], vnitřní šířka článku $b_{1min} = 17.02$ [mm],

průměr válečku $d_{1h10} = 15.88$ [mm], výška článku $g_{max} = 21.08$ [mm],

minimální pevnost $F_p = 58$ [kN], jednotková hmotnost $m = 2,75$ [kg·m⁻¹]

Výpočet počtu článků řetězu:

$$j = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{p}{a} \cdot \left(\frac{(z_2 - z_1)^2}{2 \cdot \pi^2} \right) + \frac{2 \cdot a}{p} = \frac{22 + 37}{2} + \frac{25,4}{562} \cdot \left(\frac{(37 - 22)^2}{2 \cdot \pi^2} \right) + \frac{2 \cdot 562}{25,4}$$

$j = 74.26$ článků

Volím sudý počet článků $j = 74$.

Podle goniometrie:

$$x = 473.61; y = 302.3$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{y}{x} = \frac{302.3}{473.61} \Rightarrow \alpha = 32^{\circ}33'$$

$$\cos 32.55^{\circ} = \frac{x}{a} = \frac{473.61}{a} \Rightarrow a = 562 \text{ mm}$$

Výpočet průměrů kol:

$$d_1 = \frac{p}{\sin\left(\frac{\pi}{z_1}\right)} = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{\pi}{22}\right)} = 178.478 [\text{mm}]$$

$$d_2 = \frac{p}{\sin\left(\frac{\pi}{z_2}\right)} = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{\pi}{37}\right)} = 299.507 [\text{mm}]$$

Výpočet úhlů opásání:

$$\sin \frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot a} \Rightarrow \sin \frac{\beta}{2} = 0.1077 \Rightarrow \beta = 0.2177$$

$$\alpha_1 = \pi - \beta = \pi - 0.2177 = 2.93; \quad \alpha_2 = \pi + \beta = \pi + 0.2177 = 3.36$$

Výpočet přibližné délky řetězu:

$$L = \frac{d_1}{2} \cdot \alpha_1 + \frac{d_2}{2} \cdot \alpha_2 + 2 \cdot a \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right)$$

$$L = \frac{178.478}{2} \cdot 2.93 + \frac{299.507}{2} \cdot 3.36 + 2 \cdot 557 \cdot \cos\left(\frac{0.2177}{2}\right) = 1878.6 [\text{mm}]$$

Počet zubů zabírajících s řetězem:

Doporučený minimální počet je $z_{\min} = 10$ zubů.

$$z_{R1} = \frac{r_1 \cdot \alpha_1}{p} = \frac{89.239 \cdot 2.93}{25.4} \cong 10.3 \text{ zubů} \quad z_{R1} > z_{\min}$$

$$z_{R2} = \frac{r_2 \cdot \alpha_2}{p} = \frac{149.7535 \cdot 3.36}{25.4} \cong 19.8 \text{ zubů} \quad z_{R2} > z_{\min}$$

V obou případech je podmínka splněna.

Výpočet obvodové síly v tažné větvi a součinitele bezpečnosti:

$$F_{v1} = \frac{M_{k1}}{r_1} = \frac{118510}{89.239} = 1328 \text{ [N]}$$

$$F_{v2} = \frac{M_{k2}}{r_1} = \frac{234520}{89.239} = 2628 \text{ [N]}$$

$$k_1 = \frac{F_p}{F_{v1}} = \frac{58000}{1328} = 44 > 7 \text{ vyhovuje}$$

$$k_2 = \frac{F_p}{F_{v1}} = \frac{58000}{2628} = 22 > 7 \text{ vyhovuje}$$

Výpočet obvodové rychlosti:

$$v_1 = \omega_1 \cdot r_1 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_1}{60} \cdot r_1 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{1208.63}{60} \cdot 0.089239 = 11.3 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$v_2 = \omega_2 \cdot r_1 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_2}{60} \cdot r_1 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{610.79}{60} \cdot 0.089239 = 5.7 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Obvodová rychlost pro 1. rychlostní stupeň $v_1 = 11.3 \frac{\text{m}}{\text{s}} > 7 \frac{\text{m}}{\text{s}} \Rightarrow$
výpočet odstředivé síly

Obvodová rychlost pro 2. rychlostní stupeň $v_2 = 5.7 \frac{\text{m}}{\text{s}} < 7 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Výpočet odstředivé:

$$F_{ct1} = q \cdot v_1^2 = 2,75 \cdot 11.3^2 = 351 \text{ [N]}$$

Výpočet celkové síly:

$$F_{c1} = F_{v1} + F_{ct1} = 1328 + 351 = 1679 \text{ [N]}$$

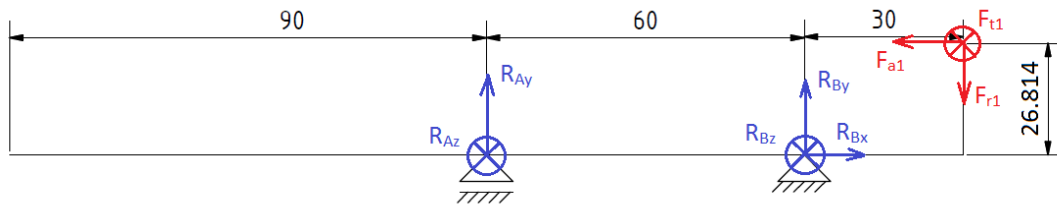
$$F_{c2} = F_{v2} = 2628 \text{ [N]}$$

Výpočet sil působících na hřídel pro sklon řetězu 33° :

$$F_{rz} = F_{v2} \cdot \cos 30^\circ = 2628 \cdot \cos 33^\circ = 2204 \text{ N}$$

$$F_{ry} = F_{v2} \cdot \sin 30^\circ = 2628 \cdot \sin 33^\circ = 1431 \text{ N}$$

4.11. Návrh vstupního hřídele:



Zadané hodnoty:

$$F_{t1} = 1855 \text{ [N]}, F_{r1} = 361 \text{ [N]}, F_{a1} = 920 \text{ [N]}, a = 60 \text{ [mm]}, b = 30 \text{ [mm]},$$

$$r = 26.814 \text{ [mm]}, M_{k \text{ vstup}} = 49.74 \text{ [N} \cdot \text{m]}, D_1 = 25 \text{ [mm]}, D_2 = 30 \text{ [mm]},$$

$$D_3 = 35 \text{ [mm]}, \text{mat.: } 11\ 500, \sigma_{D0} = 120 \text{ [MPa]}; \tau_{Dk} = 60 \text{ [MPa]}$$

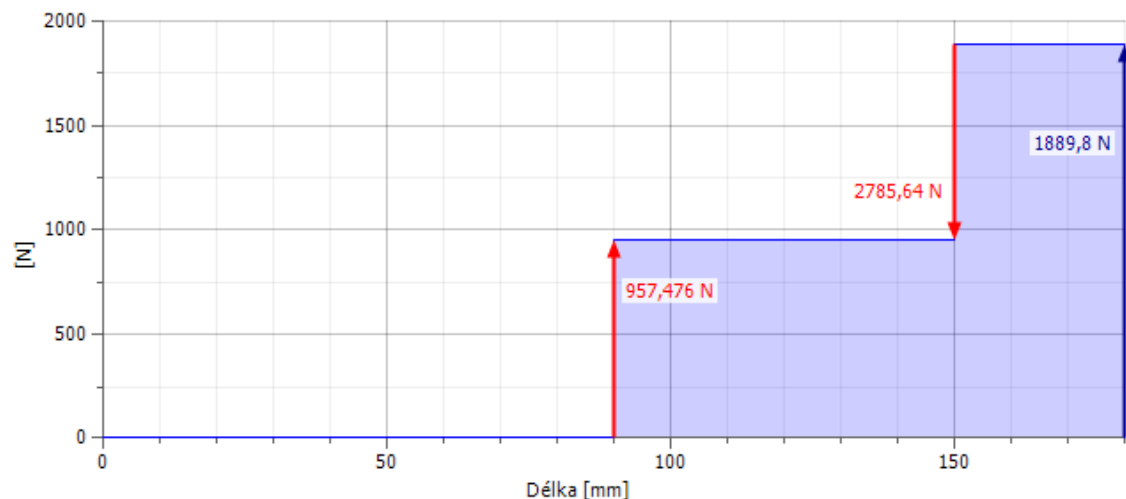
Rovnice rovnováhy:

- 1) $\vec{x}: R_{Bx} - F_{a1} = 0 \Rightarrow R_{Bx} = 920 \text{ N}$
- 2) $\uparrow y: R_{Ay} + R_{By} - F_{r1} = 0 \Rightarrow R_{Ay} = 237 \text{ N}$
- 3) $(\times) z: R_{Az} + R_{Bz} + F_{t1} = 0 \Rightarrow R_{Bz} = -2783 \text{ N}$
- 4) $(\times) M_B: R_{Az} \cdot 60 - F_{t1} \cdot 30 = 0 \Rightarrow R_{Az} = 928 \text{ N}$
- 5) $\uparrow \vec{M}_A: R_{By} \cdot 60 - F_{r1} \cdot 90 + F_{a1} \cdot 26.814 = 0 \Rightarrow R_{By} = 132 \text{ N}$

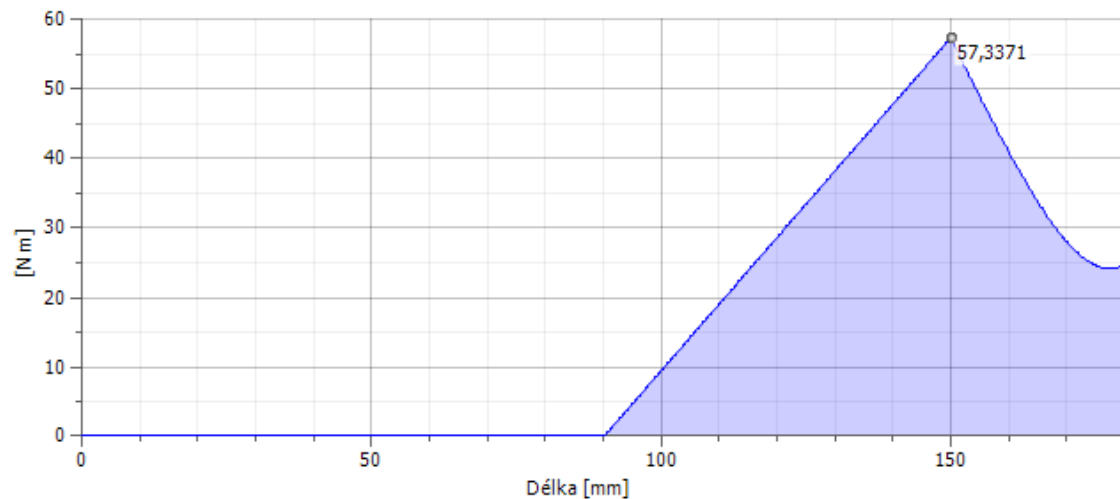
$$R_A = \sqrt{R_{Az}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{(928)^2 + (237)^2} = 957 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bz}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{(-2783)^2 + (132)^2} = 2786 \text{ N}$$

Celková smyková síla:

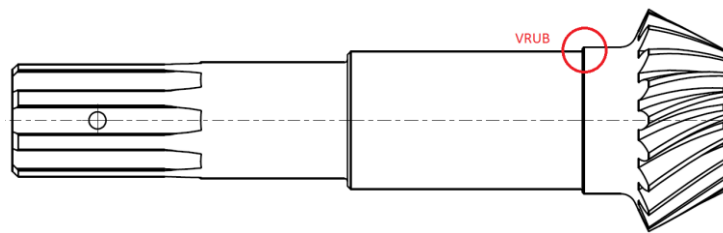


Celkový ohybový moment:



Grafy vygenerovány programem Autodesk Inventor Professional 2016

Určení průměru hřídele:



Obrázek 11 - Vstupní hřídel

Bachův opravný součinitel:

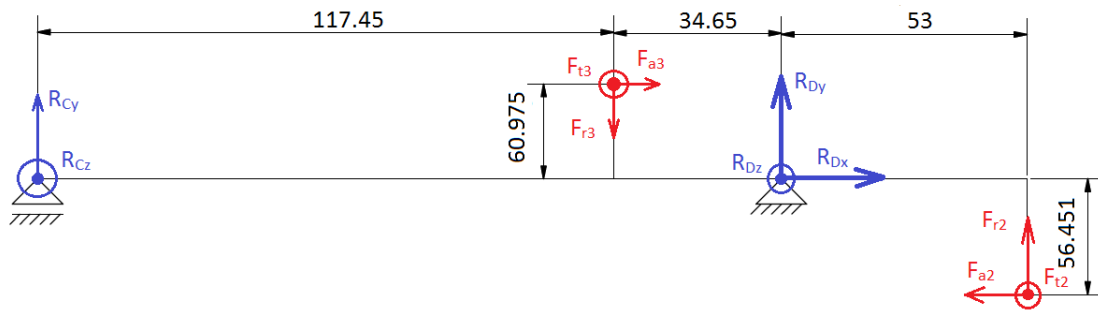
$$\alpha_B = \frac{\sigma_D}{\sqrt{3} \cdot \tau_D} = \frac{120}{\sqrt{3} \cdot 60} = 1.1547$$

Redukovaný ohybový moment:

$$M_{oRED} = \sqrt{M_o^2 + 0.75 \cdot (\alpha_B \cdot M_k)^2} = \sqrt{57^2 + 0.75 \cdot (1.1547 \cdot 49.74)^2} = 75.6 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{oRED}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 75600}{\pi \cdot 120}} = 18.58 \text{ [mm]} \text{ volím } 45 \text{ mm}$$

4.12. Návrh předlohového hřídele, 1. rychlostní stupeň:



Zadané hodnoty:

$F_{t2} = 1855$ [N], $F_{a2} = 920$ [N], $F_{r2} = 361$ [N], $F_{r3} = 716$ [N], $F_{t3} = 1717$ [N],
 $F_{a3} = 653$ [N], $a = 117.45$ [mm], $b = 34.65$ [mm], $c = 53$ [mm], $r_2 = 56.451$ [mm],
 $r_3 = 60.975$ [mm], $M_k = 104.69$ [N · m], $D_1 = 30$ [mm], $D_2 = 35$ [mm], mat.:
 11 500, $\sigma_{D0} = 120$ [MPa]; $\tau_{Dk} = 60$ [MPa]

Rovnice rovnováhy:

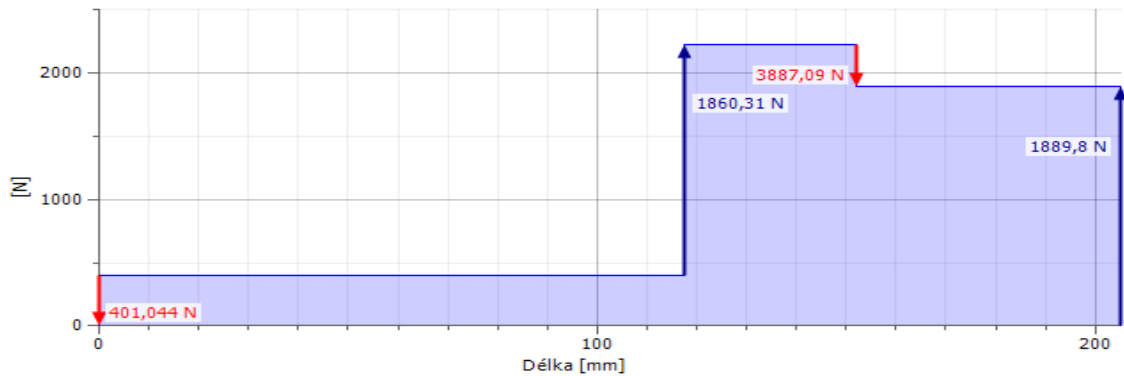
- 1) \vec{x} : $F_{a3} + R_{Dx} - F_{a2} = 0 \Rightarrow R_{Dx} = 267$ N
- 2) $\uparrow y$: $R_{Cy} + R_{Dy} - F_{r3} + F_{r2} = 0 \Rightarrow R_{Dy} = -680$ N
- 3) $(\cdot) z$: $R_{Cz} + R_{Dz} + F_{t3} + F_{t2} = 0 \Rightarrow R_{Cz} = 255$ N
- 4) $(\times) M_C$: $R_{Dz} \cdot 152.1 + F_{t3} \cdot 117.45 + F_{t2} \cdot 205.1 = 0 \Rightarrow R_{Dz} = -3827$ N
- 5) $\downarrow \overline{M}_D$: $-R_{Cy} \cdot 152.1 + F_{r3} \cdot 34.65 - F_{a3} \cdot 60.975 - F_{a2} \cdot 56.451 + F_{r2} \cdot 53 = 0$

$$(5) \Rightarrow R_{Cy} = -309 \text{ N}$$

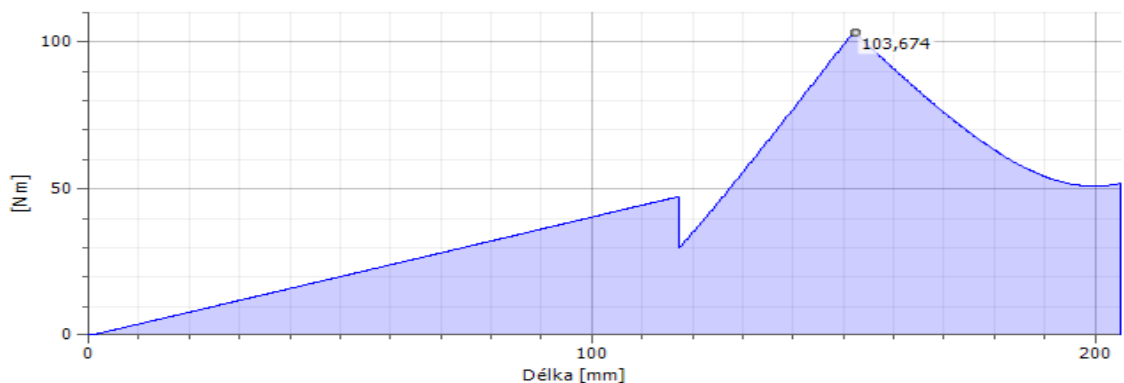
$$R_C = \sqrt{R_{Cz}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{(255)^2 + (-309)^2} = 401 \text{ N}$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dz}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{(-3827)^2 + (-680)^2} = 3887 \text{ N}$$

Celková smyková síla:

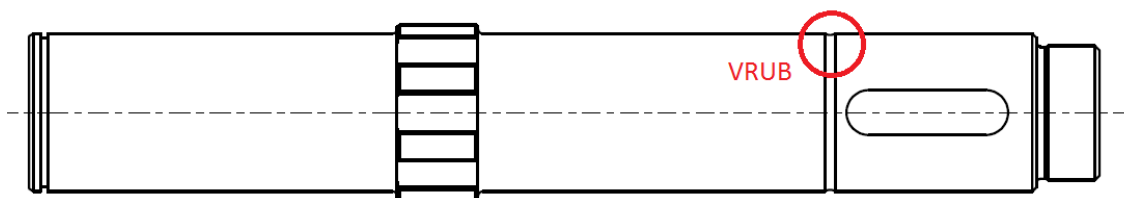


Celkový ohybový moment:



Grafy vygenerovány programem Autodesk Inventor Professional 2016

Určení průměru hřídele:



Obrázek 12 - Předlohový hřídele, 1. rychlost

Bachův opravný součinitel:

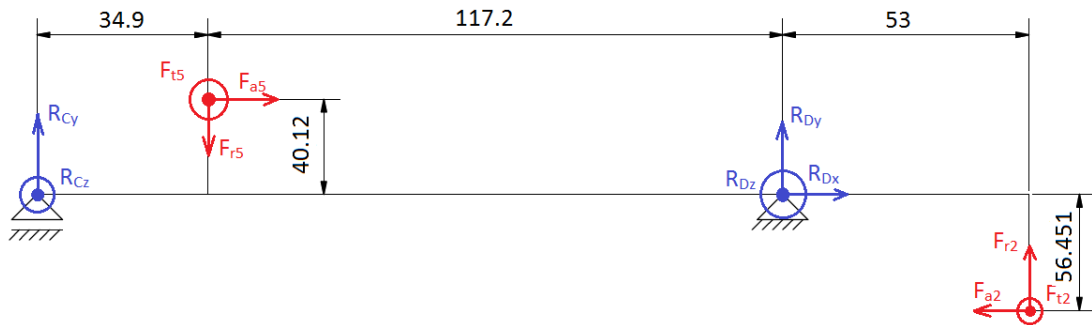
$$\alpha_B = \frac{\sigma_D}{\sqrt{3} \cdot \tau_D} = \frac{120}{\sqrt{3} \cdot 60} = 1.1547$$

Redukovaný ohybový moment:

$$M_{\text{ORED}} = \sqrt{M_0^2 + 0.75 \cdot (\alpha_B \cdot M_k)^2} = \sqrt{103^2 + 0.75 \cdot (1.155 \cdot 104.7)^2} = 146 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$d_{\text{min}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\text{ORED}}}{\pi \cdot \sigma_{D0}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 146000}{\pi \cdot 120}} = 23.1 \text{ [mm]} \text{ volím } 35 \text{ mm}$$

4.13. Návrh předlohového hřídele, 2. rychlostní stupeň:



Zadané hodnoty:

$F_{t2} = 1855$ [N], $F_{a2} = 920$ [N], $F_{r2} = 361$ [N], $F_{r5} = 1087$ [N], $F_{t5} = 2609$ [N],
 $F_{a5} = 993$ [N], $a = 34.9$ [mm], $b = 117.2$ [mm], $c = 53$ [mm], $r_2 = 56.451$ [mm],
 $r_5 = 40.12$ [mm], $M_k = 104.69$ [N · m], $D_1 = 30$ [mm], $D_2 = 35$ [mm], mat.:
 11 500, $\sigma_{D0} = 120$ [MPa]; $\tau_{Dk} = 60$ [MPa]

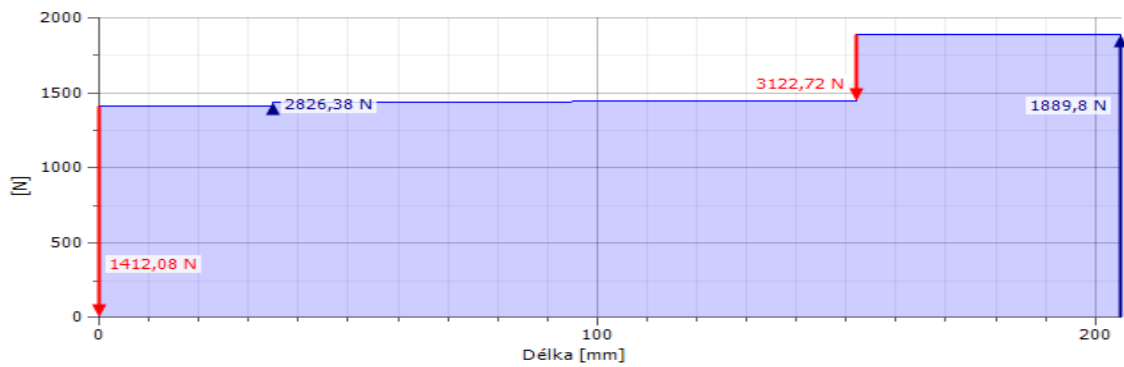
Rovnice rovnováhy:

- 1) $\vec{x}: F_{a5} + R_{Dx} - F_{a2} = 0 \Rightarrow R_{Dx} = -643$ N
- 2) $\uparrow y: R_{Cy} + R_{Dy} - F_{r5} + F_{r2} = 0 \Rightarrow R_{Cy} = 365$ N
- 3) $(\cdot) z: R_{Cz} + R_{Dz} + F_{t5} + F_{t2} = 0 \Rightarrow R_{Cz} = -1364$ N
- 4) $(\times) M_C: R_{Dz} \cdot 152.1 + F_{t5} \cdot 34.9 + F_{t2} \cdot 205.1 = 0 \Rightarrow R_{Dz} = -3100$ N
- 5) $\uparrow \vec{M}_C: -R_{Dy} \cdot 152.1 + F_{r5} \cdot 34.9 + F_{a5} \cdot 40.12 + F_{a2} \cdot 56.451 - F_{r2} \cdot 205.1 = 0$
 $(5) \Rightarrow R_{Dy} = 376$ N

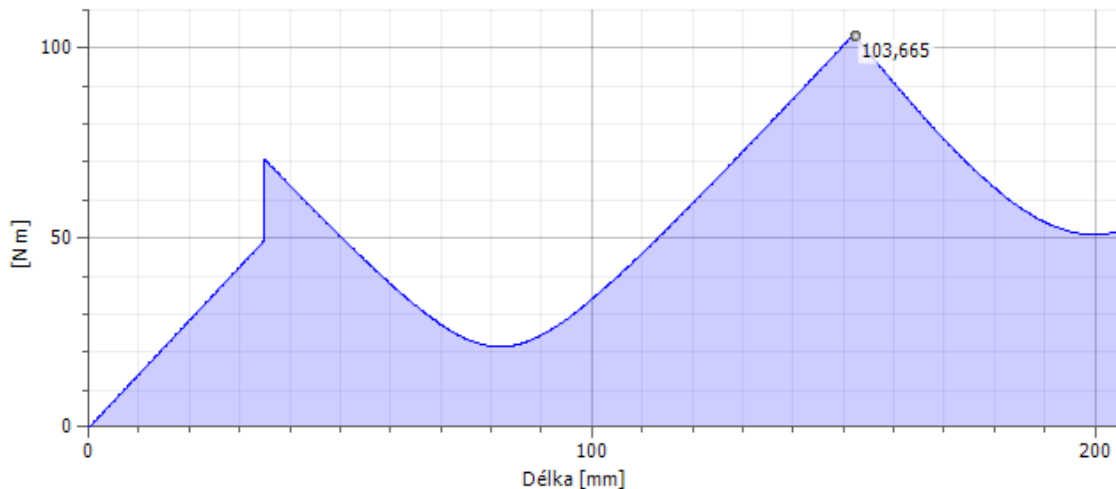
$$R_C = \sqrt{R_{Cz}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{(-1364)^2 + (365)^2} = 1412 \text{ N}$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dz}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{(-3100)^2 + (376)^2} = 3123 \text{ N}$$

Celková smyková síla:

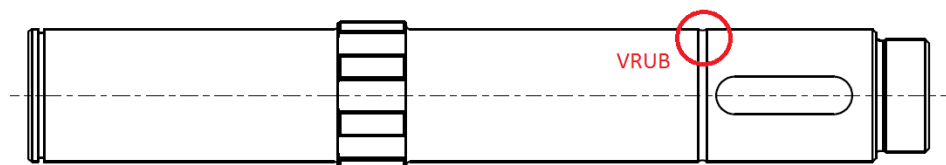


Celkový ohybový moment:



Grafy vygenerovány programem Autodesk Inventor Professional 2016

Určení průměru hřídele:



Obrázek 13 - Předlohový hřídel, 2. rychlost

Bachův opravný součinitel:

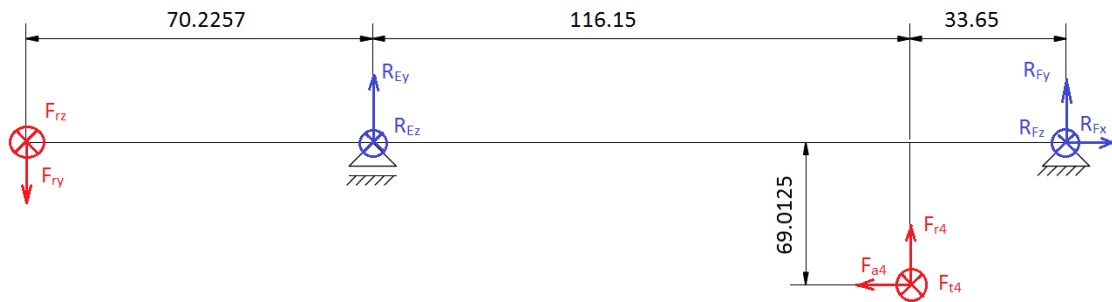
$$\alpha_B = \frac{\sigma_D}{\sqrt{3} \cdot \tau_D} = \frac{120}{\sqrt{3} \cdot 60} = 1.1547$$

Redukovaný ohybový moment:

$$M_{\text{ORED}} = \sqrt{M_0^2 + 0.75 \cdot (\alpha_B \cdot M_k)^2} = \sqrt{104^2 + 0.75 \cdot (1.16 \cdot 104.69)^2} = 148 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$d_{\text{min}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\text{ORED}}}{\pi \cdot \sigma_{D0}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 148000}{\pi \cdot 120}} = 23.2 \text{ [mm]} \text{ volím } 35 \text{ mm}$$

4.14. Návrh výstupního hřídele z převodové skříně, 1. rychlostní stupeň:



Zadané hodnoty:

$F_{t4} = 1717$ [N], $F_{a4} = 653$ [N], $F_{r4} = 716$ [N], $F_{ry} = 1431$ [N], $F_{rz} = 2204$ [N],
 $a = 70.2257$ [mm], $b = 116.15$ [mm], $c = 33.65$ [mm], $r_4 = 69.0125$ [mm],
 $M_k = 118.51$ [N · m], $D_1 = 30$ [mm], $D_2 = 35$ [mm], mat.: 11 500, $\sigma_{Do} = 120$ [MPa],
 $\tau_{Dk} = 60$ [MPa]

Rovnice rovnováhy:

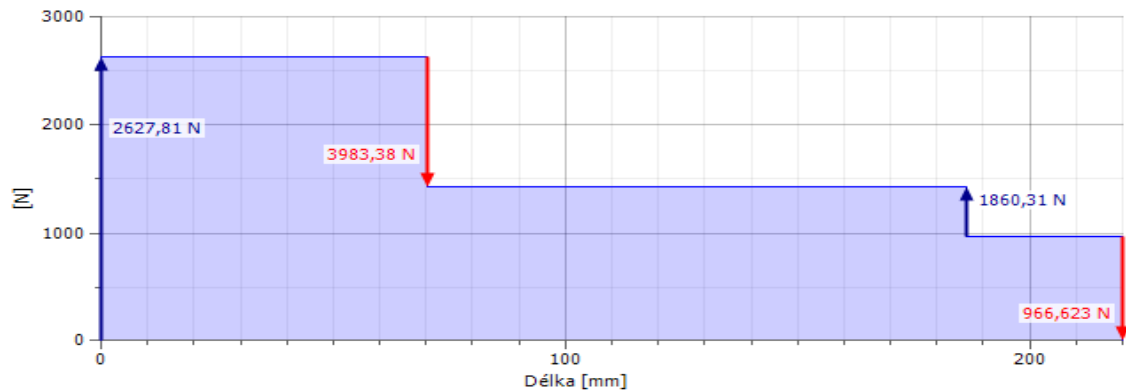
- 1) \vec{x} : $R_{Fx} - F_{a4} = 0 \Rightarrow R_{Fx} = 653$ N
- 2) $\uparrow y$: $R_{Ey} + R_{Fy} - F_{ry} + F_{r4} = 0 \Rightarrow R_{Ey} = 1656$ N
- 3) $(\times) z$: $R_{Ez} + R_{Fz} + F_{rz} + F_{t4} = 0 \Rightarrow R_{Ez} = -3623$ N
- 4) $(\times) M_E$: $-R_{Fz} \cdot 149.8 - F_{t4} \cdot 116.15 + F_{rz} \cdot 70.2257 = 0 \Rightarrow R_{Fz} = -298$ N
- 5) $\uparrow \vec{M}_E$: $-R_{Fy} \cdot 149.8 - F_{r4} \cdot 116.15 + F_{a4} \cdot 69.0125 - F_{ry} \cdot 70.2257 = 0$

$$(5) \Rightarrow R_{Fy} = -920 \text{ N}$$

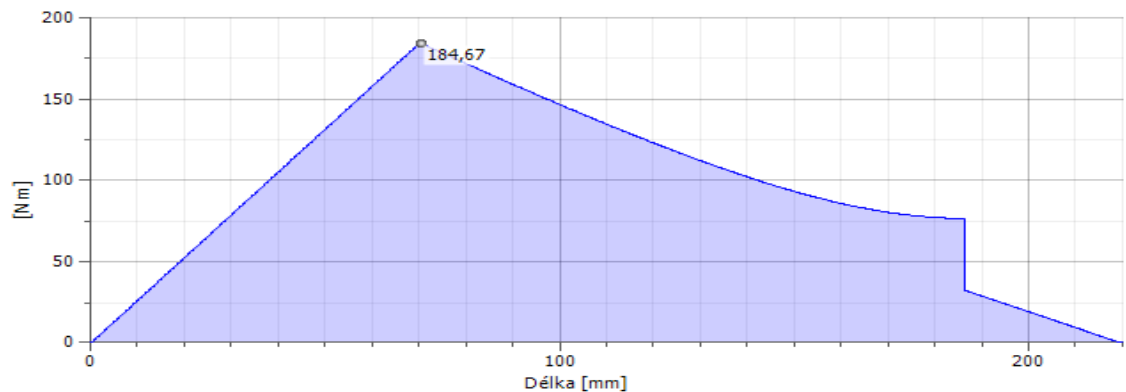
$$R_F = \sqrt{R_{Fz}^2 + R_{Fy}^2} = \sqrt{(-298)^2 + (-920)^2} = 967 \text{ N}$$

$$R_E = \sqrt{R_{Ez}^2 + R_{Ey}^2} = \sqrt{(-3623)^2 + (1656)^2} = 3983 \text{ N}$$

Celková smyková síla:

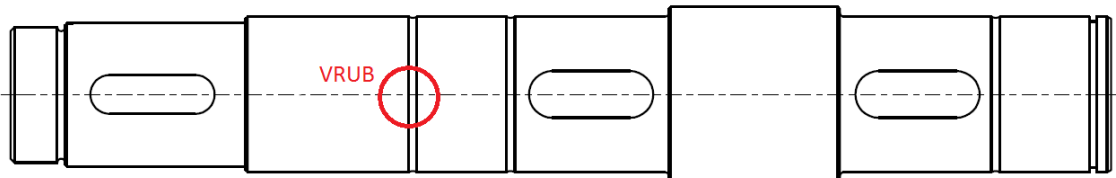


Celkový ohybový moment:



Grafy vygenerovány programem Autodesk Inventor Professional 2016

Určení průměru hřídele:



Obrázek 14 - Výstupní hřídel, 1. rychlost

Bachův opravný součinitel:

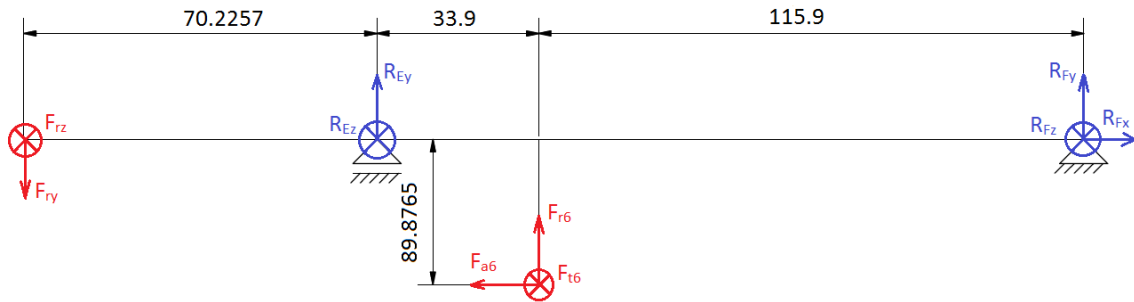
$$\alpha_B = \frac{\sigma_D}{\sqrt{3} \cdot \tau_D} = \frac{120}{\sqrt{3} \cdot 60} = 1.1547$$

Redukovaný ohybový moment:

$$M_{oRED} = \sqrt{M_o^2 + 0.75 \cdot (\alpha_B \cdot M_k)^2} = \sqrt{185^2 + 0.75 \cdot (1.16 \cdot 118.51)^2} = 220 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{oRED}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 220000}{\pi \cdot 120}} = 26.5 \text{ [mm] volím 40 mm}$$

4.15. Návrh výstupního hřídele z převodové skříně, 2. rychlostní stupeň:



Zadané hodnoty:

$F_{t6} = 2609$ [N], $F_{a6} = 993$ [N], $F_{r6} = 1087$ [N], $F_{ry} = 1431$ [N], $F_{rz} = 2204$ [N],
 $a = 70.2257$ [mm], $b = 33.9$ [mm], $c = 1135.9$ [mm], $r_4 = 89.8765$ [mm],
 $M_k = 234.52$, [N · m], mat.: 11 500, $\sigma_{D0} = 120$ [MPa], $\tau_{Dk} = 60$ [MPa]

Rovnice rovnováhy:

- 1) \vec{x} : $R_{Fx} - F_{a6} = 0$
- 2) $\uparrow y$: $R_{Ey} + R_{Fy} - F_{ry} + F_{r6} = 0$
- 3) $(\times) z$: $R_{Ez} + R_{Fz} + F_{rz} + F_{t6} = 0$
- 4) $(\times) M_E$: $-R_{Fz} \cdot 149.8 - F_{t6} \cdot 33.9 + F_{rz} \cdot 70.2257 = 0$
- 5) $\uparrow \vec{M}_E$: $-R_{Fy} \cdot 149.8 - F_{r6} \cdot 33.9 + F_{a6} \cdot 89.8765 - F_{ry} \cdot 70.2257 = 0$

$$(1) \Rightarrow R_{Fx} = 993 \text{ N}$$

$$(2) \Rightarrow R_{Ey} = 681 \text{ N}$$

$$(3) \Rightarrow R_{Ez} = 5256 \text{ N}$$

$$(4) \Rightarrow R_{Fz} = -443 \text{ N}$$

$$(5) \Rightarrow R_{Fy} = -316 \text{ N}$$

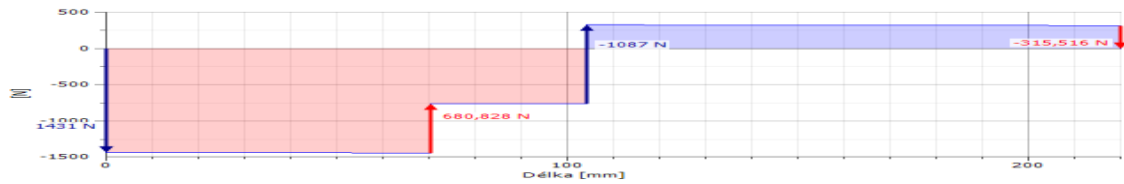
$$R_F = \sqrt{R_{Fz}^2 + R_{Fy}^2} = \sqrt{(-443)^2 + (-316)^2} = 544 \text{ N}$$

$$R_E = \sqrt{R_{Ez}^2 + R_{Ey}^2} = \sqrt{(5256)^2 + (681)^2} = 5230 \text{ N}$$

Smyková síla, rovina x-z:



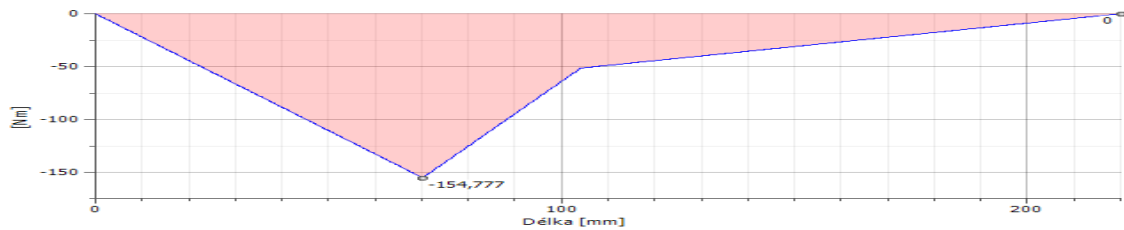
Smyková síla, rovina x-y:



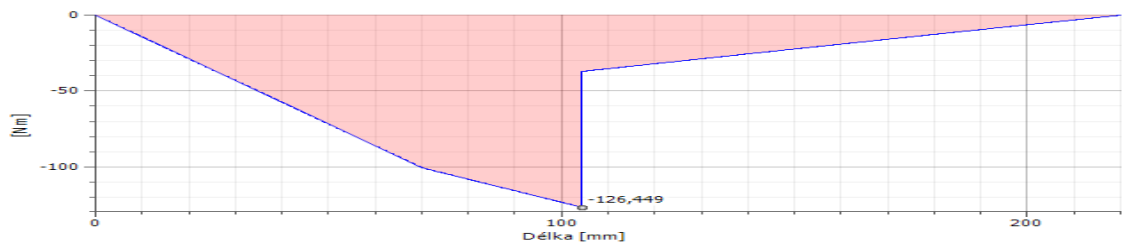
Celková smyková síla:



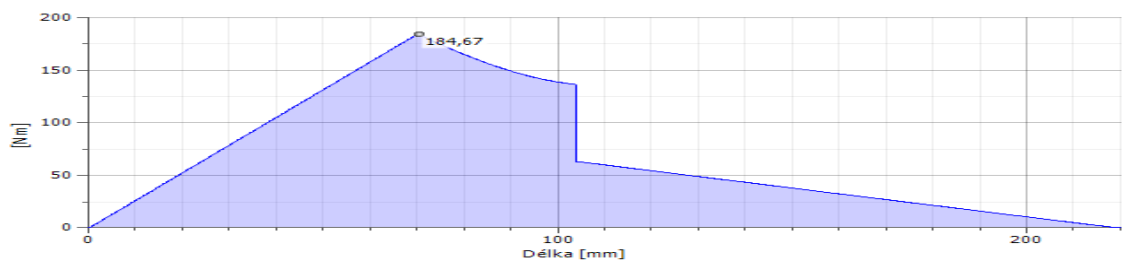
Ohybový moment, rovina x-z:



Ohybový moment, rovina x-y:

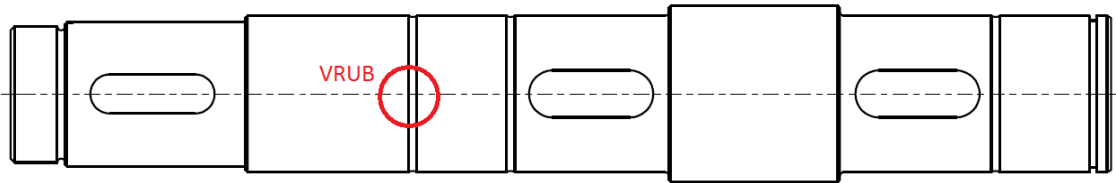


Celkový ohybový moment:



Grafy vygenerovány programem Autodesk Inventor Professional 2016

Dimenzování hřídele:



Obrázek 15 - Výstupní hřídel, 2. rychlost

Určení průměru hřídele:

Bachův opravný součinitel:

$$\alpha_B = \frac{\sigma_D}{\sqrt{3} \cdot \tau_D} = \frac{120}{\sqrt{3} \cdot 60} = 1.1547$$

Redukovaný ohybový moment:

$$M_{ORED} = \sqrt{M_o^2 + 0.75 \cdot (\alpha_B \cdot M_k)^2} = \sqrt{185^2 + 0.75 \cdot (1.1547 \cdot 234.52)^2} \\ = 299 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ORED}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 299000}{\pi \cdot 120}} = 29.39 \text{ [mm]} \text{ volím } 40 \text{ mm}$$

Určení bezpečnosti hřídele:

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 185000}{\pi \cdot 40^3} = 29.44 \text{ [MPa]}$$

Napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 234520}{\pi \cdot 40^3} = 18.66 \text{ [MPa]}$$

Podle souřadnice bodu nejvyšší hodnoty ohybového momentu určíme nejbližší vrub, což je v našem případě zápich.

Tvarový součinitel zápichu:

$$\alpha = 1.7 \quad (\text{Obr. 6}) \text{ [10]}$$

Výpočet součinitele velikosti:

$$v_r = 1 - \sqrt{0.02 \cdot \ln\left(\frac{d}{d_0}\right)} = 1 - \sqrt{0.02 \cdot \ln\left(\frac{40}{10}\right)} = 0.84$$

Součinitel nerovnoměrného chodu:

$$v_g = 1 + \sqrt{\frac{2 \cdot c}{d}} = 1 + \sqrt{\frac{2 \cdot 0.022}{40}} = 1.033$$

Součinitel vrubové citlivosti:

$$q = 0.6 \quad (\text{Obr. 1}) [10]$$

Součinitel jakosti povrchu:

$$\eta = 0.9 \quad (\text{Obr. 22}) [10]$$

Výpočet vrubového součinitele podle Lejkin-Serensena:

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1) = 1 + 0.6 \cdot (1.7 - 1) = 1.42$$

Výpočet meze únavy materiálu pro střídavý ohyb:

$$\sigma_{Co}^* = \frac{0.43 \cdot R_m \cdot v_r \cdot v_g \cdot \eta}{\beta} = \frac{0.43 \cdot 500 \cdot 0.84 \cdot 1.033 \cdot 0.9}{1.42} = 118.24 \text{ [MPa]}$$

Součinitel bezpečnosti střídavého napětí v ohybu:

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{Co}^*}{\sigma_o} = \frac{118.24}{29.44} = 4.02$$

Součinitel bezpečnosti statického napětí v krutu:

$$k_\tau = \frac{\tau_{Dk}}{\tau_k} = \frac{60}{18.66} = 3.22$$

Provedení bezpečnostní kontroly:

$$k = \sqrt{\frac{k_\sigma^2 \cdot k_\tau^2}{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} = \sqrt{\frac{4.02^2 \cdot 3.22^2}{4.02^2 + 3.22^2}} = 3.41$$

$$k \geq k_p \quad 3.41 > 1.5 \quad \text{po bezpečnostní stránce hřídel vyhovuje}$$

4.16. Procentuální zatížení při měnicích se otáčkách:

Z důvodu měnicí se velikosti ekvivalentního dynamického zatížení ložisek během provozu vlivem změny rychlostních stupňů volím střední hodnotu zatížení. Stroj bude při 1. převodovém stupni pracovat 35% času a při 2. převodovém stupni 65% času z důvodu změny podloží půdy. Stroj bude převážně pracovat v prostředí s tvrdším podložím.

Střední hodnota zatížení:

$$P_{mC} = \sqrt[p]{\sum_1^k P_i^p \cdot \frac{q_i}{100}}$$

Střední hodnota otáček:

$$n_m = \sum_i^k n_i \frac{q_i}{100}$$

4.17. Návrh ložisek na vstupním hřídeli:

Vstupní hodnoty: $n_{vstup} = 2880$ [ot · min⁻¹], $d_{hřidel} = 45$ [mm],

$F_{rA} = 957$ [N], $F_{rB} = 2786$ [N], $K_a = 920$ [N], $L_h = 8000$ [h]

Volba ložiska SKF 32009 X (C = 58300, C₀ = 80000, Y = 1.5, e = 0.4, p = 10/3)

Bod A:

$$\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B} \rightarrow 638 < 1857$$

$$K_a \geq 0.5 \cdot \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right) = 714 \text{ N} \Rightarrow 920 > 610$$

$$F_{aA} = 0.5 \cdot \frac{F_{rA}}{Y_A} = 0.5 \cdot \frac{957}{1.5} = 319 \text{ N}$$

$$e > \frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{319}{957} = 0.33 < 0.37 \quad P_m = F_{rA} = 957 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{58300}{957} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2880} = 5147076 \text{ h} > 8000 \text{ h}$$

Bod B:

$$F_{aB} = F_{aA} + K_a = 319 + 920 = 1239 \text{ N}$$

$$e < \frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{1239}{2786} = 0.44 > 0.4$$

$$P_m = 0.4 \cdot F_{rB} + Y \cdot F_{aB} = 0.4 \cdot 2786 + 1.5 \cdot 1239 = 2973 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{58300}{2973}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2880} = 117680 \text{ h} > 8000 \text{ h}$$

Kuželíková ložiska vyhovují.

4.18. Návrh ložisek na předlohovém hřídeli:

Vstupní hodnoty:

$$n_2 = 1368.17 [\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}], d_{\text{hřídel}} = 35 [\text{mm}], L_h = 8000 [\text{h}]$$

1. rychlostní stupeň: $R_{Dx} = 267 [\text{N}], R_{Cy} = 309 [\text{N}], R_{Cz} = 255 [\text{N}], R_{Dy} = 680 [\text{N}],$
 $R_{Dz} = 3827 [\text{N}]$

2. rychlostní stupeň: $R_{Dx} = 643 [\text{N}], R_{Dy} = 376 [\text{N}], R_{Dz} = 3100 [\text{N}], R_{Cy} = 365 [\text{N}],$
 $R_{Cz} = 1364 [\text{N}]$

Předběžná volba ložiska ČSN 02 4630 SKF 6307 (C = 33200, C₀ = 19000)

Hodnoty při 1. rychlostním stupni:

Bod C: $P_{C1} = F_r = R_C = 401 \text{ N}$

Bod D:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{267}{19000} = 0.014 \Rightarrow e = 0.22, X = 0.56, Y = 2$$

$$P_{D1} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0.56 \cdot 3887 + 2 \cdot 267 = 2711 \text{ N}$$

Hodnoty při 2. rychlostním stupni:

Bod C:

$$P_{C2} = F_r = R_C = 1412 \text{ N}$$

$$P_{mC} = \sqrt[3]{401^3 \cdot \frac{35}{100} + 1412^3 \cdot \frac{65}{100}} = 1228 \text{ N}$$

$$L_{hC} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{33200}{1228}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1368.17} = 243096 \text{ h}$$

Bod D:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{643}{19000} = 0.03 \Rightarrow e = 0.22, X = 0.56, Y = 2$$

$$P_{D2} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0.56 \cdot 3123 + 2 \cdot 643 = 3035 \text{ N}$$

$$P_{mD} = \sqrt[3]{2711^3 \cdot \frac{35}{100} + 3035^3 \cdot \frac{65}{100}} = 2930 \text{ N}$$

$$L_{hD} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{33200}{2930}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1368.17} = 17722 \text{ h}$$

4.19. Návrh ložisek na výstupním hřídeli z převodové skříně:

Vstupní hodnoty:

$$n_1 = 1208.63 [\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}], n_2 = 610.79 [\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}], L_h = 8000 [\text{h}]$$

1. rychlostní stupeň: $R_{Fx} = 653 [\text{N}], R_{Ey} = 1656 [\text{N}], R_{Ez} = 3623 [\text{N}], R_{Fy} = 920 [\text{N}], R_{Fz} = 298 [\text{N}]$

2. rychlostní stupeň: $R_{Fx} = 993 [\text{N}], R_{Fy} = 316 [\text{N}], R_{Fz} = 443 [\text{N}], R_{Ey} = 681 [\text{N}], R_{Ez} = 5256 [\text{N}]$

Předběžná volba ložiska ČSN 02 4630 SKF 6308 (C = 41000, C₀ = 24000)

Střední hodnota otáček

$$n_m = 1208.63 \cdot \frac{35}{100} + 610.79 \cdot \frac{65}{100} = 820 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

Hodnoty při 1. rychlostním stupni:
Bod E:

Po provedení výpočtu hřídele bylo zjištěno, že velikost radiální síly v místě E je větší než v bodě F, z tohoto důvodu vkládáme axiální sílu do místa E.

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{653}{24000} = 0.027 \Rightarrow e = 0.22, X = 0.56, Y = 2$$

$$P_{E1} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0.56 \cdot 3983 + 2 \cdot 653 = 3536 \text{ N}$$

Bod F:

$$P_{F1} = F_r = R_F = 967 \text{ N}$$

Hodnoty při 2. rychlostním stupni:
Bod E:

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{993}{24000} = 0.041 \Rightarrow e = 0.24, X = 0.56, Y = 1.8$$

$$P_{E2} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0.56 \cdot 5230 + 1.8 \cdot 993 = 4716 \text{ N}$$

$$P_{mE} = \sqrt[p]{\sum_1^k P_i^p \cdot \frac{q_i}{100}} = \sqrt[3]{3536^3 \cdot \frac{35}{100} + 4716^3 \cdot \frac{65}{100}} = 4373 \text{ N}$$

$$L_{hE} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{41000}{4373}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 820} = 16751 \text{ h}$$

Bod F: $P_{F2} = F_r = R_F = 544 \text{ N}$

$$P_{mF} = \sqrt[p]{\sum_1^k P_i^p \cdot \frac{q_i}{100}} = \sqrt[3]{967^3 \cdot \frac{35}{100} + 544^3 \cdot \frac{65}{100}} = 750 \text{ N}$$

$$L_{hF} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{41000}{750}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 820} = 3320494 \text{ h}$$

4.20. Návrh těsných per:

Předlokový hřídel, pero pro spojení kuželového kola:

Volba pera pro průměr hřídele $d = 35$ mm volím ze strojnických tabulek:

$b = 10$; $h = 8$; $t = 4.7$; $t_1 = 3.3$; $l = 36$; $R = 0.6$ mm; $p_D = 120$ MPa; $\tau_{DS} = 60$ MPa

Síla působící na pero od kuželového kola:

$$F_2 = \frac{M_k}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{104690}{\frac{35}{2} + \frac{3.3}{2}} = 5467 \text{ N}$$

Tlak působící na kontaktní plochu od kuželového kola:

$$p_2 = \frac{F_2}{l \cdot t_1} = \frac{5467}{26 \cdot 3.3} = 63.7 < 120 \text{ MPa}$$

Síla působící na pero od hřídele:

$$F_1 = \frac{M_k}{\frac{d}{2} - \frac{t}{2}} = \frac{104690}{\frac{35}{2} - \frac{4.7}{2}} = 6910 \text{ N}$$

Tlak působící na kontaktní plochu od hřídele:

$$p_1 = \frac{F_1}{t \cdot l} \leq p_D \Rightarrow \frac{6910}{4.7 \cdot 36} = 40.8 < 120 \text{ MPa}$$

Kontrola na stříh:

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot l \cdot h} = \frac{2 \cdot 104690}{35 \cdot 36 \cdot 8} = 20.77 \text{ MPa} < 60 \text{ MPa}$$

Zvolené pero **vyhovuje!**

Výstupní hřídel, pero pro spojení 1. ozubeného kola:

Volba pera pro průměr hřídele $d = 40$ mm volím ze strojnických tabulek:

$b = 12$; $h = 8$; $t = 4.9$; $t_1 = 3.1$; $l = 32$; $R = 0,6$ mm; $p_D = 120$ MPa; $\tau_{DS} = 60$ MPa

Síla působící na pero od kuželového kola:

$$F_2 = \frac{M_k}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{118510}{\frac{40}{2} + \frac{3.1}{2}} = 5499 \text{ N}$$

Tlak působící na kontaktní plochu od ozubeného kola:

$$p_2 = \frac{F_2}{l' \cdot t_1} = \frac{5499}{20 \cdot 3.3} = 83.3 < 120 \text{ MPa}$$

Síla působící na pero od hřídele:

$$F_1 = \frac{M_k}{\frac{d}{2} - \frac{t}{2}} = \frac{118510}{\frac{40}{2} - \frac{3.1}{2}} = 6423 \text{ N}$$

Tlak působící na kontaktní plochu od hřídele:

$$p_1 = \frac{F_1}{t \cdot l} \leq p_D \Rightarrow \frac{6423}{4.9 \cdot 32} = 40.96 < 120 \text{ MPa}$$

Kontrola na stříh:

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot l \cdot h} = \frac{2 \cdot 118510}{40 \cdot 32 \cdot 8} = 23.15 \text{ MPa} < 60 \text{ MPa}$$

Zvolené pero **vyhovuje!**

Výstupní hřídel, pero pro spojení 2. ozubeného kola:

Volba pera pro průměr hřídele $d = 40 \text{ mm}$ volím ze strojnických tabulek:

$b = 12$; $h = 8$; $t = 4.9$; $t_1 = 3.1$; $l = 32$; $R = 0,6 \text{ mm}$; $p_D = 120 \text{ MPa}$; $\tau_{DS} = 60 \text{ MPa}$

Bylo zjištěno, že pouze jedno těsné pero by nevydrželo zatížení, volím dvě pera stejných rozměrů, umístěny 120° od sebe.

Síla působící na pero od kuželového kola:

$$F_2 = \frac{M_k}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{234520}{\frac{40}{2} + \frac{3.1}{2}} = \frac{10883}{2} = 5441.5 \text{ N}$$

Tlak působící na kontaktní plochu od ozubeného kola:

$$p_2 = \frac{F_2}{l' \cdot t_1} = \frac{5441.5}{20 \cdot 3.3} = 82.4 < 120 \text{ MPa}$$

Síla působící na pero od hřídele:

$$F_1 = \frac{M_k}{\frac{d}{2} - \frac{t}{2}} = \frac{234520}{\frac{40}{2} - \frac{3.1}{2}} = \frac{12711}{2} = 6356 \text{ N}$$

Tlak působící na kontaktní plochu od hřídele:

$$p_1 = \frac{F_1}{t \cdot l} \leq p_D \Rightarrow \frac{6356}{4.9 \cdot 32} = 40.53 < 120 \text{ MPa}$$

Kontrola na stříh:

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot l \cdot h} = \frac{2 \cdot 234520}{40 \cdot 32 \cdot 8} = 45.8 \text{ MPa} < 60 \text{ MPa}$$

Zvolené pero **vyhovuje!**

Výstupní hřídel, pero pro spojení řetězového kola:

Volba pera pro průměr hřídele $d = 37 \text{ mm}$ volím ze strojnických tabulek:

$b = 12$; $h = 8$; $t = 4.9$; $t_1 = 3.1$; $l = 32$; $R = 0,6 \text{ mm}$; $p_D = 120 \text{ MPa}$; $\tau_{DS} = 60 \text{ MPa}$

Jedno pero nevydrží zatížení, volím dvě pera stejných rozměrů, umístěny 120° od sebe.

Síla působící na pero od kuželového kola:

$$F_2 = \frac{M_k}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{234520}{\frac{37}{2} + \frac{3.1}{2}} = \frac{11697}{2} = 5848 \text{ N}$$

Tlak působící na kontaktní plochu od ozubeného kola:

$$p_2 = \frac{F_2}{l' \cdot t_1} = \frac{5848}{20 \cdot 3.3} = 88.6 < 120 \text{ MPa}$$

Síla působící na pero od hřídele:

$$F_1 = \frac{M_k}{\frac{d}{2} - \frac{t}{2}} = \frac{234520}{\frac{37}{2} - \frac{3.1}{2}} = \frac{13836}{2} = 6918 \text{ N}$$

Tlak působící na kontaktní plochu od hřídele:

$$p_1 = \frac{F_1}{t \cdot l} \leq p_D \Rightarrow \frac{6918}{4.9 \cdot 32} = 44.1240.96 < 120 \text{ MPa}$$

Kontrola na stříh:

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot l \cdot h} = \frac{2 \cdot 234520}{37 \cdot 32 \cdot 8} = 49.5 \text{ MPa} < 60 \text{ MPa}$$

Zvolené pero **vyhovuje!**

4.21. Návrh drážkování:

Evolventní drážkování na zubové spojce:

Drážkování bylo zvoleno dle průměr jádra $d = 70$ mm.

Dle strojnických tabulek bylo vybráno drážkování 70 mm – 2 mm \times 34

Mat.: 11 500, $\tau_{DK} = 70$ MPa, $p_D = 150$ MPa

Výpočet hlavového průměru hřídele a náboje:

$$D_{a1} = D - 0,2 \cdot m = 70 - 0,2 \cdot 2 = 69,6 \text{ mm}$$

$$D_{a2} = D - 2 \cdot m = 70 - 2 \cdot 2 = 66 \text{ mm}$$

Výpočet středního průměru

$$D_s = \frac{D_{a1} + D_{a2}}{2} = \frac{69,6 + 66}{2} = 67,8 \text{ mm}$$

Výpočet síly na jeden zub:

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_k}{0,5 \cdot z \cdot D_s} = \frac{2 \cdot 234520}{0,5 \cdot 34 \cdot 67,8} = 407 \text{ N}$$

Kontrola tlaku na boku zubů:

$$p_1 = \frac{2 \cdot F_1}{(D_{a1} - D_{a2}) \cdot l} = \frac{2 \cdot 407}{3,6 \cdot 5} = 45,2 \leq 150 \text{ MPa}$$

drážkování vyhovuje!

Drážkové spojení rovnoboké na vstupní hřídeli:

Drážkování bylo zvoleno dle průměr hřídele $d = 48$ mm.

Dle strojnických tabulek bylo vybráno drážkování $8 \times 42 \times 48$

Mat.: 11 500 $\tau_{DK} = 70$ MPa, $p_D = 150$ MPa

Výpočet středního průměru profilu drážkování hřídele:

$$D_s = \frac{D + d}{2} = \frac{48 + 42}{2} = 45 \text{ mm}$$

Výpočet obvodové síly na středním průměru drážkování:

$$F_s = \frac{2 \cdot M_k}{D_s} = \frac{2 \cdot 49740}{45} = 2211 \text{ N}$$

Výpočet účinné plochy boků drážek délky 1 mm:

$$f' = \frac{3}{4} \cdot z \cdot \left(\frac{D-d}{2} - 2 \cdot f \right) \cdot 1 = \frac{3}{4} \cdot 8 \cdot (3 - 2 \cdot 0,4) \cdot 1 = 13,2 \text{ mm}$$

Pevnostní kontrola:

$$p_D \geq \frac{F_1}{f' \cdot l} = \frac{2211}{13,2 \cdot 50} \Rightarrow 150 > 3,35 \text{ MPa}$$

drážkování vyhovuje!

Drážkové spojení rovnoboké na předlohovém hřídeli:

Drážkování bylo zvoleno dle průměr hřídele $d = 40 \text{ mm}$.

Dle strojnických tabulek bylo vybráno drážkování $8 \times 36 \times 40$

Mat.: 11 500 $\tau_{DK} = 70 \text{ MPa}$, $p_D = 120 \text{ MPa}$

Výpočet středního průměru profilu drážkování hřídele:

$$D_s = \frac{D+d}{2} = \frac{40+36}{2} = 38 \text{ mm}$$

Výpočet obvodové síly na středním průměru drážkování:

$$F_s = \frac{2 \cdot M_k}{D_s} = \frac{2 \cdot 125670}{38} = 6614 \text{ N}$$

Výpočet účinné plochy boků drážek délky 1 mm:

$$f' = \frac{3}{4} \cdot z \cdot \left(\frac{D-d}{2} - 2 \cdot f \right) \cdot 1 = \frac{3}{4} \cdot 8 \cdot (2 - 2 \cdot 0,4) \cdot 1 = 7,2 \text{ mm}$$

Pevnostní kontrola:

$$p_D \geq \frac{F_1}{f' \cdot l} = \frac{6614}{7,2 \cdot 290} \Rightarrow 120 > 3,17 \text{ MPa}$$

drážkování vyhovuje!

4.22. Návrh kuželového svěrného spojení:

Vstupní hodnoty: $d_{p1} = 45 \text{ mm}$; $d_{p2} = 58 \text{ mm}$; $l = 50 \text{ mm}$; $f_{ocel} = 0.15$; $\sigma_{td} = 450 \text{ MPa}$;

$M_k = 394460 \text{ N}\cdot\text{mm}$; $k_w = 1.1$; šroub je M40 ($P_h = 1.5 \text{ mm}$; $d_2 = 38.376 \text{ mm}$);

$f_z = f_p = 0.18$

$D_K = 60 \text{ mm}$; $D_O = 41 \text{ mm}$

Střední průměr kuželové stykové plochy:

$$d_{ps} = \frac{d_{p1} + d_{p2}}{2} = \frac{45 + 58}{2} = 51.5 \text{ mm}$$

Třecí úhel:

$$\varphi = \text{arctg } f_{ocel} = \text{arctg } 0.15 = 8^\circ 30'$$

Poloviční vrcholový úhel svěrného spoje:

$$\gamma = \text{actg } \frac{d_{p2} - d_{p1}}{2 \cdot l} = \text{arctg } \frac{58 - 45}{2 \cdot 50} = 7.4^\circ$$

Minimální hodnota tlaku pro přenos momentu:

$$p_{min} = \frac{2 \cdot k_w \cdot M_k \cdot \cos \delta}{\pi \cdot f \cdot l \cdot d_{ps}^2} = \frac{2 \cdot 1.1 \cdot 394460 \cdot \cos 7.4}{\pi \cdot 0.15 \cdot 50 \cdot 51.5^2} = 13.77 \text{ MPa}$$

Montážní síla a předpětí ve šroubu:

$$F_M = \pi \cdot p_{min} \cdot (f + \text{tg } \gamma) \cdot l \cdot d_{ps} = \pi \cdot 13.77 \cdot (0.15 + \text{tg } 7.4) \cdot 50 \cdot 51.5$$

$$F_M = 31.2 \text{ kN} = F_Q$$

Demontážní síla a kontrola samosvornosti:

$$F_D = \pi \cdot p_{min} \cdot (f - \text{tg } \gamma) \cdot l \cdot d_{ps} = \pi \cdot 13.77 \cdot (0.15 - \text{tg } 7.4) \cdot 50 \cdot 51.5$$

$$F_D = 2242 \text{ N} \Rightarrow \text{síla je kladná, spoj je samosvorný}$$

Úhel stoupání závitu:

$$\gamma = \text{arctg } \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \frac{1.5}{\pi \cdot 38.376} = 0.71^\circ$$

$$\varphi_z' = \text{arctg } \frac{f_z}{\cos \frac{60^\circ}{2}} = \text{arctg } \frac{0.18}{\cos \frac{60^\circ}{2}} = 11.74^\circ$$

Střední průměr stykové plochy matice:

$$D_p = \frac{D_k + D_o}{2} = \frac{60 + 41}{2} = 50.5 \text{ mm}$$

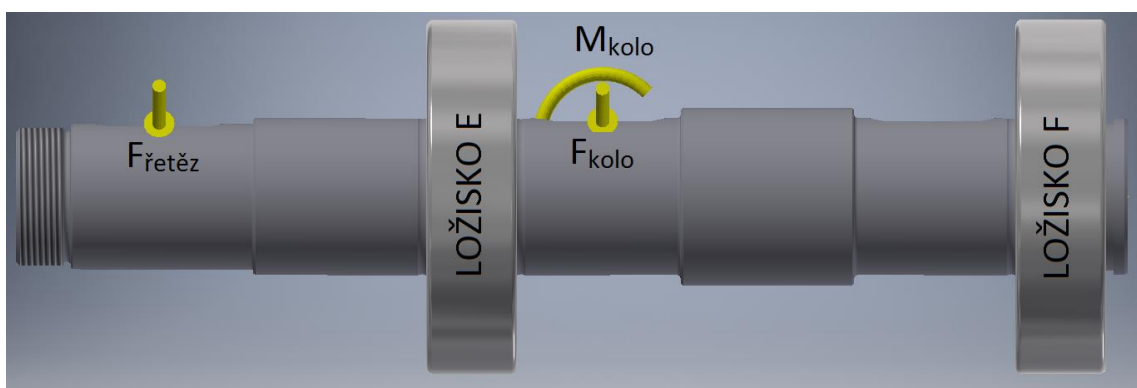
Utahovací moment:

$$M_u = \frac{F_Q}{2} \cdot [d_2 \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi_z') + f_p \cdot D_p]$$

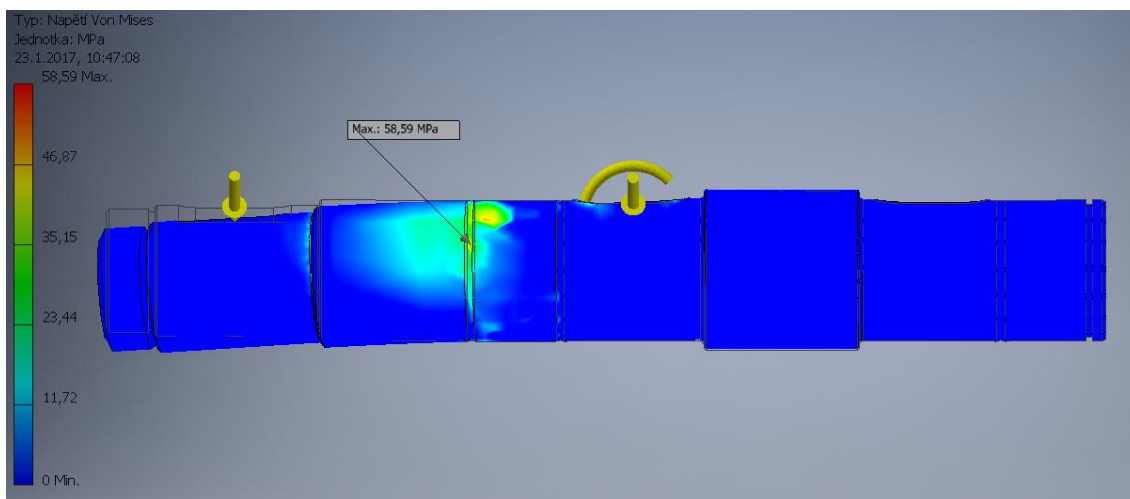
$$M_u = \frac{31200}{2} \cdot [38.376 \cdot \text{tg}(0.71 + 11.74) + 0.18 \cdot 50.5] = 274 \text{ N} \cdot \text{m}$$

4.23. Metoda konečných prvků:

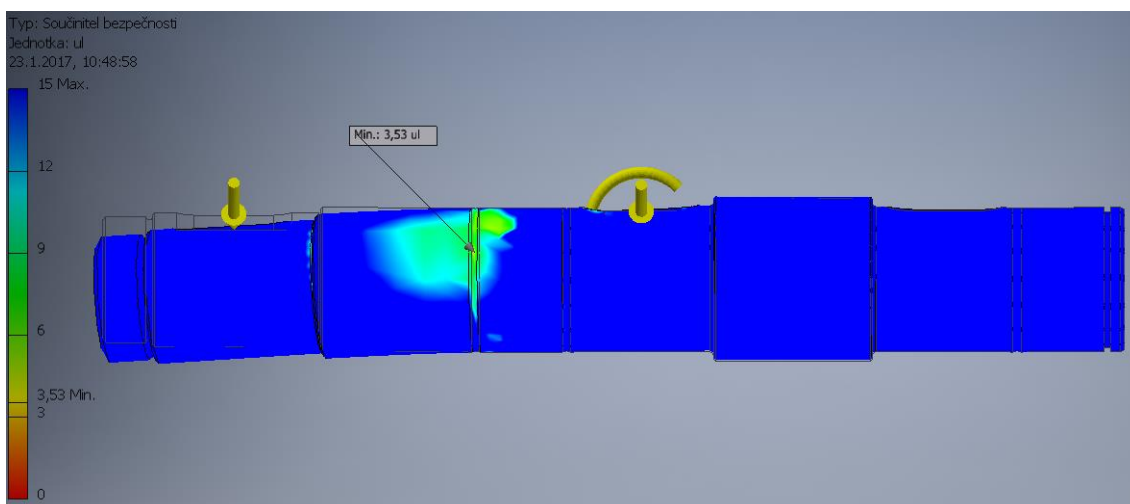
Tato metoda byla provedena pomocí programu Autodesk Inventor 2016. Bylo tak vybráno z důvodu vytvoření modelu zvolené hřídele v tomto programu, díky čemuž nebylo třeba model převádět do jiného softwaru nebo ho opět modelovat. Tato hřídel byla zvolena ke kontrole z důvodu veliké četnosti různých osazení, drážek a zápichů, konkrétněji vrubů, které mají vliv na únosnost hřídele. Na hřídeli byly definovány okrajové podmínky vycházející z uložení hřídele a umístěna zatížení na něj působících (obr.16). Po provedení simulace bylo zjištěno a nalezeno místo o největším napětí (obr.17) a určení bezpečnosti hřídele (obr.18).



Obrázek 16 - Okrajové podmínky



Obrázek 17 - Výsledné napětí na hřídeli



Obrázek 18 - Výsledná bezpečnost na hřídeli

Po provedení simulace bylo zjištěno místo vrubu s největší koncentrací napětí a byly získány hodnoty a to pro maximální napětí, které je 58. 59 MPa, a pro minimální bezpečnost, která je 3,53.

5. Ekonomické zhodnocení

Veškeré normalizované a nenormalizované díly byly navrženy s ohledem na co nejnižší finanční zátěž při zachování požadované životnosti. Díky normalizovaným dílům je z velké části ušetřen čas výroby stroje, tudíž jejich zastoupení v kompletaci je velké. Stroj byl navržen bez vlastního integrovaného hnacího členu, který by umožnil práci. Je tedy zapotřebí připojení stroje k těžké technice, která ho uvede do stavu činnosti. Díky tomu dojde taktéž ke snížení financí a zvýšení multifunkčnosti. Seznam uvedených dílů je založen na průzkumu trhu cenové dostupnosti. Ceny v tabulkách jsou uvedeny včetně DPH. Nejprve je proveden cenový rozbor převodovky (tab.2,3).

Tabulka 2 - Ceny normalizovaných dílů převodovky

| Součástka | Ks. | Cena (Kč) | Součástka | Ks. | Cena (Kč) |
|------------------------|-----|-----------|---------------------|-----|-----------|
| Ložiska SKF 32009 X | 2 | 1023,66 | Podložka MB6 | 1 | 3,51 |
| Ložiska 6307 | 2 | 166,62 | Podložka MB7 | 1 | 3,44 |
| Ložiska 6308 | 2 | 221,5 | Zátka M20 | 2 | 218,38 |
| Kluzné B 35/45x50 | 2 | 470,44 | Závěsné oko M16 | 1 | 38,40 |
| Šrouby (imbus) M6x14 | 18 | 10,8 | Pojistný kroužek 35 | 1 | 2,38 |
| Šrouby (imbus) M10x18 | 28 | 66,36 | Pojistný kroužek 40 | 1 | 3,57 |
| Podložky | 28 | 39,92 | Pojistný kroužek 82 | 1 | 10,72 |
| Těsnění 38x52x7-G NBR | 1 | 22,18 | Pojistný kroužek 95 | 1 | 13,49 |
| Těsnění 40x52x7-G NBR | 1 | 19,16 | Pero 10x8x32 | 2 | 15,28 |
| O-kroužek NBR 70 -11x2 | 2 | 1,16 | Pero 10x8x36 | 1 | 5,85 |
| Matice KM6 | 1 | 106,64 | Pero 12x8x32 | 3 | 17,85 |
| Matice KM7 | 1 | 121,63 | Synchron. spojka | 1 | 4 590 |

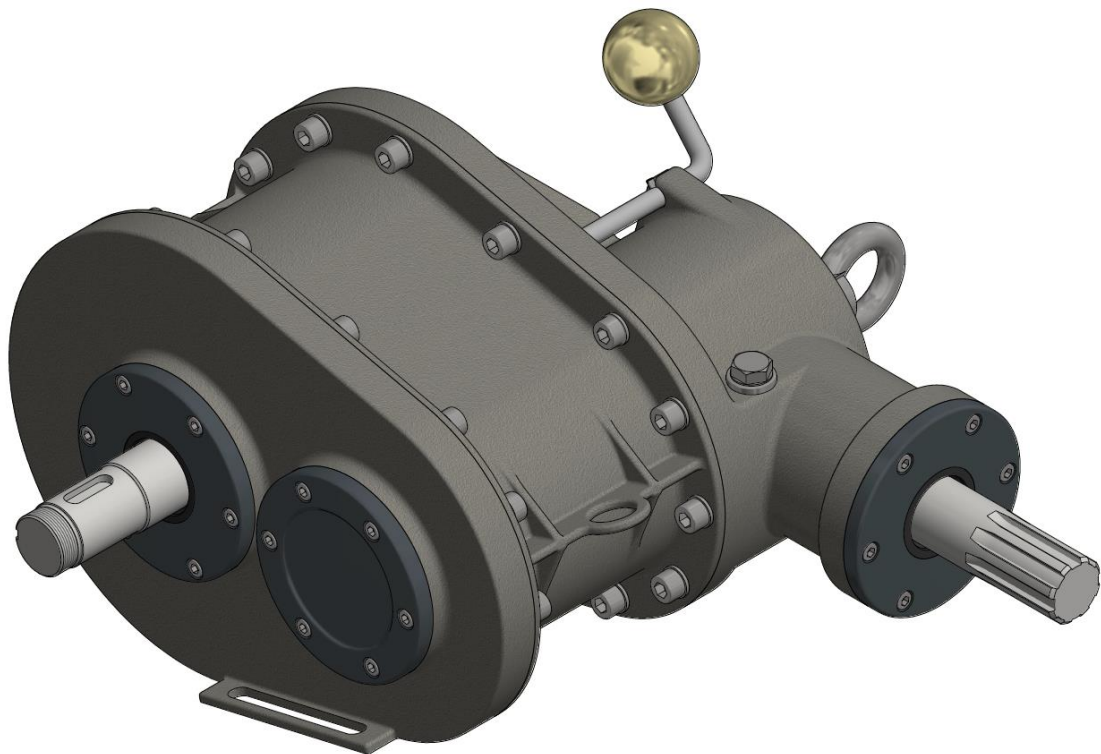
Tabulka 3 - Ceny nenormalizovaných dílů převodovky

| Součástka | Ks. | Cena (Kč) | Součástka | Ks. | Cena (Kč) |
|---------------------|-----|-----------|------------------|-----|-----------|
| Převodová skříň | 1 | 6 000 | Kuželové soukolí | 1 | 3815 |
| Víčka | 3 | 1 000 | 1. čelní soukolí | 1 | 8 000 |
| Hřídel vstupní | 1 | 1500 | 2. čelní soukolí | 1 | 10 000 |
| Hřídel předlohovává | 1 | 1500 | Řetězový převod | 1 | 8199 |
| Hřídel výstupní | 1 | 890 | Táhlo řazení | 1 | 760 |

Ceny nenormalizovaných dílů jsou uvedeny i s prací na jejich zhotovení, jako je soustružení, frézování, tepelné zpracování a další procedury (tab.3). Do celkové ceny je pak následně zahrnuta práce za kompletaci, seřízení, olej a pár součástek (tab.4).

Tabulka 4 - Celková cena převodovky

| | |
|--|------------------|
| Celková odhadnutá cena převodovky | 51 857 Kč |
|--|------------------|



Obrázek 19 - Náhled převodovky

Dále je proveden rozbor dílů rámu zemní frézy, který obsahuje stejně jako integrovaný mechanický převod normalizované a nenormalizované součástky. Rám je svařovaný z obdélníkových a čtvercových profilů neboli jeklů. Je u nich zaručena svařitelnost a jsou dodávány ve standardních délkách 6m nebo dle přání zkracovány na požadované centimetry za příplatek. Dále jsou použité plechy a další součásti (tab.6). Ke všemu je zapotřebí přičíst náklady za antikorozi ochranu. V neposlední řadě pořízení funkčních součástí jako je hydraulický píst, rýhovací pás atd. (tab.5).

Tabulka 5 - Ceny funkčních součástí zemní frézy

| Součástka | Hydr. píst | Pás | Šnek | Hřídel | Ostatní | Barva |
|-----------|------------|--------|-------|--------|---------|-------|
| Cena | 4896 | 24 885 | 2 290 | 1 200 | 14 000 | 1 100 |

Tabulka 6 - Ceny hutních součástí zemní frézy





| Součástka | [m] | Cena (Kč) | Součástka | [m] | Cena (Kč) |
|-------------------|------|-----------|---------------|-----|-----------|
| Profil 80x60x5 | 1.4 | 349,15 | Plech 5-1x2 | 1x2 | 2031,64 |
| Profil 100x100x10 | 3.06 | 2 513,36 | Plech 2-1x2 | 1x2 | 1000,78 |
| Profil 80x80x5 | 0.92 | 297,8 | Plech 10-1x2 | 1x2 | 4012,17 |
| Profil 40x40x5 | 1.13 | 177,48 | Trubka 300x10 | 0.6 | 1 985 |
| Profil 120x80x5 | 2 | 807,5 | | | |
| Profil 120x100x6 | 1.45 | 803,52 | | | |

Tabulka 7 - Mezisoučet a celková cena zemní frézy

| | |
|---|-------------------|
| Celková suma nákladů tabulka 5 | 48 371 Kč |
| Celková suma nákladů tabulka 6 | 11 465 Kč |
| Celková cena převodovky tabulka 4 | 51 857 Kč |
| Celková odhadnutá cena zemní frézy | 111 693 Kč |

Pro srovnání celkové ceny 111 693 Kč s běžně nabízenými frézami byla sestavena tabulka (tab.8).

Tabulka 8 - Porovnání cen dostupných fréz

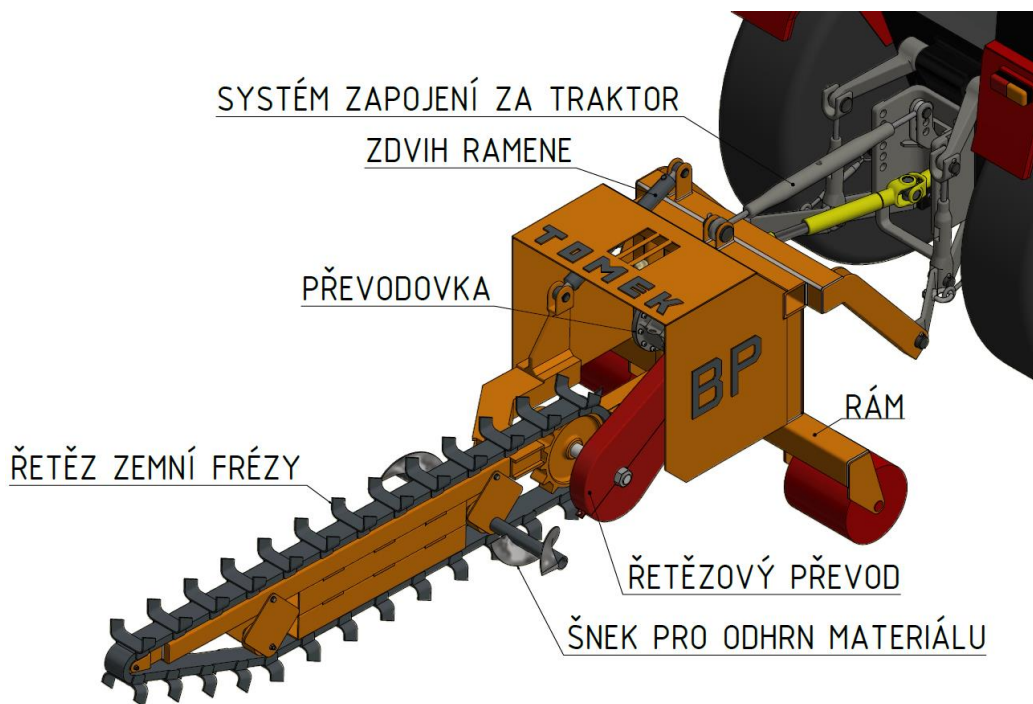
| Digga | Bystroň | Avant trencher | Digga Bigfoot |
|---|---|--|---|
| 124 500 Kč | 110 700 Kč | 120 000 Kč | 140 400 Kč |
|  |  |  |  |

Obrázek 20-Digga[13]

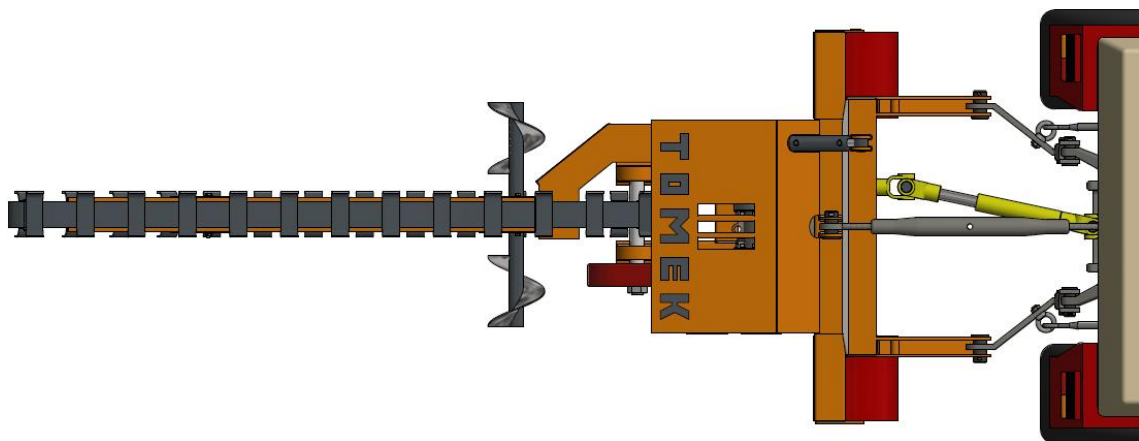
Obrázek 21-Bystroň[3]

Obrázek 22-Avant[14]

Obrázek 23-Diga[15]



Obrázek 24 - Konstrukce frézy



Obrázek 25 - Konstrukce frézy-horní pohled

6. Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout integrovaný mechanický převod pro rýhovací zemní frézu, s možností zapřažení za pracovní stroj, jako je traktor nebo na vidle bagru. Tento návrh vycházel ze zadaných parametrů, tedy výkonu pohonu na vstupu do frézy 15kW, vstupních 2800 ot/min a výstupních 720 ot/min otáček a trvanlivosti 8000h.

V první části práce bylo uvedení do problematiky a seznámení s tématem. Nutností bylo navrhnout ozubená soukolí pro přenos výkonu, převodovou skříň, ve které budou kola uložena, systém redukce výstupních otáček na 50% tj. 360 ot/min, řetězový převod, pojistný člen zabraňující poškození mechanismu a rám, na kterém bude vše uloženo. Bylo provedeno seznámení s teorií v oblasti frézování zemin a průzkum již existujících konstrukčních řešení zemních fréz. Další část zahrnovala vlastní konstrukční ideu. Zde proběhla volba způsobu řazení jednotlivých rychlostí. Po provedení průzkumu byla zvolena synchronní zubová spojka, která splňovala potřebné nároky a očekávání. Byla vybrána z důvodu její spolehlivosti a snadné dostupnosti na trhu. Výroba by byla ovšem zbytečně nákladná, a proto systém obsahuje již existující variantu používanou v českém automobilu Škoda Felicie. Díky tomu byla snížena finanční náročnost a lehká dostupnost jakožto náhradního dílu. Dále byl zvolen pojistný člen. Použití hřídelových spojek zde bylo nemožné z konstrukčních důvodů, a tak bylo zvoleno svěrné kuželové spojení mezi výstupním řetězovým kolem a hřídelí pohánějící rýhovací pás, které při překročení kritického krouticího momentu proklouzne a systém odpojí. Důležitou částí bylo navrhnout převodovou skříň s co nejmenší finanční náročností a to při zachování požadavků, jako je správná cirkulace oleje vně skříně, malou hmotnost, prachovou odolnost a snadnou údržbu. Za materiál skříně byla vybrána slitina hliníku. Tato slitina je velmi lehká, má malou hustotu, dobrou tepelnou vodivost, dobré mechanické vlastnosti a dobrou slévatelnost. Skříň je složena ze tří dílů sendvičového typu spojené šrouby s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem. Dále byl navržen rám, který je svařovaný z tlustostěnných i tenkostěnných obdélníkových a čtvercových profilů, plechů válcovaných za tepla nebo zastudena. Náklon ramene byl vyřešen dvěma hydraulickými písty osově spojených trubkou, umožňující převozní polohu, minimální a maximální hloubka rýhy. Před započítím výpočtové zprávy bylo sestaveno kinematické schéma převodovky a ujasnění uložení hřídelů a

rozložení jednotlivých prvků jako ozubená kola, synchronní řazení, hřídele a směry rotací jednotlivých soukolí.

Ve výpočtové zprávě, bylo provedeno dimenzování jednotlivých dílů vycházející ze zadaných hodnot. V první řadě byla provedena volba převodových poměrů jednotlivých soukolí za účelem dosažení požadovaných hodnot na výstupu a následné určení otáček a krouticích momentů na všech hřídelích. Podle velikosti krouticího momentu tak byla zvolena hřídel pro umístění synchronní spojky. Dále proběhl návrh, výpočet a kontrola ozubených soukolí, jak kuželových, tak válcových. Všechna se šikmým ozubením, které je únosnější než přímé, a díky plynulému vstupování zubů do záběru má tišší chod. Kola byla na závěr odlehčena. V dalším kroku byl navržen dvouřadý řetězový převod podle velikosti přenášeného krouticího momentu a vzdálenosti mezi hřídeli. Nyní mohly být navrženy jednotlivé hřídele za účelem zjištění minimálních možných průměrů, umístění ložisek, po výpočtu velikostí reakčních sil. Také proběhla kontrola zvolené hřídele namáhané statickým krutem a střídavým ohybem a provedení metody konečných prvků v programu Autodesk Inventor Profesional 2016 za účelem nalezení místa s největší koncentrací napětí a určení bezpečnosti. V další části bylo navrženo procentuální zatížení stroje z důvodů volby ložisek. Některá ložiska výrazně překračují požadovanou životnost, a však jejich volba byla nezbytná. Kompenzují to však velmi nízké náklady a ušetření počtu oprav. Byl také proveden návrh těsných per pro spojení ozubených kol s hřídeli, což je levnější a přesto velmi únosná varianta drážkování, jehož výroba je velmi nákladná. Pokud jedno pero nesplnilo pevnostní kontrolu, byla zvolena dvě pera s odstupem 120° po obvodu hřídele. V neposlední řadě bylo navrženo drážkování pro spojení jádra synchronní spojky s předlohou hřídelí a ohledem na velikost přenášeného krouticího momentu. Nakonec byl proveden návrh kuželového svěrného spojení jakožto pojistného členu.

Na závěr byla celá zemní fréza zkonstruována a vymodelována v programu Autodesk Inventor Profesional 2016 ve 3D podobě a taktéž zhotovení výkresové dokumentace vybraných dílů a sestav. Bylo provedeno ekonomické vyhodnocení, což zahrnovalo ceny jednotlivých dílů, normalizovaných i nenormalizovaných, náklady na jejich výrobu, práci obráběčů a sestavení celkové konkurence frézy. Návrh tedy splnil všechny požadavky a vyhověl dnešním trendům. Všechny cíle a body práce byly tímto splněny.

Použitá literatura a zdroje

[1] Výrobky a produkty lesní techniky. Dostupné z:

<http://www.faofar.cz/produkt/fao-far-2-057dt>

[2] Radim Krestýn LES-AGRO-KOMPLEX, zemědělské stroje. Dostupné z:

<http://www.lesagrokomplex.cz/cs/mdl/info/zemni-vrtak-neseny>

[3] Komunální a lesní technika. Dostupná z:

<https://www.zvagro.cz/katalog-zemedelske-techniky/freza-na-parezy-bystron.php>

[4] Veškeré stroje pro zemědělství. Dostupné z:

<http://www.directindustry.com/prod/aft-trenchers-limited/product-60824-389546.html>

[5] Pešík, L.: *Části strojů. 1. díl.* Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4

[6] Pešík, L.: *Části strojů. 2. díl.* Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2

[7] Bureš M.: *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol.* Skriptum TU Liberec Ediční středisko 2006.

[8] ŘASA, J.; ŠVERCL, J. *Strojnické tabulky.* Praha 5: Scientia spol s.r.o., 2004, ISBN 80-7183-312-6.

[9] Mrkvica I.: *Současné trendy v obrábění ozubených kol.* Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011, 120 s.

[10] Prášil L.: *Únava materiálu strojních součástí při periodickém zatěžování.* Skriptum TU Liberec Výukový text.

[11] Kaláb K.: *Návrh a výpočet spojů pro přenos krouticího momentu z hřídele na náboj.* Skriptum TU Ostrava Evidenční středisko 2003

[12] Výpočetní programy *Autodest Inventor Professional 2016*

[13] Bazar se zemní frézou, dostupný z:

<http://bagrymoravia.cz/nakladace/ryhovac-na-bobcat>

[14] Bazar se zemní frézou. Dostupné z:

<https://autoline.cz/sf/stavebni-stroje-ryhovac-AVANT-Trencher-Mini-900--17011109080007122900.html>

[15] Internetový bazar se zemní frézou. Dostupná z:

<http://stroje.extra-inzerce.cz/inz/ryhovac-digga-pouzity-294638.html>

Seznam obrázků

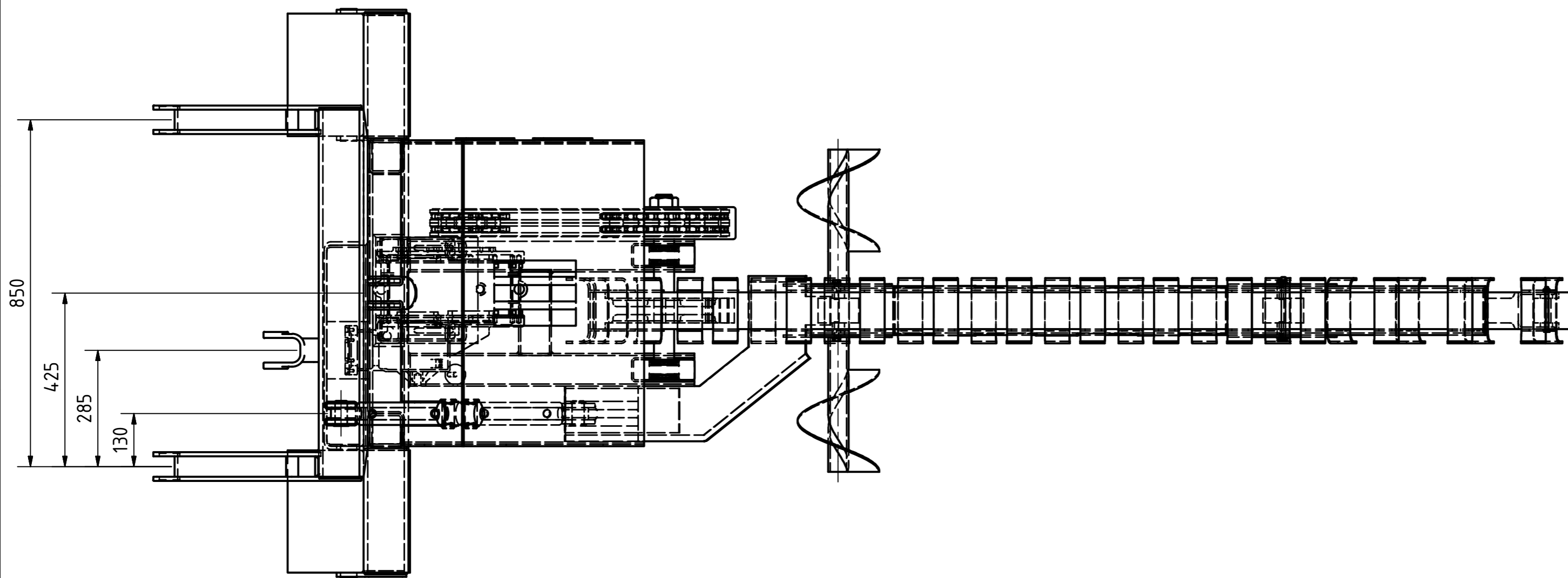
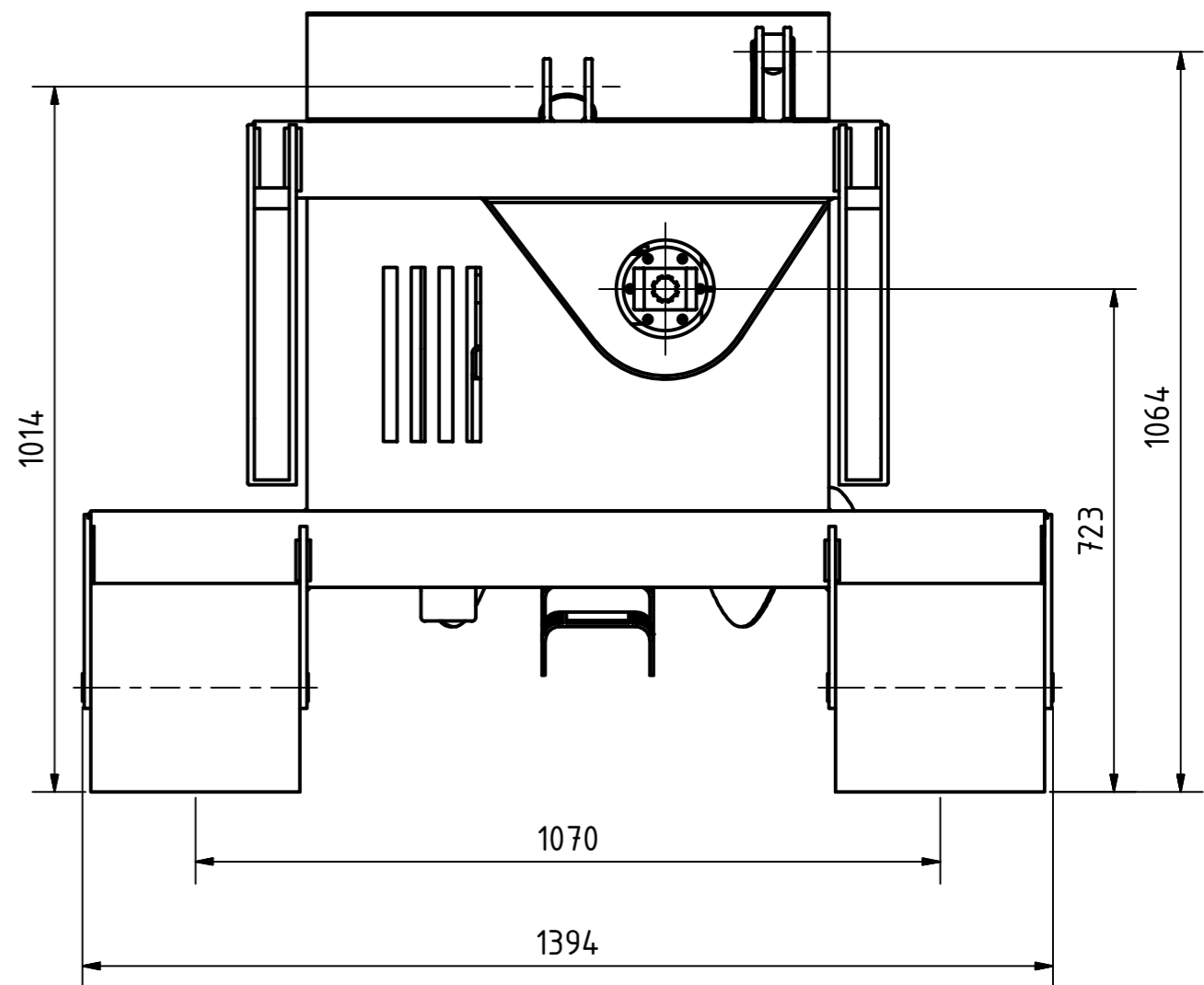
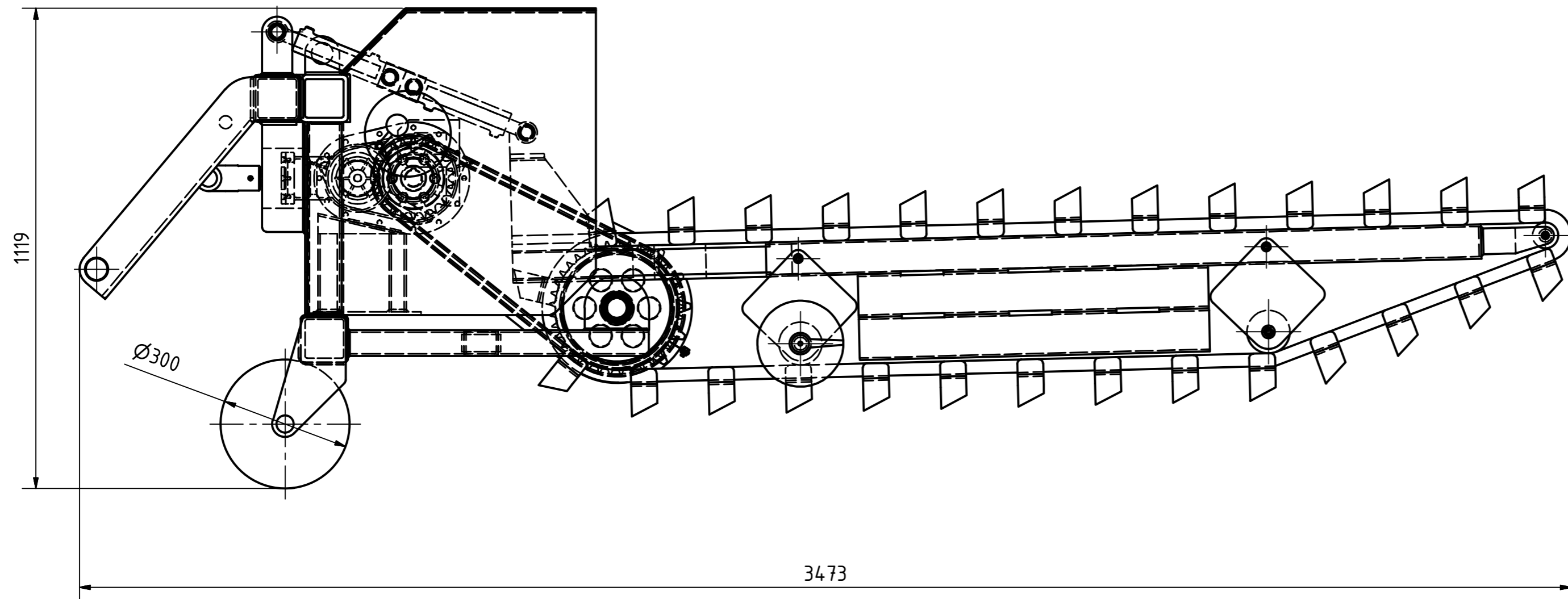
| | |
|--|----|
| Obrázek 1 – Mulčovátor [1] | 15 |
| Obrázek 2 - Zemní vrták [2] | 16 |
| Obrázek 3 - Fréza na pařezy [3] | 16 |
| Obrázek 4 - Rýhovací fréza na pokládku drenáže [4] | 17 |
| Obrázek 5 - Tažné zařízení - reálná konstrukce | 18 |
| Obrázek 6 - Tažné zařízení - počítačový model | 18 |
| Obrázek 7 - Náhled převodové skříně | 19 |
| Obrázek 8 - Náhled sestavy převodovky | 19 |
| Obrázek 9 - Kinematické schéma převodovky | 20 |
| Obrázek 10 - Schéma řetězového převodu | 42 |
| Obrázek 11 - Vstupní hřídel | 46 |
| Obrázek 12 - Předlohový hřídel, 1. rychlost | 48 |
| Obrázek 13 - Předlohový hřídel, 2. rychlost | 50 |
| Obrázek 14 - Výstupní hřídel, 1. rychlost | 52 |
| Obrázek 15 - Výstupní hřídel, 2. rychlost | 55 |
| Obrázek 16 - Okrajové podmínky | 67 |
| Obrázek 17 - Výsledné napětí na hřídeli | 68 |
| Obrázek 18 - Výsledná bezpečnost na hřídeli | 68 |
| Obrázek 19 - Náhled převodovky | 70 |
| Obrázek 20-Digga[13] | 72 |
| Obrázek 21-Bytroň[3] | 72 |
| Obrázek 22-Avant[14] | 72 |
| Obrázek 23-Diga[15] | 72 |
| Obrázek 24 - Konstrukce frézy | 72 |
| Obrázek 25 - Konstrukce frézy-horní pohled | 72 |

Seznam tabulek

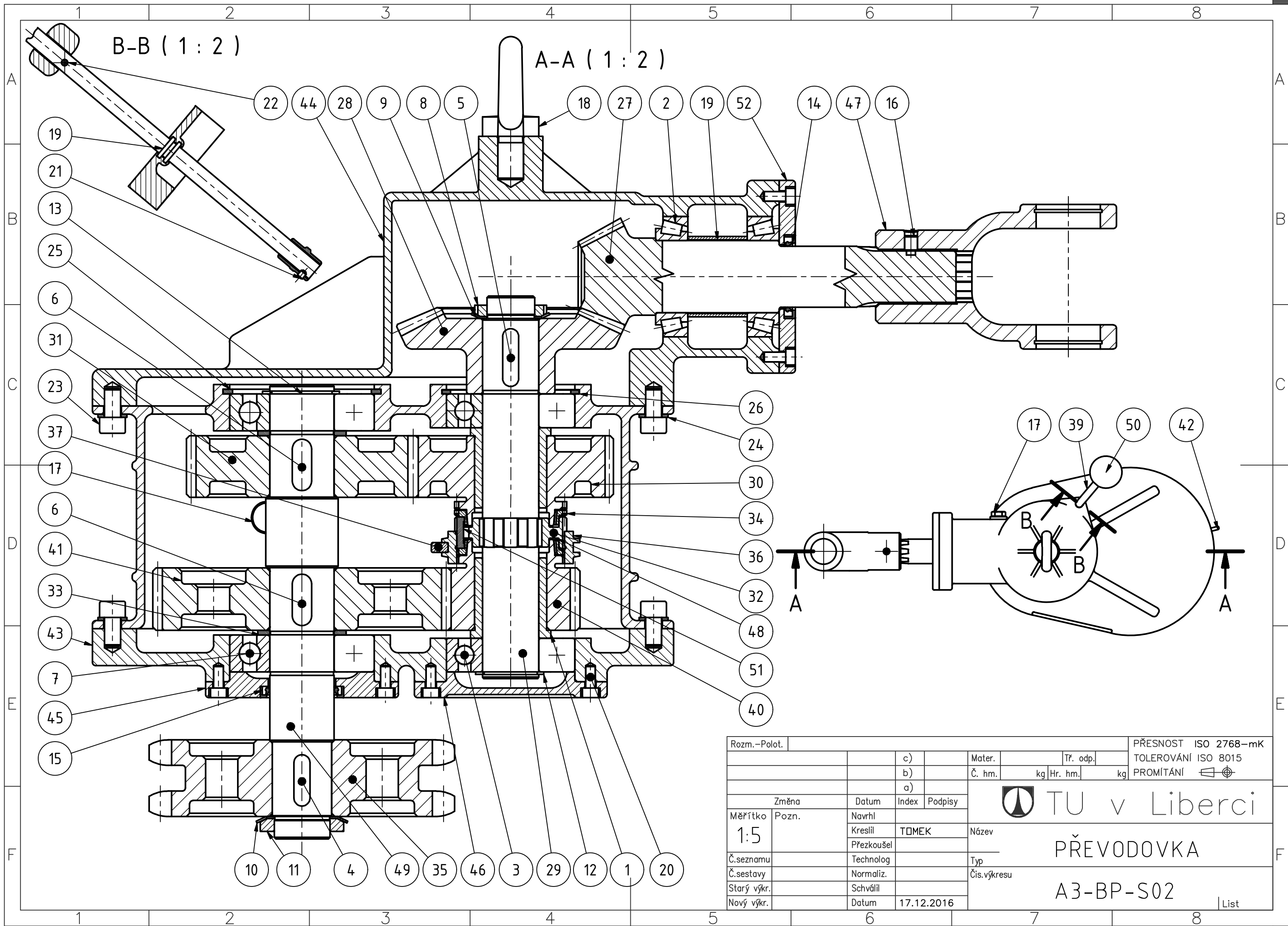
| | |
|--|----|
| Tabulka 1 - Zadané hodnoty | 14 |
| Tabulka 2 - Ceny normalizovaných dílů převodovky | 69 |
| Tabulka 3 - Ceny nenormalizovaných dílů převodovky | 70 |
| Tabulka 4 - Celková cena převodovky | 70 |
| Tabulka 5 - Ceny funkčních součástí zemní frézy | 71 |
| Tabulka 6 - Ceny hutních součástí zemní frézy | 71 |
| Tabulka 7 - Mezisoučet a celková cena zemní frézy | 71 |
| Tabulka 8 - Porovnání cen dostupných fréz | 72 |

Seznam příloh

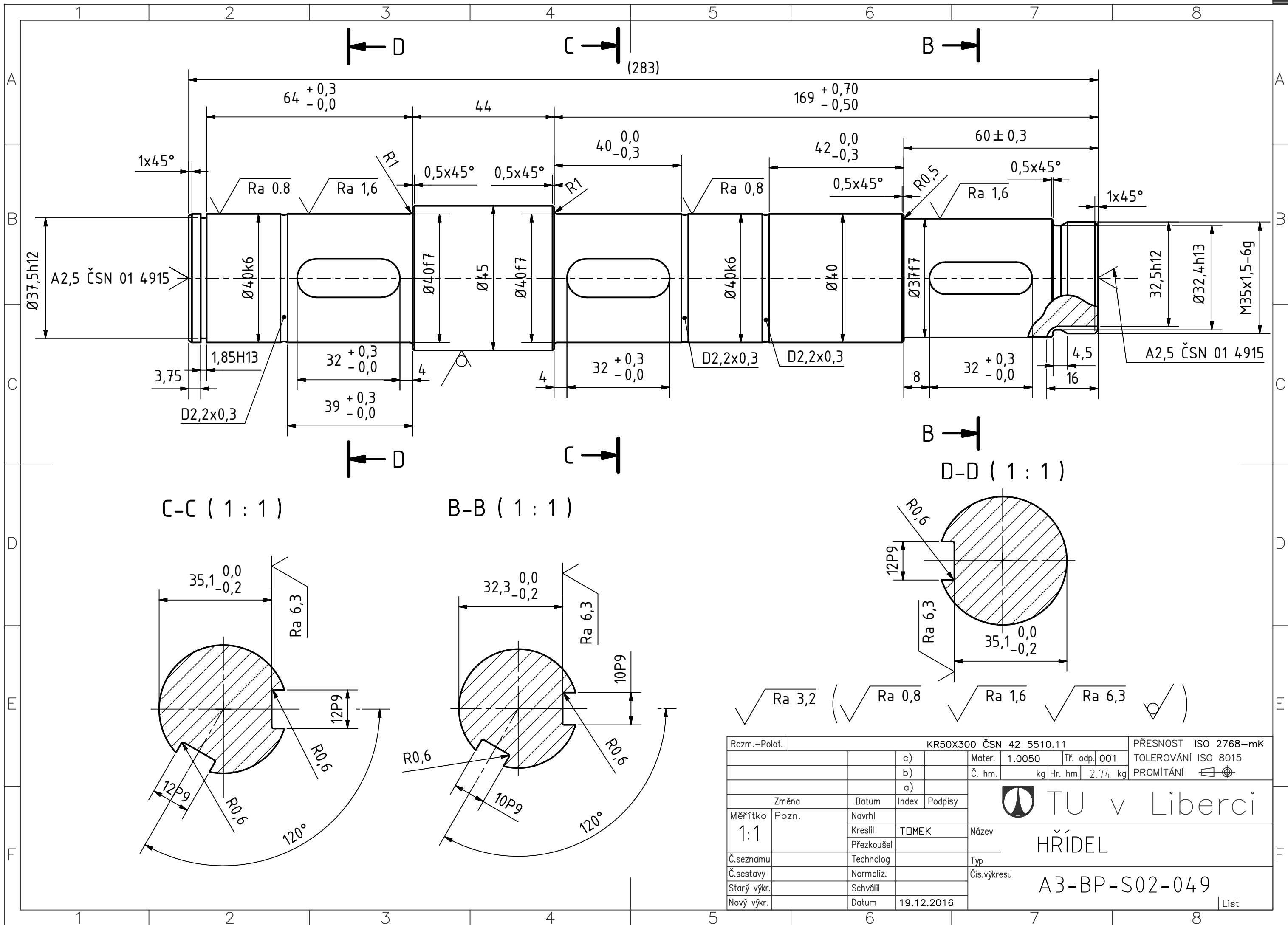
| |
|---------------------------------------|
| Příloha 1 – Výkres A2-BP-S01 |
| Příloha 2 – Výkres A3-BP-S02 |
| Příloha 3 – Výkres A3-BP-S02-049 |
| Příloha 4 – Výkres A3-BP-S02-041 |
| Příloha 5 – Výkres A3-BP-S02-040 |
| Příloha 6 – Kusovník A4-BP-S02-01 |
| Příloha 7 – Kusovník A4-BP-S02-02 |
| Příloha 8 – Náhled převodové skříně_1 |
| Příloha 9 – Náhled převodové skříně_2 |
| Příloha 10 – Synchronní zubová spojka |
| Příloha 11 – Polohování frézy |



| | | | | | | | | |
|-------------|-------|------------|-------------|--------|-----------|----------|----|---|
| Rozm.-Počet | | c) | | Mater. | | if. odp. | | PŘESNOST ISO 2768-mK |
| | | b) | | č. hm. | kg | Hr. hm. | kg | TOLEROVÁNÍ ISO 8015 |
| | | a) | | | | | | PROMÍTÁNÍ |
| | Změna | Datum | | Index | | Podpisy | | TU v Liberci ZEMNÍ FRÉZA A2-BP-S01 |
| Měřítka | Pozn. | Navrhl | Kreslil | TOMEK | | Název | | |
| Č.seznamu | | Přezkoušel | Technolog | | Typ | | | |
| Č.sestavy | | Normaliz. | Čís.výkresu | | | | | |
| Starý výkr. | | Schválil | Datum | | 22.3.2017 | | | |
| Nový výkr. | | | | | | | | |



| | | | | | |
|--------------|-------|------------|------------|---------------------------------|---------------|
| Rozm.-Polot. | | | | PŘESNOST ISO 2768-mk | |
| | | | | TOLEROVÁNÍ ISO 8015 | |
| | | | | PROMÍTÁNÍ | |
| | | c) | | Mater. | Tř. odp. |
| | | b) | | Č. hm. | kg Hr. hm. kg |
| | | a) | | | |
| Změna | | Datum | Index | Podpisy | |
| Měřítka | Pozn. | Navrhl | | | |
| 1:5 | | Kreslil | TOMEK | | |
| Č.seznamu | | Přezkoušel | | | |
| Č.sestavy | | Technolog | | | |
| Starý výkr. | | Normaliz. | | | |
| Nový výkr. | | Schválil | | | |
| | | Datum | 17.12.2016 | | |
| | | | | TU v Liberci | |
| | | | | Název PŘEVODOVKA | |
| | | | | Typ A3-BP-S02 | |
| | | | | Čís.výkresu A3-BP-S02 | |
| | | | | List | |



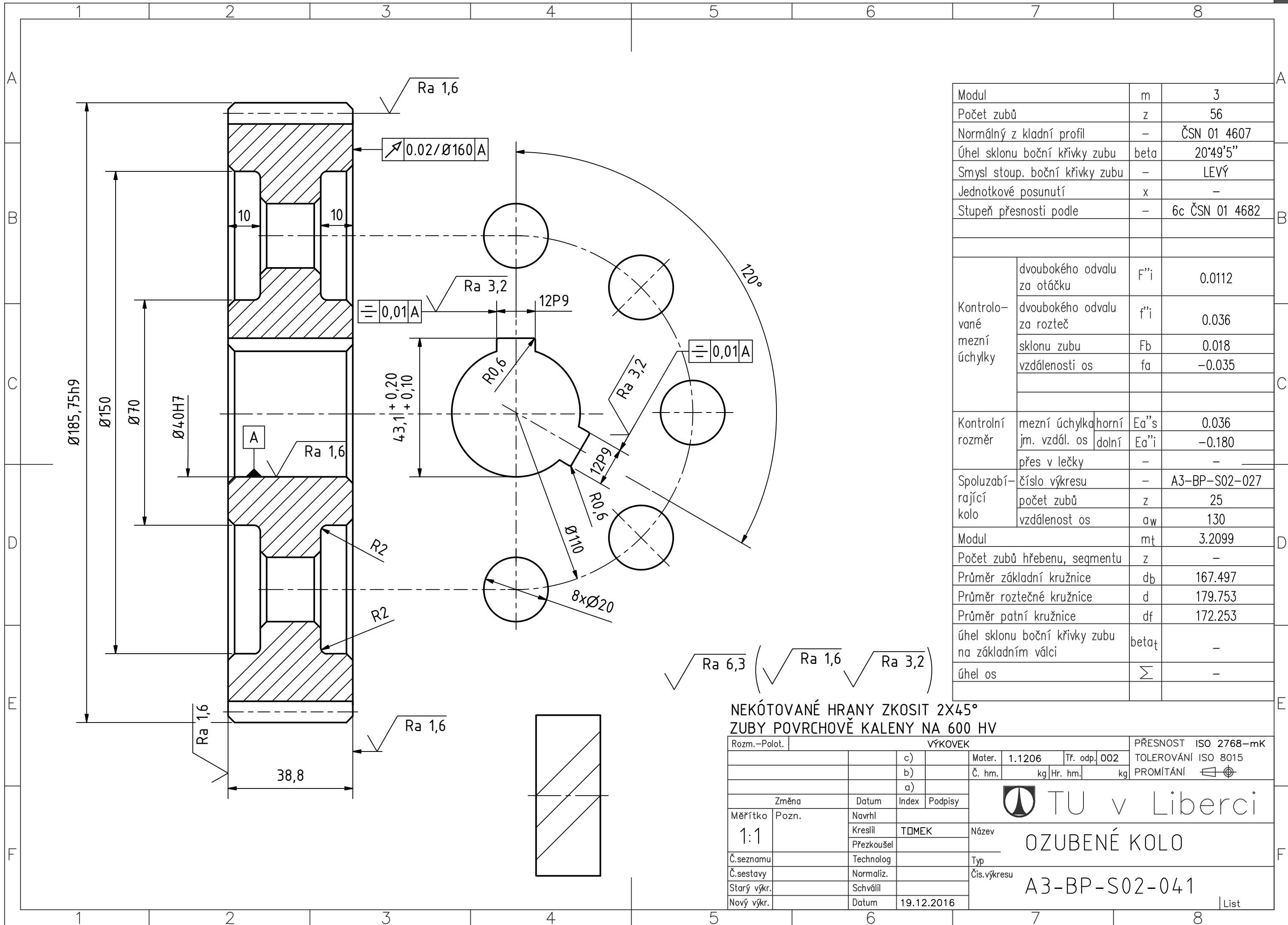
| | | | | | | | |
|--------------|-------|-------------------------|---------------|---------------------|--------|----------------------|---------|
| Rozm.-Polot. | | KR50X300 ČSN 42 5510.11 | | | | PŘESNOST ISO 2768-mk | |
| | | c) | | Mater. | 1.0050 | Tř. odp. | 001 |
| | | b) | | Č. hm. | kg | Hr. hm. | 2.74 kg |
| | | a) | | TOLEROVÁNÍ ISO 8015 | | | |
| | | | | PROMÍTÁNÍ | | | |
| Změna | | Datum | Index | Podpisy | | | |
| Měřítko | Pozn. | Navrhl | | | | | |
| 1:1 | | Kreslil | TOMEK | | | | |
| Č.seznamu | | Přezkoušel | | | | | |
| Č.sestavy | | Technolog | Název | | | | |
| Starý výkr. | | Normaliz. | HŘÍDEL | | | | |
| Nový výkr. | | Schválil | Typ | | | | |
| | | Datum | Čís.výkresu | | | | |
| | | 19.12.2016 | A3-BP-S02-049 | | | | |
| | | | | | | | List |

$\sqrt{Ra\ 3,2}$ ($\sqrt{Ra\ 0,8}$ $\sqrt{Ra\ 1,6}$ $\sqrt{Ra\ 6,3}$ $\sqrt{\text{Ra}}$)

B →
D-D (1:1)

B-B (1:1)

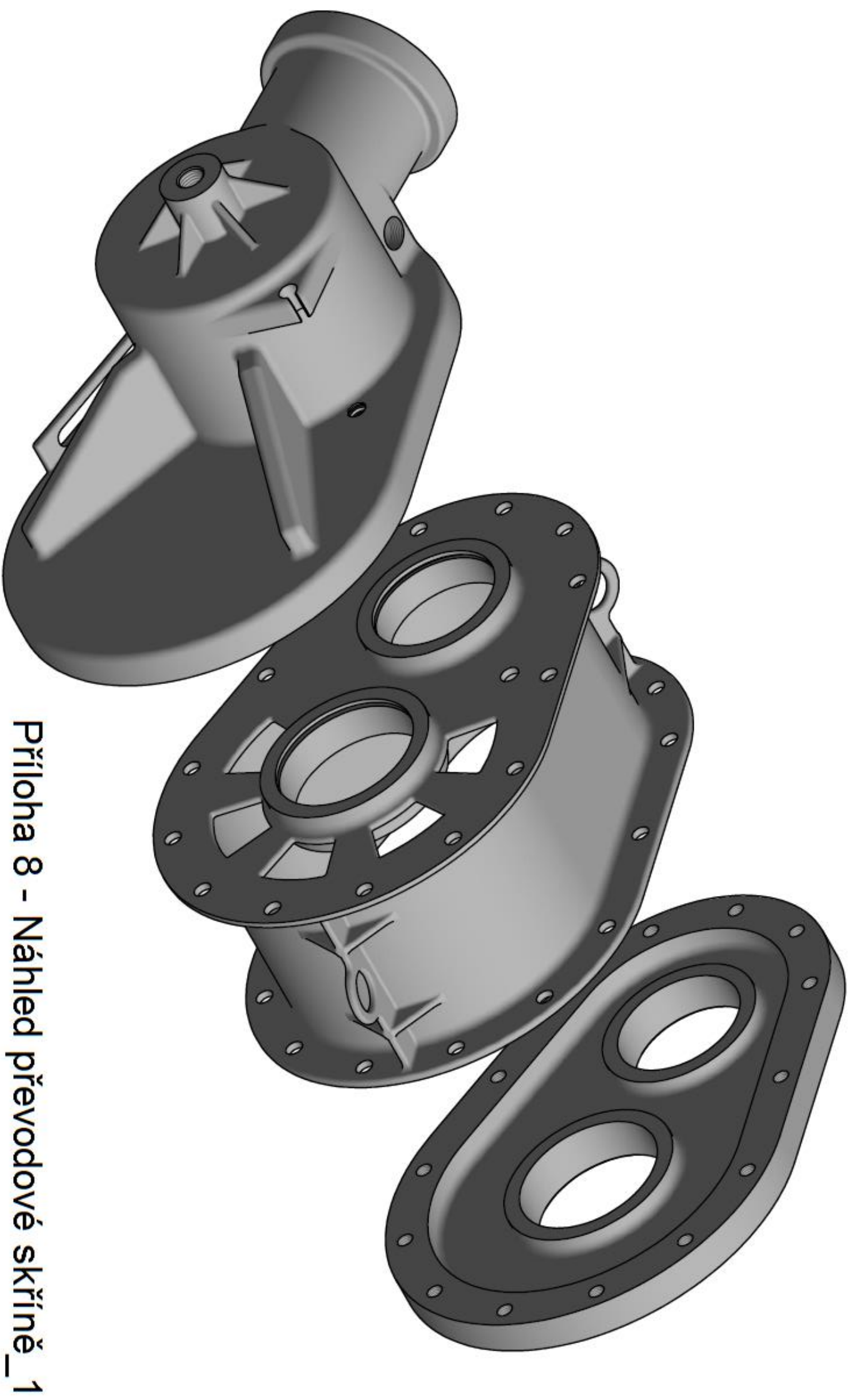
C-C (1:1)



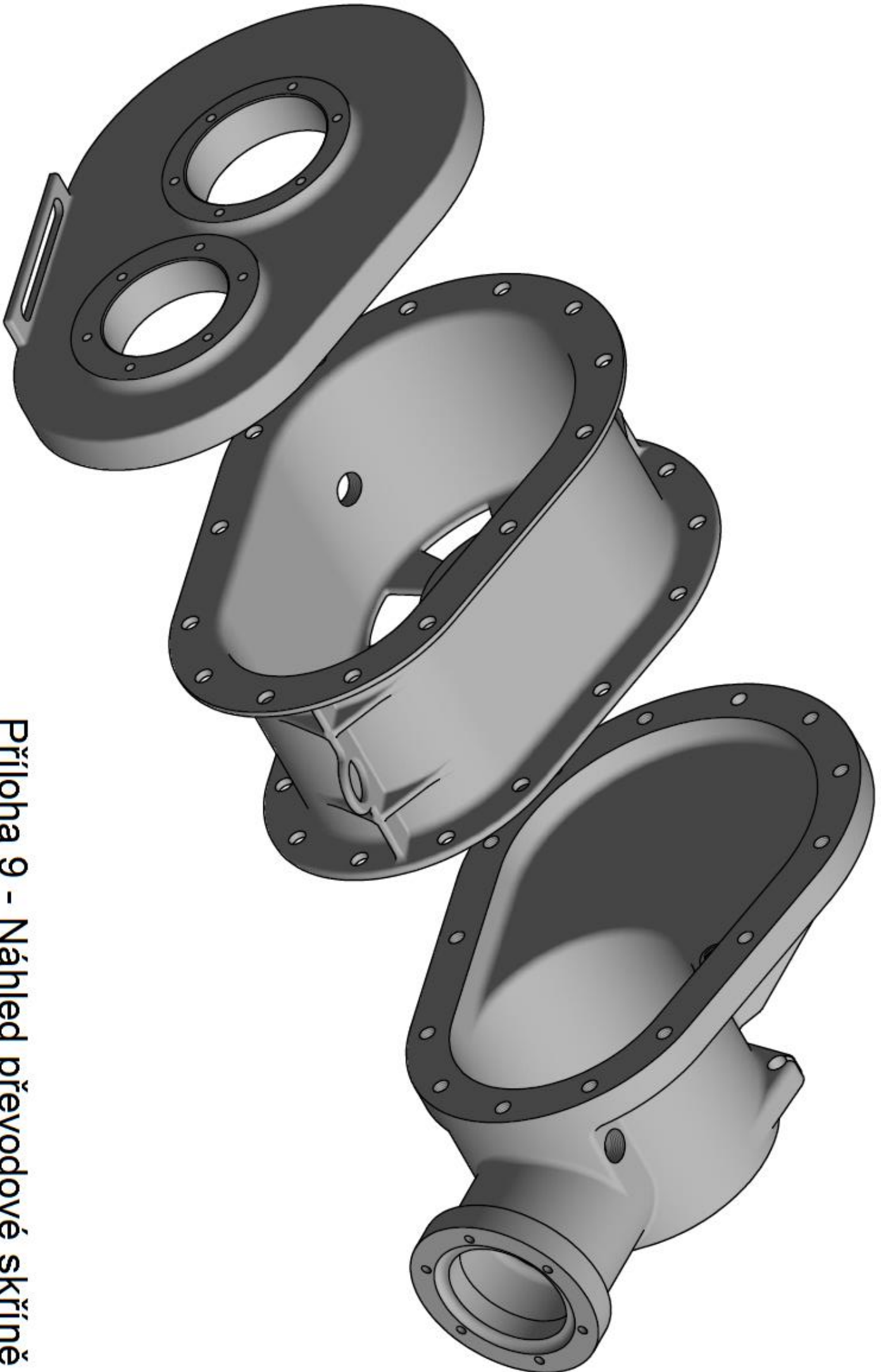
| | | | |
|--|-----------------------------|----------------|---------------|
| Modul | m | 3 | |
| Počet zubů | z | 56 | |
| Normální z kladní profil | - | ČSN 01 4607 | |
| Úhel sklonu boční křivky zubu | beta | 20°49'5" | |
| Smysl stoup. boční křivky zubu | - | LEVÝ | |
| Jednotkové posunutí | x | - | |
| Stupeň přesnosti podle | - | 6c ČSN 01 4682 | |
| Kontrolované mezní úchytky | dvoubokého odvalu za otáčku | F''i | 0.0112 |
| | dvoubokého odvalu za rozteč | f''i | 0.036 |
| | sklonu zubu | Fb | 0.018 |
| | vzdálenosti os | fa | -0.035 |
| Kontrolní rozměr | mezní úchytky jm. vzdál. os | horní Ea''s | 0.036 |
| | | dolní Ea''i | -0.180 |
| | přes v lečky | - | - |
| Spoluzabírající kolo | číslo výkresu | - | A3-BP-S02-027 |
| | počet zubů | z | 25 |
| | vzdálenost os | a _w | 130 |
| Modul | m _t | 3.2099 | |
| Počet zubů hřebenu, segmentu | z | - | |
| Průměr základní kružnice | d _b | 167.497 | |
| Průměr roztečné kružnice | d | 179.753 | |
| Průměr patní kružnice | d _f | 172.253 | |
| úhel sklonu boční křivky zubu na základním válci | beta _t | - | |
| úhel os | Σ | - | |

NEKÓTOVANÉ HRANY ZKOSIT 2X45°
ZUBY POVRCHOVĚ KALENY NA 600 HV

| | | | | | | |
|--------------|---------|------------|------------|----------|--|---------------------|
| Rozm.-Polot. | VÝKOVEK | | | | PŘESNOST ISO 2768-mk | |
| | c) | Mater. | 1.1206 | Tř. odp. | 002 | TOLEROVÁNÍ ISO 8015 |
| | b) | Č. hm. | kg | Hr. hm. | kg | PROMÍTÁNÍ |
| | a) | | | | | |
| Změna | Datum | Index | Podpisy | | TU v Liberci OZUBENÉ KOLO Typ A3-BP-S02-041 Čís.výkresu List | |
| Měřítko | Pozn. | Navrhl | | | | |
| 1:1 | | Kreslil | TOMEK | | | |
| Č.seznamu | | Přezkoušel | | | | |
| Č.sestavy | | Technolog | | | | |
| Starý výkr. | | Normaliz. | | | | |
| Nový výkr. | | Schválil | | | | |
| | | Datum | 19.12.2016 | | | |



Příloha 8 - Náhled převodové skříně_1



Příloha 9 - Náhled převodové skříně_2



Příloha 10 - Synchronní zubová spojka

Příloha 11 – Polohování frézy

