



Bezvůlová převodovka s integrovaným asynchroním motorem

Bakalářská práce

Studijní program: B2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301R000 – Strojní inženýrství
Autor práce: **Marek Steiner**
Vedoucí práce: prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC
Faculty of Mechanical Engineering ■

Bachelor thesis

Study programme: B2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2301R000 – Mechanical Engineering

Author: **Marek Steiner**
Supervisor: prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Marek Steiner**
Osobní číslo: **S14000425**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Strojní inženýrství**
Název tématu: **Bezvúlová převodovka s integrovaným asynchroním motorem**
Zadávací katedra: **Katedra částí a mechanismů strojů**

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

Navrhněte kompletní bezvúlovou převodovku s integrovaným asynchroním motorem. Proveďte detailní konstrukci a výpočty.

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
- [11] www firemní stránky výrobců zařízení

Vedoucí bakalářské práce: prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.

Katedra částí a mechanismů strojů


Konzultant bakalářské práce: Ing. Vojtěch Klouček

Datum zadání bakalářské práce: 12. února 2016

Termín odevzdání bakalářské práce: 12. května 2017


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan




prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
vedoucí katedry

V Liberci dne 12. února 2016

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

V první řadě bych chtěl poděkovat prof. Ing. Ladislavu Ševčíkovi, CSc. Jako vedoucímu mé bakalářské práce, který mi radil s konstrukcí a navrhoval řešení konstrukčních problémů. Dále bych chtěl poděkovat konzultantovi mé práce Ing. Vojtěchu Kloučkovi, Ph.D., který mi věnoval svůj čas a poskytl návrhy, díky nimž se moje práce dostala do zdárného konce.

Dále bych chtěl poděkovat své rodině za poskytnuté zázemí a podporu, která mi byla věnována během mého studia i v průběhu samotného psaní bakalářské práce. Nakonec bych chtěl poděkovat všem svým přátelům, kteří mi nějakým způsobem pomohli nebo mi poradili.

Anotace

Obsahem bakalářské práce je inovativní řešení konstrukce bezvůlové převodovky, Původní řešení sice dosahovalo nejvyššího možného převodového poměru, ale mělo jisté negativní vlivy. Cílem práce je tyto negativní vlivy eliminovat. Toho je dosaženo pomocí vyřazení excentrů, které způsobovaly značné vibrace. Ty byly důvodem nadměrného dynamického namáhání. Dále při zkušebních testováních docházelo k nadměrnému přehřívání, proto je do slepého místa převodovky umístěn průmyslový větrák. Tento typ se jeví jako nejvhodnější, protože má konstantní otáčky, které nejsou závislé na otáčkách motoru.

Klíčová slova: planetová převodovka, vůle, ozubená kola, třecí spojka, torzní hřídel

Annotation

The topic of this bachelor thesis is an innovative construction of the anti-backlash gear which achieved the highest possible gear ratio, but it had certain negative consequences. The aim of this bachelor thesis is the elimination of these consequences. This aim is reached by putting the eccentrics which were causing considerable vibrations out. These vibrations were the cause of excessive dynamical strain. There was an excessive overheating during the testing; therefore, an industrial fan is placed into the blind spot of the gearbox. This type appears the most convenient because its revolutions are constant and independent on the motor revolutions.

Keywords: planet gear, backlash, gearwheels, friction clutch, torsion shaft

Obsah

Seznam použitých veličin	9
Seznam obrázků	14
1. Úvod.....	15
1.1. Cíl práce	15
2. Dělení vůlových převodů.....	17
2.1. Ozubené převody čelní a kuželové	17
2.1.1. Ozubené čelní převody	17
2.1.2. Ozubené kuželové převody.....	18
2.2. Šroubové převody	19
2.3. Šnekové převody.....	19
2.4. Řemenové převody.....	20
2.5. Řetězové převody.....	21
2.6. Planetové převody.....	21
3. Bezvůlové převody	23
3.1. Vznik vůlí při převodu mezi dvěma ozubenými koly	23
3.2. Použití bezvůlových převodů.....	23
3.3. Způsoby vymezení vůlí	24
3.3.1. Pomocí dvou servomotorů	24
3.3.2. Pomocí pružného elementu.....	25
4. Výpočtová zpráva	27
4.1. Umístění a použití převodovky	27
4.2. Výpočet ozubených kol.....	27
4.3. Předpokládané zatížení unašeče, satelitů, centrálního kola	30
4.4. Předběžný postup výpočtu sil v převodovce	31
4.5. Výpočet síly z unašeče na centrální kolo	32
4.6. Předběžné zatížení korunového kola silou.....	39
4.7. Výpočet síly z unašeče na korunové kolo	39
4.8. Výpočet hřídelů bezvůlové převodovky	49
4.9. Předpokládané zatížení ložisek satelitu.....	59
4.10. Výpočet přesahu a tolerance nalisování	60
4.11. Výpočet per pod centrálním kolem a unašečem.....	63
4.12. Výpočet pera pod spojkou a výpočet kotoučové třecí spojky	65

4.13.	Výpočet utahovacího momentu stavěcího šroubu a šroubů korunového kola 68	
4.14.	Detail předepínání převodovky	69
4.15.	Výpočet utahovacího momentu stavěcího šroubu	69
4.16.	Výpočet utahovacího momentu šroubů korunového kola	71
5.	Ekonomické zhodnocení	73
6.	Závěr	75
	Seznam použité literatury	78
	Seznam příloh	79

Seznam použitých veličin

Značka	Jednotka	Název
i	[-]	převodový poměr
v	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	obvodová rychlost
j_w	[mm]	valivá boční vůle
j	[mm]	oblouk na základní kružnici
C	[-]	konstanta zvětšení nebo zmenšení vůle
a	[mm]	roztečná osová vzdálenost
K_A	[-]	součinitel pro plynulý záběr
M_r	[Nm]	točivý moment motoru
P_r	[W]	jmenovitý výkon
n_r	$[\text{min}^{-1}]$	jmenovité otáčky
ω	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$	úhlová rychlost
i_{cu}^k	[-]	převodový poměr centrálního kola na unašeč
z_k	[-]	počet zubů korunového kola
z_c	[-]	počet zubů centrálního kola
m_k	[-]	modul korunového ozubeného kola
b_k	[mm]	šířka zubu korunového ozubeného kola
m_c	[-]	modul centrálního ozubeného kola
b_c	[mm]	šířka zubu centrálního ozubeného kola
m_s	[-]	modul ozubeného kola satelitu
b_s	[mm]	šířka zubu ozubeného kola satelitu
z_s	[-]	počet zubů ozubeného kola satelitu
a_{cs}	[mm]	osová vzdálenost mezi centrálním kolem a satelitem
d_c	[mm]	průměr roztečné kružnice centrálního ozubeného kola
d_{ac}	[mm]	průměr hlavové kružnice centrálního ozubeného kola
h_a^*	[-]	součinitel výšky hlavy zubu
c_c	[mm]	hlavová vůle centrálního ozubeného kola
c^*	[-]	součinitel hlavové vůle
d_{fc}	[mm]	průměr patní kružnice centrálního ozubeného kola
p_c	[mm]	rozteč zubů centrálního ozubeného kola
p_b	[mm]	základní rozteč centrálního ozubeného kola
s_c	[mm]	tloušťka zubu centrálního ozubeného kola

e_c	[mm]	šířka zubové mezery ozubeného centrálního kola
h_{fc}	[mm]	výška paty zubu centrálního ozubeného kola
h_{ac}	[mm]	výška hlavy zubu centrálního ozubeného kola
h_c	[mm]	výška zubu
M_{celk}	[Nm]	výstupní velikost točivého momentu
$M_{předpětí}$	[Nm]	točivý moment předpětí
M_{IJ}	[Nm]	točivý moment mezi body I a J
F_u	[N]	síla na unašeč
r_u	[mm]	poloměr unašeče
r_c	[mm]	poloměr centrálního ozubeného kola
r_s	[mm]	poloměr satelitu
m_s	[-]	modul satelitu
E	[N]	síla na satelit
F_{cs}	[N]	síla působící mezi centrálním kolem a unašečem
F_{tc}	[N]	tečná síla na centrálním ozubeném kole
F_{rc}	[N]	radiální síla na centrálním ozubeném kole
ε_α	[-]	součinitel záběru profilu
ε_β	[-]	součinitel kroku zubu centrálního ozubeného kola
ε_γ	[-]	celkový součinitel záběru centrálního ozubeného kola
d_{as}	[mm]	průměr hlavové kružnice satelitu
d_{fs}	[mm]	průměr hlavové kružnice satelitu
b_c	[mm]	šířka centrálního ozubeného kola
a	[mm]	osová vzdálenost
Z_E	[-]	součinitel mechanických vlastností materiálu spoluzabírajících kol
Z_H	[-]	součinitel tvaru spoluzabírajících zubů
Z_ε	[-]	součinitel délky dotykových křivek
K_A	[-]	součinitel pro vnější vliv dynamických sil
$K_{H\beta}$	[-]	součinitel pro materiál ocel ušlechtilá
R_m	[MPa]	mez pevnosti materiálu
V_{HV}	[MPa]	tvrdost boku zubu
σ_H	[MPa]	napětí v dotyku
σ_{HO}	[MPa]	únavová únosnost

K_H	[-]	součinitel přídavných zatížení
$S_{H1,2}$	[-]	bezpečnosti proti tvorbě pittingu
σ_{Hlim}	[MPa]	mez únavy v dotyku
Z_R	[-]	součinitel výchozí drsnosti boků zubů
Z_L	[-]	součinitel maziva
Z_V	[-]	součinitel obvodové rychlosti
F_{tmax}	[N]	jednorázové maximální zatížení zubu
K_{AS}	[-]	rázový součinitel elektromotoru
σ_{HPmax}	[MPa]	dovolené napětí při maximálním zatížení
b	[mm]	šířka ozubení
Y_{FS}	[-]	součinitel tvaru zubů a koncentrace napětí
Y_β	[-]	součinitel sklonu zubů
Y_ϵ	[-]	součinitel vlivu záběru profilu
σ_F	[MPa]	únavová únosnost paty zubu v ohybu
σ_{FP}	[MPa]	dovolené napětí v krutu
K_F	[-]	součinitel přidaných zařízení
S_F	[-]	bezpečnost proti únavovému lomu
q_H	[-]	exponent Wohlwrovy křivky
N_{Flim}	[-]	bázový počet zatěžovacích cyklů
N	[-]	počet cyklů
Y_N	[-]	součinitel životnosti
Y_σ	[-]	součinitel vrubové citlivosti
Y_X	[-]	součinitel velikosti pro ohyb
S_{FS}	[-]	statická bezpečnost v ohybu
σ_{FSt}	[MPa]	pevnost v ohybu při maximálním zatížení
d_k	[mm]	průměr roztečné kružnice ozubeného korunového kola
d_{ak}	[mm]	průměr hlavové kružnice ozubeného korunového kola
d_{fk}	[mm]	průměr patní kružnice ozubeného korunového kola
p_k	[mm]	rozteč zubů
s_k	[mm]	tloušťka zubu
e_k	[mm]	šířka zubové mezery
h_{fk}	[mm]	výška paty zubu
h_{ak}	[mm]	výška hlavy zubu

F_{Sk}	[N]	síla na korunovém kole
F_{tk}	[N]	tečná síla na korunovém kole
F_{rk}	[N]	radiální síla na korunovém kole
d_{bs}	[mm]	průměr základní kružnice satelitu
d_s	[mm]	průměr roztečné kružnice satelitu
d_{bk}	[mm]	průměr základní kružnice korunového kola
F_{ts}	[N]	tečná síla na satelitu
F_{rs}	[N]	radiální síla na satelitu
R_{ay}	[N]	reakce
R_{ax}	[N]	reakce
R_{az}	[N]	reakce
R_{by}	[N]	reakce
R_{bx}	[N]	reakce
M_{oxz}	[Nm]	ohybový moment
d_{min}	[mm]	minimální průměr torzní hřídele
σ_{ODOV}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
τ_k	[MPa]	napětí od krutu torzní hřídele v místě vrubu
M_k	[Nm]	kroutící moment
W_k	[mm ³]	průřezový modul v krutu
k_{ohyb}	[-]	bezpečnost torzní hřídele
σ_{co}^*	[MPa]	mez únavy skutečné součásti
σ_{co}	[MPa]	mez únavy zkušebního vzorku
M_o	[Nm]	ohybový moment
W_o	[mm ³]	průřezový model v ohybu
η_o	[-]	součinitel vlivu jakosti povrchu
β_o	[-]	součinitel vrubu pro ohyb
q	[-]	vrubová citlivost materiálu
v_k	[-]	součinitel vlivu velikosti
$k\varphi$	[N·m·rad ⁻¹]	zkrutná tuhost torzní hřídele
G	[MPa]	modul pružnosti ve smyku
J_p	[mm ⁴]	polární moment
φ	[°]	zkroucení torzní hřídele
M_{omax}	[Nm]	maximální ohybový moment

d_{\max}	[mm]	maximální vnitřní průměr rotoru
D	[mm]	vnější průměr hřídele rotoru
$R_{a,b}$	[N]	celkové reakce v místě ložisek
F_a	[N]	axiální síla
C_o	[kN]	dynamická únosnost
C	[kN]	statická únosnost
e	[-]	mezí hodnota vztahu F_a/F_r , určující hodnotu koeficientu X a Y
L_{HD}	[h]	chtěná minimální doba životnosti převodovky
L_H	[h]	skutečná doba životnosti převodovky
F_L	[N]	síla působící na jedno ložisko
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
F	[N]	síla nalisování
f	[-]	součinitel tření
σ_t	[MPa]	tečné napětí na náboji a unašeči
μ	[-]	Poissonovo číslo
P_D	[MPa]	dovolený tlak na pero
h	[mm]	výška pera
l_p	[mm]	délka pera
M_T	[Nm]	třecí moment
F_{QS}	[N]	předpětí šroubů spojky
R	[mm]	poloměr umístění šroubů
F_τ	[N]	třecí síla
M_{US}	[Nm]	utahovací moment šroubu spojky
P_H	[-]	rozteč závitu pro šroub M4
f_z	[-]	tření mezi šroubem a maticí
f_p	[-]	součinitel tření mezi maticí a podložkou
D_p	[mm]	průměr pro šroub
σ_ε	[MPa]	ekvivalentní napětí
f_k	[-]	tření mezi přírubou a korunovým kolem
F_ζ	[N]	síla stavěcího šroubu
$F_{Q\check{c}}$	[N]	předpětí stavěcího šroubu
$M_{u\check{c}}$	[Nm]	utahovací moment stavěcího šroubu
$M_{u\check{s}}$	[Nm]	utahovací moment šroubů korunového kola

Seznam obrázků

Obrázek 1: Ozubená kola s přímými zuby, převzato z [1]	17
Obrázek 2: Ozubená kola se šikmými zuby, převzato z [1]	18
Obrázek 3: Kuželové soukolí s přímými zuby, převzato z [1]	19
Obrázek 4: Klínový řemen, převzato z [1]	20
Obrázek 5: Ploché řemen, převzato z [1]	20
Obrázek 6: Řetězový převod pro více řetězových kol, převzato z [1].....	21
Obrázek 7: Planetový převod, převzato z [1]	22
Obrázek 8: Boční vůle v ozubení, převzato z [2]	23
Obrázek 9: Záběr servomotorů s pastorky a ozubeného hřebenu, převzato z [4].....	24
Obrázek 10: a) Odpružené ozubené kolo b) relativní natočení obou kol, převzato z [5]	25
Obrázek 11: Detailní pohled na potočení jednotlivých zubů vůči sobě, převzato z [6] .	25
Obrázek 12: Vymezení vůlí pomocí torzního hřídele, převzato z [7].....	26
Obrázek 13: Vymezení vůlí pomocí torzního hřídele, převzato z [3].....	26
Obrázek 14: Schéma převodovky	30
Obrázek 15: Schéma planetového převodu, převzato z [1]	32
Obrázek 16: Schéma planetového převodu, převzato z [1]	39
Obrázek 17: Schéma uchycení satelitu	59
Obrázek 18: Schéma nalisování náboje do unašeče	60
Obrázek 19: Průběh tečných a radiálních sil nalisování	62
Obrázek 20: Schéma per centrálního kola a unašeče.....	63
Obrázek 21: Schéma kotoučové třecí spojky.....	65
Obrázek 22: Schéma předepnutí převodovky pomocí stavěcího šroubu	68
Obrázek 23: Detail předepnutí převodovky.....	69
Obrázek 24: Schéma uchycení korunového kola.....	71

1. Úvod

Bakalářské práce se zabývá konstrukčním návrhem bezvůlové převodovky integrované do asynchronního motoru, která bude použita jako pohon pro polohování při broušení radiálních vaček. V této práci je jako druh převodu použita planetová převodovka s dvěma satelity. Celá konstrukce je realizována s ohledem na co nejkompaktnější rozměry, které byly jedním z požadavků při zadání celé práce.

1.1. Cíl práce

Cílem bakalářské práce je konstrukce převodovky, která by vyřešila všechny negativní vlivy původní konstrukce. Elektromotory standardní konstrukce obvykle pracují při vyšších otáčkách, než se od nich vyžaduje, je tedy nutné zpomalit tyto otáčky mezi rotorem a výstupní hřídelí. Zmíněný proces se děje pomocí vhodného mechanického převodu. Hlavním úkolem celé konstrukce je tedy dosažení a udržení nejkompaktnějších rozměrů a současně dosažení největšího možného převodového poměru. Původní řešení s Oldhamovými spojkami dosáhlo celkového převodu $i = 20$. Toto řešení dostalo požadavku na nejvyšší možný převodový poměr, ale neslo s sebou několik negativních vlivů. Díky excentrům umístěným na hřídeli rotoru docházelo ke značným vibracím a velkému dynamickému namáhání celého ústrojí. Proto se v původním řešení objevují vyvažovací hmoty o stejné váze na každé straně rotoru, aby vyrovnaly dynamické namáhání od excentrů. Přesto provedené vyvážení pomocí dvou vyvažovacích těles neodstranilo vibrace zcela.

Dalším nepříznivým dopadem původního řešení bylo přehřívání elektromotoru. U elektromotorů standardní konstrukce hřídel rotoru ústí podélně na obě strany. Na jedné straně je umístěn ventilátor, jehož úkolem je chladit elektromotor. Otáčky ventilátoru jsou přímo úměrné otáčkám elektromotoru. V původním řešení však hřídel z rotoru neústila přímo ven, ale byla napojená na převodovku, která byla umístěná na obou stranách motoru. Kvůli tomu nebylo možné připojit ventilátor a nemohlo být zajištěno chlazení elektromotoru a převodovky.

Cílem práce je vyřešit tyto negativní dopady původní konstrukce a současně dosáhnout největšího možného převodového poměru při zachování kompaktních rozměrů převodového mechanismu. Jako řešení mechanického převodu je zvolena planetová převodovka se dvěma satelity umístěnými na společném unašeči. Očekává se dosažení převodového poměru $i = 6$, dalším cílem je zvýšení točivého momentu 6x

oproti točivému momentu elektromotorů a snížení výstupních otáček 6x oproti otáčkám motoru. Očekávaná životnost převodovky by se měla pohybovat okolo 4000 pracovních hodin. Počet změn cyklu otáčení torzní tyče během životnosti 4000 hodin při otáčkách 356 ot/min je $85 \cdot 10^6$ cyklů. Výhodou tohoto řešení jsou žádné nebo téměř žádné vibrace, které jsou eliminovány díky osově symetricky umístěným satelitům a unašeči. Nevýhodou je nižší převodový poměr, neboť vyššího nebylo možné dosáhnout kvůli stanoveným rozměrům převodového zařízení, aby byla zachována jeho kompatibilita.

Dalším cílem je vyřešit chlazení motoru a převodovky. V přecházející konstrukci se chlazení nevěnuje dostatečná pozornost, proto se práce zabývá i tímto negativním vlivem a snaží se ho vyřešit.

Předepínání převodovky je dalším bodem mé práce, neboť pomocí předepínání dochází ke zkroucení torzní hřídele a tím dojde k vymezení vůlí. Torzní hřídel slouží jako pružný element.

Mezi další úkoly patří vyřešení mazání převodů. Ozubená kola je třeba mazat ke snížení tření mezi boky spoluzabírajících zubů. Tím dochází ke zvýšení efektivity záběru a snížení opotřebení jednotlivých zubů. Dále je mazání vhodné pro ložiska, kterým se díky mazivu prodlužuje životnost.

Převodovka bude sloužit k mazání radiálních vaček. Dá se tedy předpokládat, v převodovce nebude docházet k velkým rázům nebo prudkým změnám směru. Vačky se obrátí plynule bez prudkých změn směrů otáčení. Směr otáčení se mění plynule a při broušení nevznikají velké rázy.

Konstrukce převodovky je zadána od centra rozvoje strojírenského výzkumu VÚTS, kde bude převodovka sloužit k broušení radiálních vaček. Výroba bude spíše kusového charakteru dle potřeby VÚTS. Dá se předpokládat výroba několika desítek kusů převodového mechanismu.

Převodovka se bude používat uvnitř strojírenského podniku, kde se dá předpokládat menší tepelné zatížení. Převodovka by měla být namontována tak, aby její horní část vždy směřovala vzhůru.

Celé převodovka je rovněž navrhována s ohledem na cenu, která by neměla překročit stanovený limit 25 000 Kč. Tato cena byla stanovena jako maximální pro výrobu jednotlivých komponentů převodového ústrojí.

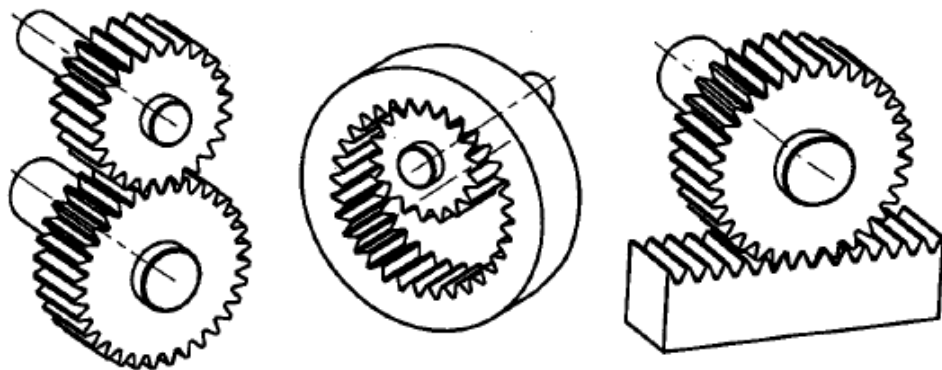
2. Dělení vřlových převodů

Většina typů převodů je vyrobena s určitými tolerancemi. Tyto tolerance zapříčiňují vůle mezi dvěma spoluzabírajícími koly. Vůle dále mohou vzniknout nepřesnou výrobou nebo opotřebením. Vůle mezi jednotlivými spoluzabírajícími koly mají výhodu ve snížení tření dotýkajících se boků zubů, možnosti vniknutí maziva a tím menším namáháním zubů. Další výhody jsou překlenutí výrobních nepřesností, deformací tepelných vlivů. V následujících podkapitolách nalezneme základní rozdělení vřlových převodů.

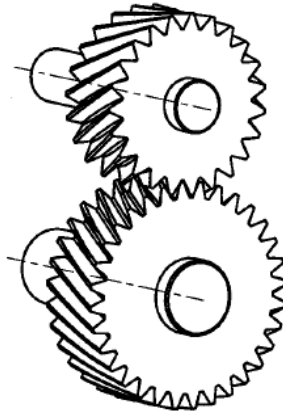
2.1. Ozubené převody čelní a kuželové

2.1.1. Ozubené čelní převody

Tento typ převodu je tvořen tvarovou vazbou mezi dvěma ozubenými koly s vnějším ozubením. Obě kola jsou uložena na hřídelích, které mají rovnoběžné osy otáčení. Čelní ozubená kola lze rozdělit podle tvaru zubů na kola s přímými, na kola se šikmými a šípovými zuby. Menší ozubené kolo se nazývá pastorek, větší ozubené kolo se nazývá kolo.



Obrázek 1: Ozubená kola s přímými zuby, převzato z [1]



Obrázek 2: Ozubená kola se šikmými zuby, převzato z [1]

Těmito tvarovými vazbami lze přenést výkon z jedné hřídele na druhou. Čelní ozubené převody jsou schopny přenést vysoké výkony při vysokých otáčkách. Mají velice dobrou účinnost, životnost a přesnost. Přenos sil mezi jednotlivými koly se děje tlakem a dotykem spoluzabírajících kol.

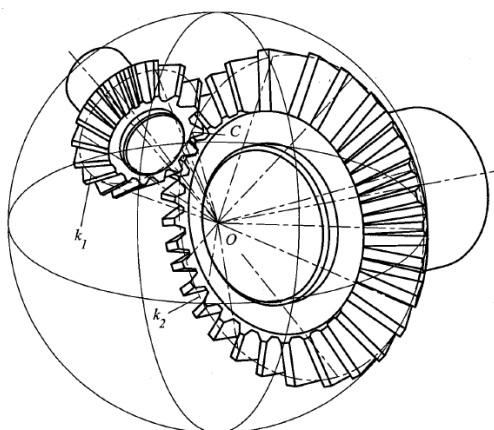
S tímto typem převodu se můžeme setkat téměř všude, kde je zapotřebí snížit, zvýšit otáčky nebo měnit jejich smysl otáčení.

2.1.2. Ozubené kuželové převody

Oproti tomu kuželové převody mají dvě ozubená kola s vnějším ozubením, která slouží k přenášení výkonu mezi dvěma různoběžnými hřídeli. Nejčastěji je úhel mezi dvěma různoběžnými hřídeli 90° . Popis záběru kuželových kol se dá přirovnat k odvalování dvou kuželů po sobě. U ozubených kuželových kol se používají zuby přímé, šikmé nebo zakřivené.

Kola s přímými zuby se používají pro pomalejší obvodové rychlosti, kde rychlost je mezi dvěma až třemi metry za sekundu ($v = 2-3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$). Při vyšších rychlostech a větších silách zatížení se používají šikmé a zakřivené zuby.

Oproti ozubeným kolům s čelními zuby má tento typ nevýhodu v tom, že jsou kladeny vysoké požadavky na přesnost výroby zubů. Při výrobě se musí sledovat délkové a úhlové odchylky. Při nepřesné výrobě, velkých deformacích nebo špatnému uložení jednoho z kol může dojít ke snížení životnosti, neklidnému chodu spojenému s velkou hlučností.



Obrázek 3: Kuželové soukolí s přímými zuby, převzato z [1]

2.2. Šroubové převody

Šroubové převody slouží k vytvoření vazby mezi dvěma různoběžnými hřídelemi. Nejčastěji se u šroubového soukolí používají kola se šikmými, nekorigovanými koly. Při přenosu větších zatížení vzniká v dotykové ploše obou kol velké dotykové napětí. Proto se šroubové převody nepoužívají k přenosu velkých zatížení s velkou rychlostí. Využívají se hlavně kvůli své kinematické vazbě.

2.3. Šnekové převody

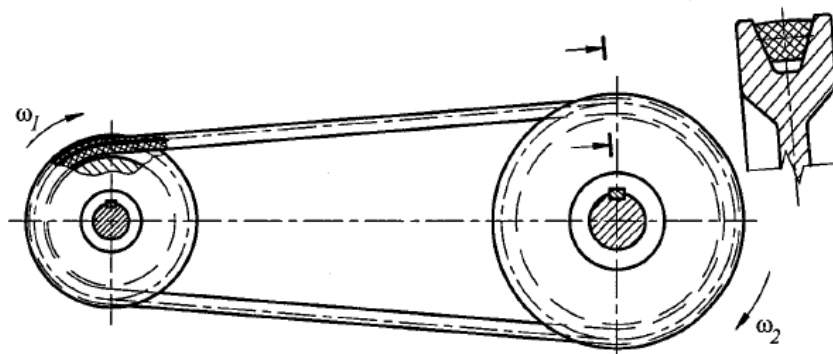
Tento typ šroubového soukolí se vyznačuje tím, že mezi dvěma mimoběžnými hřídelemi v místě nejkratší příčky je umístěn šnek. Úhel mimoběžných os je obvykle 90° . Kolo první, které můžeme označit jako šnek, má tvar šroubu s evolventním profilem závitu. „V důsledku principu výroby se zuby šneku a šnekového kola při záběru dotýkají v křivkách daných průsečnicemi záběrové plochy s boky zubů.“ (Pešík 2010, 133). Na rozdíl od šroubového převodu, kdy je dotyk zubů bodový a tedy nevhodný pro přenos velkých sil, je šnekový převod schopen přenášet vysoké výkony při vysokých převodových poměrech a otáčkách. Převodové poměry se pohybují od $i = 10$ až 80 a u kinematických převodů až $i = 1000$. Velký význam je kladen na tuhost šneku a jeho uložení.

Výhodou šnekových převodů je nízká hmotnost, tichý a klidný chod. Nevýhodou je vysoký skluz v ozubení a ztráty vyvolané třením mezi šnekem a šnekovým kolem. Celé ústrojí musí být kvalitně mazáno a musí se odvádět teplo vyvolané třením.

Šnekové převody se používají hlavně v krátkých provozech nebo ručních pohonech.

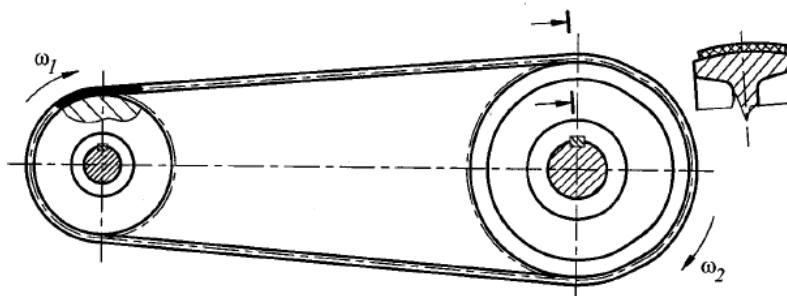
2.4. Řemenové převody

Řemenové převody se nejčastěji používají k přenosu malých a středních výkonů. Využívají se hlavně k přenosu výkonu na velké vzdálenosti. K výrobě řemenů slouží materiály organického původu, jako jsou hovězí kůže, nebo uměle vyrobené materiály jako textilní vlákna, pryž a plasty. V provozech se můžeme setkat s dvěma typy řemenů a to klínovým a plochým.



Obrázek 4: Klínový řemen, převzato z [1]

Mezi výhody tohoto typu převodu patří velká obvodová rychlost, pružný záběr, který eliminuje rázy vznikající při změnách zatížení, a tichý, nehlučný chod. Další výhodou použití řemenového převodu je funkce tzv. spojky. Při přetížení může řemen plnit funkci pojistné spojky. Může tak zabránit poškození jiných součástí. Jedním řemenem je možno pohánět více ústrojí najednou. Nevýhodou je nestálý převod, nutnost předepínat řemen. To způsobuje větší zatížení hřídelů a ložisek. Dalšími nevýhodami jsou vytahování řemenu, citlivost na změnu teploty vlhkosti.



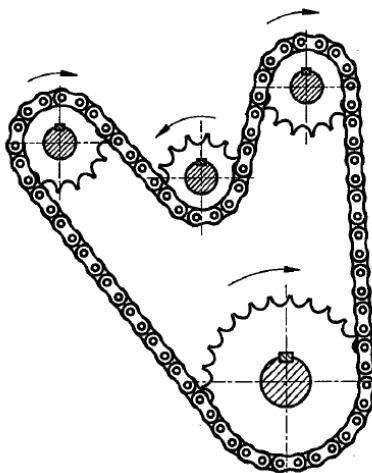
Obrázek 5: Plochý řemen, převzato z [1]

2.5. Řetězové převody

Řetězové převody se skládají z řetězu a řetězových kol. Používají se k přenosu menších a středních výkonů pro nepřiliš vzdálené hřídele. Jednotlivé články řetězu jsou spojené čepy. Převodový poměr je sice přesně definovaný, není však vždy stálý. Řetězovým převodem se může pohánět i více řetězových kol najednou. Nejčastěji se využívají 2 typy řetězů a to řetěz válečkový a zubový.

Výhodou řetězových převodů je vysoká účinnost, odolnost vůči vnějším vlivům jako je prašné prostředí, vlhkost či změny teplot. Není nutné velké předepínání jako u řemenových převodů a díky tomu se snižuje namáhání hřídelů a řetězových kol. Mezi další výhody patří snadná údržba a poměrně velká výdrž.

Nevýhodou je nerovnoměrný chod při použití řetězových kol s malým počtem zubů, požadavek možnosti nastavení vzdálenosti os jednoho z hřídelů nebo použití napínací kladky.



Obrázek 6: Řetězový převod pro více řetězových kol, převzato z [1]

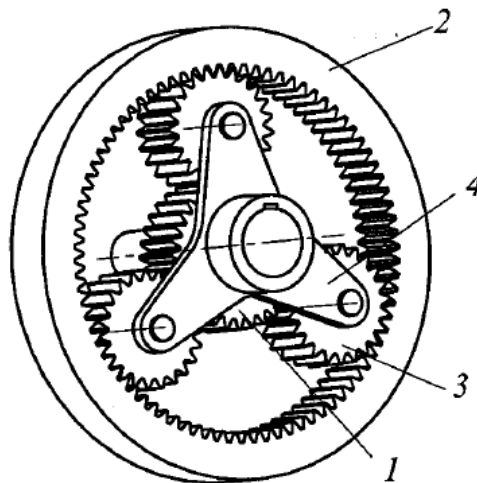
Pokud je převod provozován v prašném prostředí bez možnosti mazání, dochází k vyššímu opotřebení převodu, nerovnoměrnosti chodu a k nutnosti napínání řetězu.

2.6. Planetové převody

Specifickou vlastností planetových mechanismů je, že některá ozubená kola tzv. satelity konají současně dva pohyby. Rotaci kolem své osy a současně pohyb okolo centrální osy rotace. Satelity jsou umístěny na unašeči, který koná planetový pohyb vůči rámu. Planetový převod je tvořen čtyřmi základními částmi: centrálním kolem,

satelitem, korunovým kolem a unašečem. „Základní předností planetových převodů je schopnost přenosu velkých výkonů a realizace vysokých převodových poměrů při relativně malých rozměrech a malé hmotnosti převodového ústrojí (při porovnatelných parametrech umožňuje planetový převod úsporu hmotnosti asi 50% proti obyčejnému převodovému mechanismu.“ (Bolek, Kochman 2010, 321)

Výhodou oproti převodu s předlohovou hřídelí je, že výkon z hnacího členu se rozloží mezi satelity a tím dochází k menšímu namáhání jednotlivých zubů. Rozložením sil mezi satelity se také snižuje zatížení ložisek a hřídelů. Další výhodou je tichý chod a vyšší účinnost oproti převodu s předlohovou hřídelí.



Obrázek 7: Planetový převod, převzato z [1]

1 – centrální kolo, 2 – korunové kolo, 3 – satelit, 4 – unašeč

Nevýhodami planetového převodu je složitější montáž, potřeba vyšší pozornosti v konstrukčním návrhu a požadavek na přesnost výroby jednotlivých komponentů převodu.

Centrální (korunová) kola – jejich osy otáčení jsou stejné s osou převodu. Tyto kola se mohou otáčet nebo být zastavena. Mohou být s vnitřním i vnějším ozubením

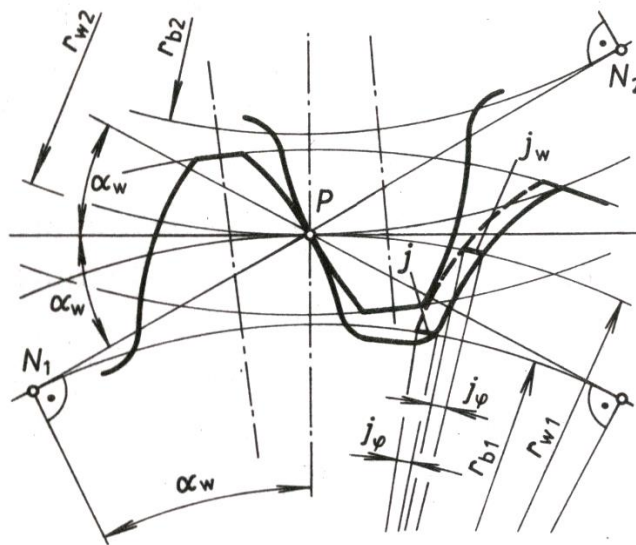
Unašeč – otáčí se kolem centrální osy. Slouží jako opora a vodící člen satelitu. Na ramenech unašeče jsou připojeny čepy, na nichž jsou umístěny satelity. Počet čepů souhlasí s počtem satelitů.

Satelit – jedná se o stejná ozubená kola s vnějším ozubením, která se nachází na čepch unašeče a přímo se dotýkají centrálního a korunového kola.

3. Bezvůlové převody

3.1. Vznik vůlí při převodu mezi dvěma ozubenými koly

Každé skutečné soukolí je třeba vyrobit s určitými bočními vůlemi mezi zuby. Tyto vůle odpovídají přesnosti výroby, pevnosti uložení jednotlivých kol a velikostem kol. Boční vůle je důležitá z hlediska vytvoření souvislé vrstvy maziva a tím docílení optimálního mazání při skluzu boků zubů. Vůle mezi zuby je dále nezbytná pro překonání výrobních nepřesností, deformacím a tepelnému zatížení.



Obrázek 8: Boční vůle v ozubení, převzato z [2]

j_w - valivá boční vůle, j_φ - úhlová boční vůle

$$j_w \cong \frac{j}{\cos \alpha}$$

j - oblouk na základní kružnici

$$j = C \cdot \sqrt{a} \cdot 10^{-3} [mm]$$

a - roztečná osová vzdálenost, C - konstanta zvětšení nebo zmenšení vůle (6, 12 a 24)

3.2. Použití bezvůlových převodů

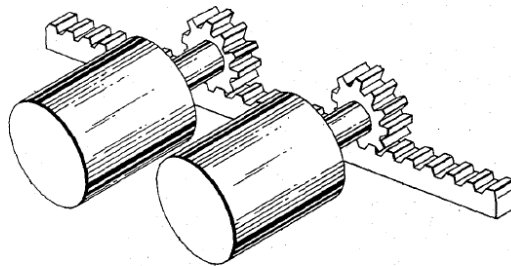
Ve strojírenství, hlavně v oblasti obrábění, se často vyskytuje potřeba přesného polohování objektů, jako jsou dopravované materiály, nástroje a obrobky. Během polohování se často přenášejí nebo pohybují objekty značné hmotnosti, které je potřeba posunout s malou rychlostí, ale vysokou přesností. Při polohování obrobků, zvláště pak

polohování při broušení např. radiálních vaček, se klade velký důraz na přesnost otáčení a opakovatelnost úhlů natočení. Každá převodovka je vyrobena s jistými tolerancemi. Mezi výstupní hřídelí motoru a výstupní hřídelí převodovky se za sebe řadí sériově řada vůlí, jejichž velikosti se sčítají. Výsledná vůle mezi hřídelí rotoru a výstupní hřídelí převodovky může být značná. Při standardním převodu, kde se nemění velikost momentu ani smysl otáčení, je přesnost standardního vůlového převodu dostačující. Pokud se mění smysl otáčení, dochází k porušení kontaktu boku zubů.

3.3. Způsoby vymezení vůlí

3.3.1. Pomocí dvou servomotorů

Dva servomotory jsou umístěny společně na jednom hřebeni. Každý ze servomotorů generuje opačný točivý moment. Oba servomotory jsou sériově připojeny přes výstupní svorku servomotorů ke zdroji řízení.



Obrázek 9: Záběr servomotorů s pastorky a ozubeného hřebenu, převzato z [4]

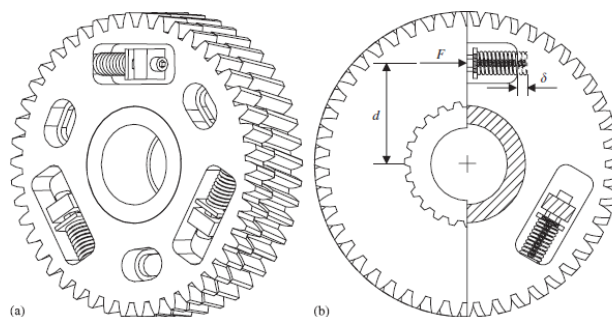
Existují 2 principy způsobu řízení. První z nich nevyužívá síly obou servomotorů najednou. Princip funkce spočívá v záběru jednoho servomotoru jedním směrem, kdy druhý servomotor brzdí záběr prvního. Po zastavení zabírá druhý servomotor směrem opačným než první. Výhoda řešení je v jednoduchosti, kdy snímač otáček je umístěn přímo na motorech. Nevýhoda spočívá v tom, že síla záběru je malá, protože vždy v jednom směru zabírá pouze jeden motor a druhý ho svým odporem brzdí.

Druhý způsob spočívá v záběru obou servomotorů jedním směrem společně. Zde dochází k reverzaci momentu na obou motorech. Řešení je výhodné díky velké síle záběru, protože zde zabírají oba motory najednou. Nevýhoda je v nutnosti použít snímače otáček přímo na ozubený hřeben. Tím se sníží přesnost měření.

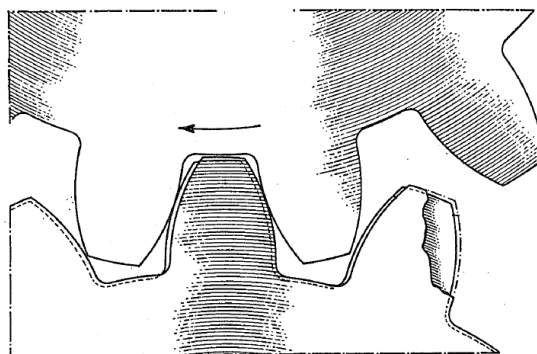
3.3.2. Pomocí pružného elementu

Zde se vůle vymezí pomocí pružného elementu, který zajistí, že i při změně směru smyslu otáčení bude stále zajištěna bezvůlovost. Celý princip vymezení vůlí pomocí pružného elementu spočívá v síle, kterou tento pružný element vyvolá. Síla od pružného elementu musí být větší než síla působící na daná ozubená kola.

Vymezení vůlí se provádí tzv. odpruženým kolem. Na ozubeném hřebenu jsou umístěna 2 ozubená kola, která jsou na společném čepu a dají se vzájemně pootočit. Pružiny umístěné v jednom z kol tlačí na výstupky v kole druhém silou F . Tím dojde k pootočení jednoho kola oproti druhému. Kola se vzájemně pootočí o úhel j_w , který označuje boční valivou vůli. Tento princip může být použit jak pro ozubený hřeben, tak i v předlohovém soukolí.

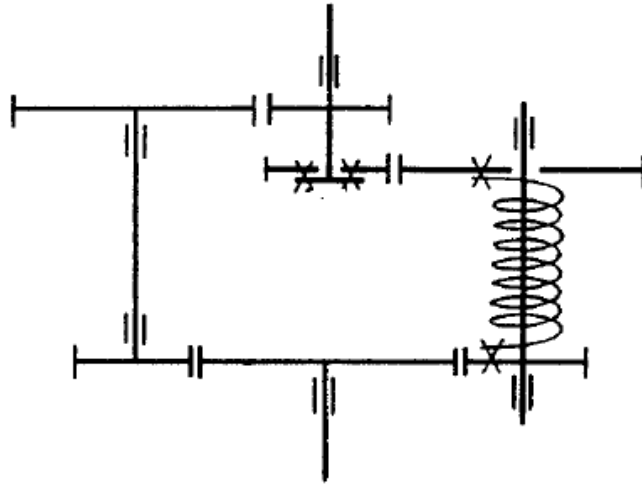


Obrázek 10: a) Odpružené ozubené kolo b) relativní natočení obou kol, převzato z [5]

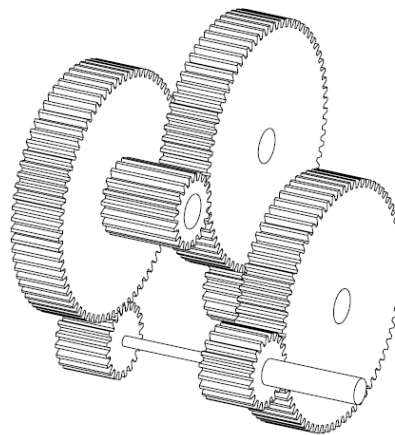


Obrázek 11: Detailní pohled na potočení jednotlivých zubů vůči sobě, převzato z [6]

Další možností předepnutí je pomocí torzní hřídele. Využívá se principu pružné deformace jedné z hřídelí soukolí. Ta je umístěna mezi jednotlivá ozubená kola. Pružná deformace torzní hřídele musí vyvolat vyšší krouticí moment než je krouticí moment působící v daném soukolí. Tento princip vymezení vůlí jsem použil i ve své práci.



Obrázek 12: Vymezení vůlí pomocí torzního hřídele, převzato z [7]



Obrázek 13: Vymezení vůlí pomocí torzního hřídele, převzato z [3]

4. Výpočtová zpráva

4.1. Umístění a použití převodovky

Převodovka by měla sloužit k přesnému polohování obrobků při broušení. Zde bude využita její funkce bezvůlovosti, protože je zde za potřebí předměty pro broušení přesně umístit na přesně dané místo.

Převodovka bude fungovat i na zpětný chod právě kvůli polohování předmětů. Zpětný chod nebude způsoben zařazením reverzace. Změna směru otáček bude způsobena změnou smyslu směru otáčení elektromotoru.

Použití převodovky je tedy pro plynulý záběr. Součinitel $K_A = 1$.

Všechny vzorečky a výpočty byly použity v souladu s normou ČSN 01 4686-1 až 5. Účinnost od normy 1. 1. 1989.

4.2. Výpočet ozubených kol

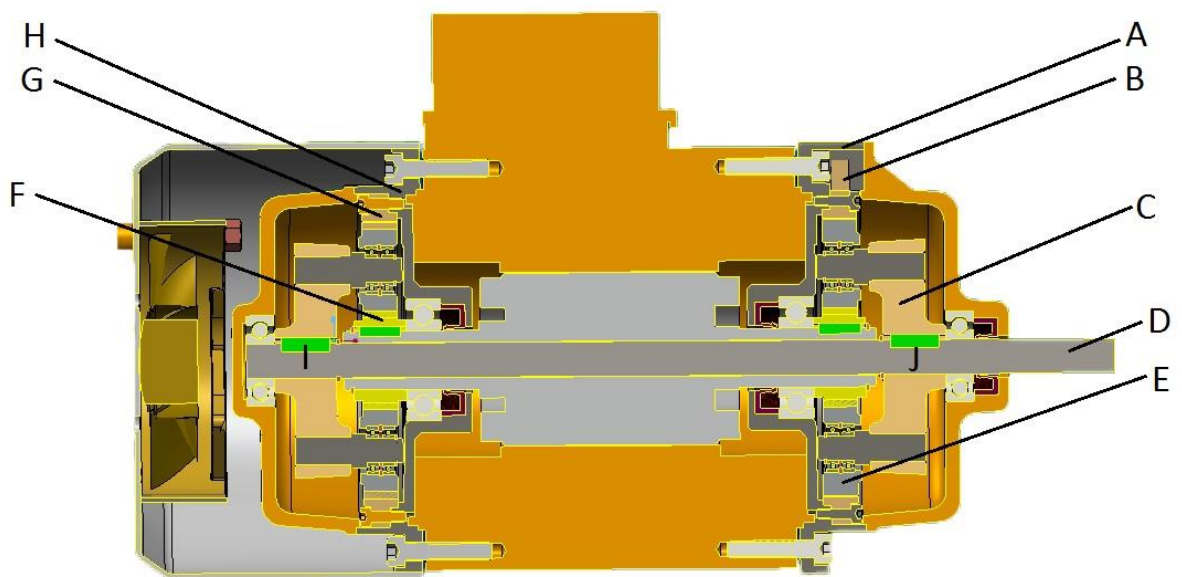
<p>Motor: LENZE – MDSMA – XX – 063 C 12 Jmenovitý výkon: $P_r = 120 \text{ W}$ Jmenovité otáčky: $n_r = 1425 \text{ min}^{-1}$</p>	<p style="text-align: center;"><u>Výpočet točivého momentu motoru</u></p> $M_r = \frac{P_r}{2\pi \cdot \frac{n_r}{60}} = \frac{120}{2\pi \cdot \frac{1425}{60}} = 0,804 \text{ Nm}$
<p style="text-align: center;"><u>Kinematika planetového soukolí s jednoduchými satelity</u></p> $\frac{\omega_c - \omega_u}{\omega_k - \omega_u} = -\frac{z_s \cdot z_k}{z_c z_s} = -\frac{z_k}{z_c}$ <p style="text-align: center;">Pro zastavené korunové kolo je úhlová rychlost $\omega_k = 0 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$</p> $\frac{\omega_c - \omega_u}{-\omega_u} = -\frac{z_k}{z_c}$ <p style="text-align: center;">Převodový poměr z centrálního kola na unašeč při zastaveném korunovém kole</p> $i_{cu}^k = \frac{\omega_c}{\omega_u} = \frac{z_k}{z_c} + 1$	
<p>Korunové kolo $z_k = 78$ zubů Centrální kolo $z_c = 26$</p>	<p style="text-align: center;"><u>Výpočet celkového převodu převodovky při zastaveném korunovém kole</u></p> $i_{cu}^k = \frac{\omega_c}{\omega_u} = \frac{z_k}{z_c} + 1$ $i_{cu}^k = \frac{\omega_c}{\omega_u} = \frac{78}{26} + 1 = 4$ <p style="text-align: center;">Převodový poměr planetového soukolí v je 4.</p>

<u>Rozměry ozubených kol</u>	
<p>Korunové ozubené kolo: modul $m_k = 1$ šířka zubu $b_k = 10 \text{ mm}$ počet zubů $z_k = 78$</p> <p>Centrální ozubené kolo: Modul $m_c = 1$ Šířka zubu $b_c = 10 \text{ mm}$ Počet zubů $z_c = 26$</p> <p>Ozubené kolo satelit: Modul $m_s = 1$ Šířka zubu $b_s = 10 \text{ mm}$ Počet zubů $z_s = 26$</p>	
<u>Centrální ozubené kolo</u>	
$z_c = 26$ zubů $z_s = 26$ zubů modul $m = 1$	<u>Osová vzdálenost mezi centrálním kolem a satelitem</u> $a_{cs} = \frac{z_c + z_s}{2} \cdot m = \frac{26 + 26}{2} \cdot 1 = 26 \text{ mm}$
$z_c = 26$ zubů modul $m = 1$	<u>Průměr roztečné kružnice</u> $d_c = z_c \cdot m = 26 \cdot 1 = 26 \text{ mm}$
h_a^* - Součinitel výšky hlavy zubu $h_a^* = 1$ pro $\alpha = 20^\circ$ $d_c =$ roztečný průměr $d_c = 26 \text{ mm}$ modul $m = 1$	<u>Průměr hlavové kružnice centrálního kola</u> $d_{ac} = d_c + 2 \cdot h_a^* \cdot m$ $d_{ac} = 26 + 2 \cdot 1 \cdot 1 = 28 \text{ mm}$
c^* součinitel hlavové vůle $c^* = 0,25$ modul $m = 1$	<u>Hlavová vůle zubů</u> $c_c = c^* \cdot m$ $c_c = 0,25 \cdot 1 = 0,25 \text{ mm}$

<p> d_c = průměr roztečné kružnice $d_c = 26 \text{ mm}$ h_a^* - Součinitel výšky hlavy zubu $h_a^* = 1$ pro $\alpha = 20^\circ$ c^* součinitel hlavové vůle $c^* = 0,25$ modul $m=1$ </p>	<p style="text-align: center;"><u>Průměr patní kružnice</u></p> $d_{fc} = d_c - 2 \cdot (h_a^* + c^*) \cdot m$ $d_{fc} = d_c - 2 \cdot (1 + 0,25) \cdot 1$ $d_{fc} = 26 - 2 \cdot 1,25 = 23,5 \text{ mm}$
<p>modul $m=1$</p>	<p style="text-align: center;"><u>Rozteč zubů</u></p> $p_c = \pi \cdot m$ $p_c = \pi \cdot 1 = \pi \text{ mm} \approx 3,142 \text{ mm}$
<p> p_c = rozteč zubů $p_c = 3,142 \text{ mm}$ </p>	<p style="text-align: center;"><u>Základní rozteč</u></p> $p_b = p_c \cdot \cos \alpha$ $p_b = 3,142 \cdot \cos(20^\circ)$ $p_b = 2,95 \text{ mm}$
<p> p_c = rozteč zubů $p_c = 3,142 \text{ mm}$ </p>	<p style="text-align: center;"><u>Tloušťka zubu</u></p> $s_c = 0,5 \cdot p_c$ $s_c = 0,5 \cdot \pi \cdot 1 = 1,571 \text{ mm}$
<p> p_c = rozteč zubů $p_c = 3,1415 \text{ mm}$ </p>	<p style="text-align: center;"><u>Šířka zubové mezery</u></p> $e_c = 0,5 \cdot p_c = 0,5 \cdot \pi \cdot m$ $e_c = 0,5 \cdot \pi \cdot 1 = 1,571 \text{ mm}$
<p> h_a^* - Součinitel výšky hlavy zubu $h_a^* = 1$ pro $\alpha = 20^\circ$ c^* součinitel hlavové vůle $c^* = 0,25$ modul $m=1$ </p>	<p style="text-align: center;"><u>Výška paty zubu</u></p> $h_{fc} = (h_a^* + c^*) \cdot m$ $h_{fc} = (1 + 0,25) \cdot m$ $h_{fc} = 1,25 \cdot 1 = 1,25 \text{ mm}$

	<u>Výška hlavy zubu</u>
modul $m=1$	$h_{ac} = m = 1 \text{ mm}$
	<u>Výška zubu</u>
h_{ac} = výška hlavy zubu $h_{ac} = 1 \text{ mm}$ h_{fc} = výška paty zubu $h_{fc} = 1,25 \text{ mm}$	$h_c = h_{ac} + h_{fc}$ $h_c = 1 + 1,25 = 2,25 \text{ mm}$

4.3. Předpokládané zatížení unašeče, satelitů, centrálního kola



Obrázek 14: Schéma převodovky

- A – Příruba s možností nastavení předpětí pomocí šroubu
- B – Korunové ozubené kolo, které se nastavuje předpětí pomocí šroubu na přírubě A
- C – Unašeč
- D – Torzní hřídel a současně výstupní hřídel z převodovky
- E – Satelit
- F – Centrální kolo
- G – Korunové kolo pevné
- H – Příruba pevná
- I, J – Oblast mezi unašeči

4.4. Předběžný postup výpočtu sil v převodovce

Točivý moment na rotoru byl spočítán pomocí vzorce $M_r = \frac{P}{2\pi \cdot \frac{n}{60}} = \frac{120}{2\pi \cdot \frac{1425}{60}} =$

0,804 Nm. Převodový poměr planetového soukolí se zastaveným korunovým kolem byl spočítán pomocí vzorce $i_{cu}^k = \frac{\omega_c}{\omega_u} = \frac{78}{26} + 1 = 4$. Výstupní velikost točivého momentu z převodovky byla spočítána jako

$M_{celk} = M_r \cdot i_{cu}^k = 0,804 \cdot 4 = 3,216$ Nm Vymezení bočních vůlí je provedeno dle následujícího postupu. Na výstupu z převodovky na konci hřídele D je točivý moment M_{celk} . Mezi body I a J vznikne poměrné zkroucení. To je vyvoláno pomocí šroubu na přírubě A, který pootočí korunovým kolem B. Tím dojde k poměrnému zkroucení torzní hřídele D mezi body I a J. Velikost předpětí musí být minimálně rovna výstupnímu točivému momentu M_{celk} .

Pro výpočet sil volím předpětí mezi body I a J dle schématu o velikosti $M_{předpětí}$: 5 Nm. Za předpokladu rovnoměrného rozložení točivého moment M_{celk} mezi obě planetové převodovky, vznikne moment mezi body I a J o hodnotě $M_{IJ} = M_{předpětí} + M_{celk}/2 = 5 + 3,216/2 = 6,608$ Nm.

Tento moment M_{IJ} působí rovnoměrně na oba unašeče tj. mezi body I a J. Za předpokladu záběru pouze jednoho satelitu každého unašeče ze dvou vlivem opotřebení nebo nepřesnosti výroby, se síla na náboj unašeče spočítá

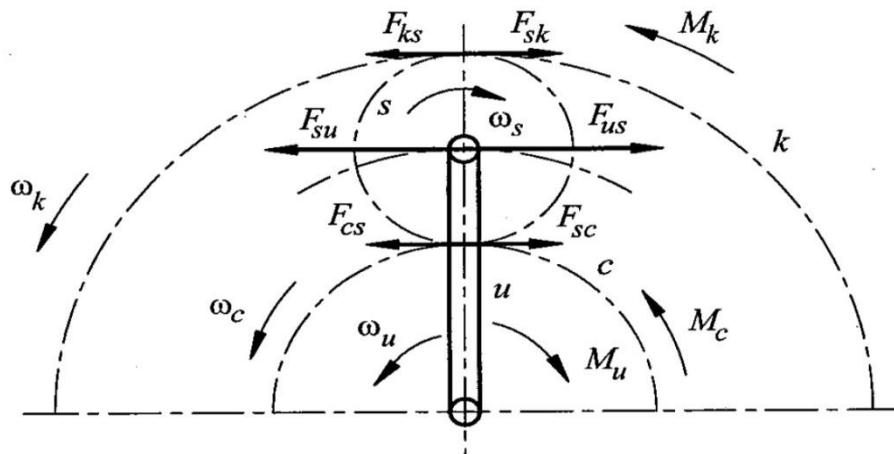
$$M_{IJ} = F_u \cdot r$$

$$\rightarrow F_u = \frac{M_{IJ}}{r_u} = \frac{6,608}{0,026} = 254,2 \text{ N}$$

$$r_u = r_c + r_s = \frac{d_c}{2} + \frac{z_s \cdot m_s}{2} = \frac{26}{2} + \frac{26 \cdot 1}{2} = 26 \text{ mm}$$

Síla na satelit vyvolaná předepnutím hřídele D mezi body I a J a rovnoměrným rozdělením

momentu M_{celk} je $F_u = 254,2$ N.



Obrázek 15: Schéma planetového převodu, převzato z [1]

4.5. Výpočet síly z unašeče na centrální kolo

Za předpokladu záběru pouze jednoho satelitu ze dvou vlivem opotřebení nebo výrobních nepřesností se síla na centrální kolo spočítá:

$$F_u = 2 \cdot F_{cs}$$

$$F_{cs} = \frac{F_u}{2} = \frac{254,2}{2} = 127,1 \text{ N}$$

Síla na centrálním kole $F_{cs} = 127.1 \text{ N}$

<p>F_{cs} = síla na působící mezi centrálním kolem a satelitem $F_{cs} = 127,1 \text{ N}$ $\alpha = 20^\circ$</p>	<p><u>Výpočet síly tečné a radiální síly na centrálním ozubeném kole</u></p> <p>$F_{tc} = F_{cs} = 127,1 \text{ N}$</p> <p>$F_{rc} = F_{tc} \cdot \operatorname{tg}\alpha = 127,1 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 46,26 \text{ N}$</p>
<p>d_{ac} = průměr hlavové kružnice centrálního kola $d_{ac} = 28 \text{ mm}$ d_{fc} = průměr patní kružnice centrálního kola $d_{fc} = 23,5 \text{ mm}$ d_{as} = průměr hlavové kružnice satelitu $d_{as} = 28 \text{ mm}$ d_{fs} = průměr hlavové kružnice satelitu $d_{fs} = 23,5 \text{ mm}$</p>	<p><u>Součinitel záběru soukolí</u></p> $\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{ac}^2 - d_{fc}^2} + \sqrt{d_{as}^2 - d_{fs}^2} - 2 \cdot a_{cs} \cdot \sin\alpha}{2 \cdot p_b}$ $= \frac{\sqrt{28^2 - 23,5^2} + \sqrt{28^2 - 23,5^2} - 2 \cdot 26 \cdot \sin(20^\circ)}{2 \cdot 2,95}$ <p>$\varepsilon_\alpha = 2,14$</p> $\varepsilon_\beta = \frac{b_c \cdot \sin\beta}{\pi \cdot m} = \frac{10 \cdot \sin(0^\circ)}{\pi \cdot m} = 0$ <p>$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 2,14$</p>

<p> p_b = základní rozteč $p_{cs} = 2,95$ mm $\alpha = 20^\circ$ $\beta = 0^\circ$ b_c = šířka centrálního kola $b_c = 10$ mm a_{cs} = osová vzdálenost mezi centr. Kolem a satelitem $a_{cs} = 26$ mm modul $m = 1$ </p>	
<p> Z_E = součinitel mechanických vlastností materiálu spoluzabírajících kol $Z_E = 190$ (pro ocel) Z_H = součinitel tvaru spoluzabírajících zubů pro $\alpha_n = 20^\circ$ $Z_H = 2,5$ Z_ε = součinitel délky dotykových křivek $Z_\varepsilon = 0,8$ K_A = součinitel pro vnější vliv dynamických sil $K_A = 1,0$ $K_{H\beta}$ = pro materiál ocel ušlechtilá 12051, $R_m = 640$ MPa, povrchově kalená po boku zubů, tvrdost boku zubů $V_{HV} = 600$ MPa > 350 MPa $K_{H\beta} = 1,25$ Zjednodušený předpoklad $K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,2$ F_{tc} = tečná síla na centr. kole $F_{tc} = 127,1$ N d_c = roztečný průměr centr. kola $d_c = 26$ mm σ_{HO} = únavová únosnost </p>	<p style="text-align: center;"><u>Napětí v dotyku</u></p> $\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H}$ $\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t(i+1)}{b \cdot d_c \cdot i}}$ $K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV}$ $\sigma_{HO} = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,8 \cdot \sqrt{\frac{127,1 \cdot (1+1)}{10 \cdot 26 \cdot 1}} = 375 \text{ MPa}$ $K_H = 1,0 \cdot 1,25 \cdot 1,2 = 1,5$ $\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 375 \cdot \sqrt{1,5} = 459 \text{ MPa}$
<p> σ_{Hlim} pro materiál ocel 12051, $R_m = 640$ MPa, povrchově kalená $\sigma_{Hlim} = 1140$ MPa </p>	<p style="text-align: center;"><u>Bezpečnost proti tvorbě pittingu</u></p> $S_{H1,2} \approx \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \geq 1,1 \text{ až } 1,2$

<p>$Z_L Z_R Z_V = 0,85$ až $0,95$ pro netvrzená kola $Z_L Z_R Z_V = 1$ pro tvrzená a broušená kola σ_H = napětí v dotyku $\sigma_H = 459$ MPa</p>	$S_{H1,2} \approx \frac{1140}{459} \cdot 1 = 2,48$ <p style="text-align: center;"><u>Vyhovuje!</u></p>
<p>F_{tmax} = jednorázové maximální zatížení zubu K_{AS} – se odhadne na základě zkušeností, $K_{AS} \geq K_A$ K_A = součinitel pro vnější vliv dynamických síln, $K_A = 1$ $K_{AS} = 1,5$ σ_H = napětí v dotyku $\sigma_H = 459$ MPa F_{tc} = tečná síla na centrální kolo $F_{tc} = 127,1$ N σ_{HPmax} = dovolené napětí při maximálním zatížení V_{HV} = tvrdost na boku zubu pro materiál ocel 12051, $R_m = 640$ MPa, povrchově kalená $V_{HV} = 600$ MPa</p>	<p style="text-align: center;"><u>Statická únosnost, největší napětí v dotyku</u></p> $\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{F_{tmax} \cdot K_H}{F_{tc}}} \leq \sigma_{HPmax}$ $F_{tmax} = F_{tc} \cdot K_{AS}$ $F_{tc1} = 127,1 \cdot 1,5 = 191,25$ N $K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV}$ $K_H = 1,0 \cdot 1,25 \cdot 1,2 = 1,5$ $\sigma_{Hmax} = 459 \cdot \sqrt{\frac{191,25 \cdot 1,5}{127,1}}$ $\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 600 = 2400$ MPa $\sigma_{Hmax} = 689,6$ MPa ≤ 2400 MPa <p style="text-align: center;"><u>Vyhovuje!</u></p>
<p>F_{tc} = tečná síla na centrální kolo $F_{tc} = 127,1$ N b = šířka ozubení $b = 10$ mm modul $m = 1$ K_A = součinitel pro vnější vliv dynamických síln $K_A = 1,0$ $K_{F\beta} \approx K_{H\beta}$ = pro materiál ocel ušlechtilá 12051, $R_m = 640$ MPa, povrchově kalená po boku zubů, tvrdost boku zubů</p>	<p style="text-align: center;"><u>Únavová únosnost paty zubu v ohybu</u></p> $\sigma_F = \frac{F_{tc}}{b \cdot m} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon$ $K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV}$ $K_F = 1,68$ $Y_\epsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\epsilon_\alpha}$ <p style="text-align: center;">pro hodnoty $\epsilon_\beta \leq 1$</p> $Y_\epsilon = 0,2 + \frac{0,8}{2,14} = 0,57$

<p> $V_{HV} = 600 \text{ MPa} > 350 \text{ MPa}$ $K_{H\beta} = 1,4$ $K_{F\alpha} \cdot K_{FV} = 1,2$ Zjednodušený předpoklad Y_{FS} = součinitel tvaru zubů a koncentrace napětí $Y_{FS} = 3,95$ Y_{β} = součinitel sklonu zubů $Y_{\beta} = 1$ Y_{ε} = součinitel vlivu záběru profilu </p>	$\sigma_F = \frac{127,1}{10 \cdot 1} \cdot 1,68 \cdot 3,95 \cdot 1 \cdot 0,57$ $\sigma_F = 48,1 \text{ MPa}$
<p> σ_{Flim} = Mez únavy v dotyku, pro materiál ocel ušlechtilá 12051, $R_m = 640 \text{ MPa}$, povrchově kalená po boku zubů $\sigma_{Flim} = 390 \text{ MPa}$ q_H = exponent Wohlerovy křivky $q_H = 10$ N_{Flim} = básový počet zatěžovacích cyklů v ohybu $N_{Flim} = 3 \cdot 10^6$ N = počet cyklů $N = 342 \cdot 10^6$ cyklů (pro životnost 4000 hodin při max. otáčkách 1425 min^{-1}) Y_N = součinitel životnosti (pro ohyb) $Y_N = 0,62$ Y_{δ} = součinitel vrubové citlivosti $Y_{\delta} = 1,15$ Y_X = součinitel velikosti pro ohyb $Y_X = 0,95$ σ_F = Únavová únosnost paty zubu v ohybu $\sigma_F = 48,1 \text{ MPa}$ </p>	<p style="text-align: center;"><u>Bezpečnost proti únavovému lomu</u></p> $S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_{\delta} \cdot Y_X}{\sigma_F} \geq 1,4$ $Y_N = \sqrt[q_H]{N_{Flim}/N}$ $Y_N = \sqrt[10]{\frac{3 \cdot 10^6}{342 \cdot 10^6}} = 0,62$ $S_F = \frac{390 \cdot 0,62 \cdot 1,15 \cdot 0,95}{48,1} = 5,49 \geq 1,4$ <p style="text-align: center;"><u>Vyhovuje!</u></p>

<p> σ_{Flim} = Mez únavy v dotyku, pro materiál ocel ušlechtilá 12051, $R_m = 640$ MPa, povrchově kalená po boku zubů $\sigma_{Flim} = 390$ MPa σ_{Fmax} = maximální ohybové napětí v patě zubu F_{tmax} = jednorázové maximální zatížení zubu K_{AS} – se odhadne na základě zkušeností, $K_{AS} \geq K_A$ K_A = součinitel pro vnější vliv dynamických sil, $K_A = 1$ $K_{AS} = 1,5$ F_{tc} = tečná síla na centrální kolo $F_{tc} = 127,1$ N σ_F = Únavová únosnost paty zubu v ohybu $\sigma_F = 48,1$ MPa </p>	<p style="text-align: center;"><u>Statická bezpečnost v ohybu</u></p> $S_{FS} = \frac{\sigma_{FSt}}{\sigma_{Fmax}} = \frac{\sigma_{FSt}}{\frac{\sigma_F \cdot F_{tmax}}{F_t}} \geq 1,25$ <p style="text-align: center;">Pro ostatní železné materiály</p> $\sigma_{FSt} = 2,5 \cdot \sigma_{Flim}$ $\sigma_{FSt} = 2,5 \cdot 390 = 975 \text{ MPa}$ $\sigma_{Fmax} = \frac{\sigma_F \cdot F_{tmax}}{F_{tc}}$ $F_{tmax} = F_{tc} \cdot K_{AS}$ $F_{tmax} = 127,1 \cdot 1,5 = 191,25 \text{ N}$ $\sigma_{Fmax} = \frac{48,1 \cdot 127,1 \cdot 1,5}{127,1} = 72,15 \text{ MPa}$ $S_{FS} = \frac{975}{72,15} = 13,51 \geq 1,25$ <p style="text-align: center;"><u>Vyhovuje!</u></p>
<p><u>Ozubené korunové kolo</u></p> <p>Základní rozměry modul $m_k = 1$ šířka zubu $b_k = 10$ mm počet zubů $z_k = 78$ Pro ozubená</p>	
<p> $z_k = 78$ zubů modul $m = 1$ </p>	<p style="text-align: center;"><u>Průměr roztečné kružnice</u></p> $d_k = z_k \cdot m = 78 \cdot 1 = 78 \text{ mm}$
<p> h_a^* - Součinitel výšky hlavy zubu $h_a^* = 1$ pro $\alpha = 20^\circ$ d_k = roztečný průměr $d_k = 78$ mm modul $m = 1$ </p>	<p style="text-align: center;"><u>Průměr hlavové kružnice korunového kola</u></p> $d_{ak} = d_k + 2 \cdot h_a^* \cdot m$ $d_{ak} = 78 + 2 \cdot 1 \cdot 1 = 80 \text{ mm}$

<p>c^* součinitel hlavové vůle $c^* = 0,25$ modul $m=1$</p>	<p style="text-align: center;"><u>Hlavová vůle zubů</u></p> $c_c = c^* \cdot m$ $c_c = 0,25 \cdot 1 = 0,25 \text{ mm}$
<p>d_k = průměr roztečné kružnice $d_k = -78 \text{ mm}$ h_a^* - Součinitel výšky hlavy zubu $h_a^* = 1$ pro $\alpha = 20^\circ$ c^* součinitel hlavové vůle $c^* = 0,25$ modul $m=1$</p>	<p style="text-align: center;"><u>Průměr patní kružnice</u></p> $d_{fk} = d_k - 2 \cdot (h_a^* + c^*) \cdot m$ $d_{fk} = d_k - 2 \cdot (1 + 0,25) \cdot 1$ $d_{fk} = -78 - 2 \cdot 1,25 = -80,5 \text{ mm}$
<p>modul $m=1$</p>	<p style="text-align: center;"><u>Rozteč zubů</u></p> $p_k = \pi \cdot m$ $p_k = \pi \cdot 1 = \pi \text{ mm} \approx 3,142 \text{ mm}$
<p>p_k = rozteč zubů $p_k = 3,142 \text{ mm}$</p>	<p style="text-align: center;"><u>Základní rozteč</u></p> $p_b = p_k \cdot \cos \alpha$ $p_b = 3,142 \cdot \cos(20^\circ)$ $p_b = 2,95 \text{ mm}$
<p>p_k = rozteč zubů $p_k = 3,142 \text{ mm}$</p>	<p style="text-align: center;"><u>Tloušťka zubu</u></p> $s_k = 0,5 \cdot p_k$ $s_k = 0,5 \cdot \pi \cdot 1 = 1,571 \text{ mm}$
<p>p_k = rozteč zubů $p_k = 3,142 \text{ mm}$</p>	<p style="text-align: center;"><u>Šířka zubové mezery</u></p> $e_k = 0,5 \cdot p_k = 0,5 \cdot \pi \cdot m$ $e_k = 0,5 \cdot \pi \cdot 1 = 1,571 \text{ mm}$

<p> h_a^* - Součinitel výšky hlavy zubu $h_a^* = 1$ pro $\alpha = 20^\circ$ c^* součinitel hlavové vůle $c^* = 0,25$ modul $m=1$ </p>	<p style="text-align: center;"><u>Výška paty zubu</u></p> $h_{fk} = (h_a^* + c^*) \cdot m$ $h_{fk} = (1 + 0,25) \cdot m$ $h_{fk} = 1,25 \cdot 1 = 1,25 \text{ mm}$
<p>modul $m=1$</p>	<p style="text-align: center;"><u>Výška hlavy zubu</u></p> $h_{ak} = m = 1 \text{ mm}$
<p> h_{ak} = výška hlavy zubu $h_{ak} = 1 \text{ mm}$ h_{fk} = výška paty zubu $h_{fk} = 1,25 \text{ mm}$ </p>	<p style="text-align: center;"><u>Výška zubu</u></p> $h_k = h_{ak} + h_{fk}$ $h_c = 1 + 1,25 = 2,25 \text{ mm}$

4.6. Předběžné zatížení korunového kola silou

Z předpokladu zatížení planetové převodovky předepnutím torzní hřídele momentem $M_{\text{předpětí}}$ a točivým momentem M_{celk} , který je rovnoměrně rozložen mezi obě planetové převodovky, je moment mezi unašeči roven hodnotě:

$$M_{\text{předpětí}} + M_{\text{celk}}/2 = 5 + 3,216/2 = 6,608 \text{ Nm.}$$

Za předpokladu záběru pouze jednoho unašeče ze dvou vlivem opotřebení nebo nepřesnosti výroby, se síla na náboj unašeče spočítá:

$$M_{IJ} = F_u \cdot r$$

$$\rightarrow F_u = \frac{M_{IJ}}{r_u} = \frac{6,608}{0,026} = 254,2 \text{ N}$$

$$r_u = r_c + r_s = \frac{d_c}{2} + \frac{z_s \cdot m_s}{2} = \frac{26}{2} + \frac{26 \cdot 1}{2} = 26 \text{ mm}$$

Síla na satelit vyvolaná předepnutím hřídele a rovnoměrným rozdělením momentu M_{celk} je $F_u = 254,2 \text{ N}$.

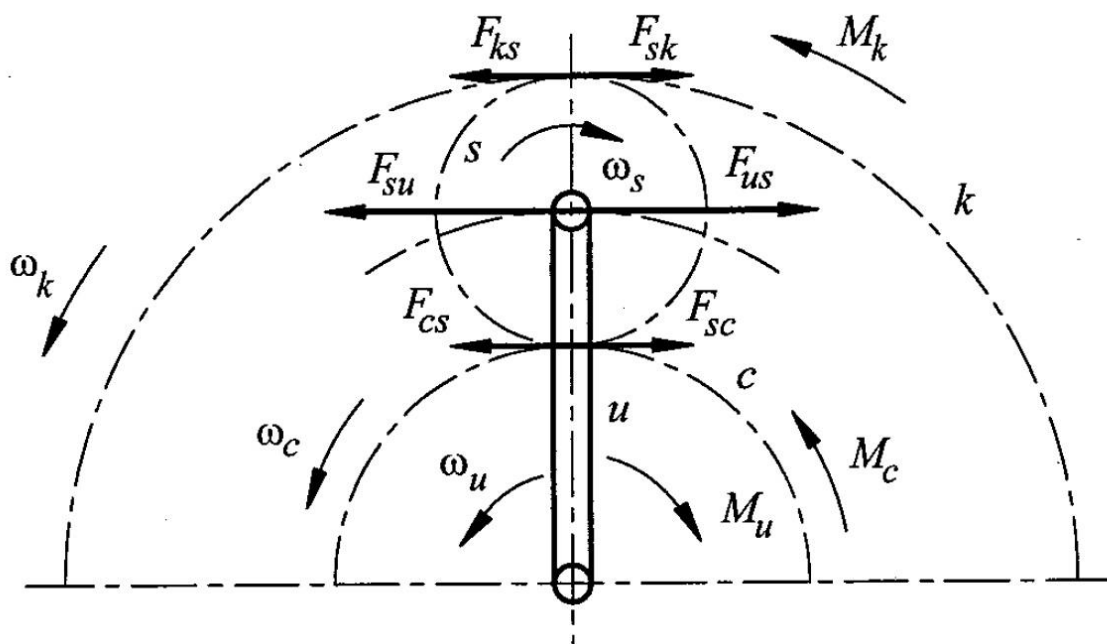
4.7. Výpočet síly z unašeče na korunové kolo

Za předpokladu záběru pouze jednoho satelitu ze dvou vlivem opotřebení nebo výrobních nepřesností se síla na korunové kolo spočítá:

$$F_u = 2 \cdot F_{SK}$$

$$F_{SK} = \frac{F_u}{2} = \frac{254,2}{2} = 127,1 \text{ N}$$

Síla na korunovém kole $F_{SK} = 127,1 \text{ N}$



Obrázek 16: Schéma planetového převodu, převzato z [1]

<p>F_{SK} = síla na působící mezi satelitem a korunovým kolem $F_{SK} = 127,1 \text{ N}$ $\alpha = 20^\circ$</p>	<p style="text-align: center;"><u>Výpočet síly tečné a radiální síly na korunovém ozubeném kole</u></p> <p style="text-align: center;">$F_{tk} = F_{Sk} = 127,1 \text{ N}$</p> <p style="text-align: center;">$F_{rk} = F_{tk} \cdot \operatorname{tg}\alpha = 127,1 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 46,26 \text{ N}$</p>
<p>z_s = počet zubů satelitu $z_s = 26$ zubů z_k = počet zubů korunového kola $z_k = 78$ zubů d_{as} = hlavový průměr satelitu $d_{as} = 28 \text{ mm}$ d_{bs} = průměr základní kružnice satelitu $d_{bs} = d_s \cdot \cos\alpha$ d_s = průměr roztečné kružnice satelitu $d_s = 26 \text{ mm}$ d_{ak} = hlavový průměr korunového kola $d_{ak} = 76 \text{ mm}$ d_{bk} = průměr základní kružnice korunového kola $d_{bk} = d_k \cdot \cos\alpha$ d_k = průměr roztečné kružnice korunového kola $d_k = 78 \text{ mm}$ $\alpha = 20^\circ$ $\beta = 0^\circ$ b_k = šířka korunového kola $b_k = 10 \text{ mm}$ $m = 1$</p>	<p style="text-align: center;"><u>Součinitel záběru soukolí</u></p> $\varepsilon_\alpha = \frac{z_s}{2\pi} \cdot \left[(\operatorname{tg}\alpha_{as} - \operatorname{tg}\alpha) - \frac{z_k}{z_s} \cdot (\operatorname{tg}\alpha_{a2} - \operatorname{tg}\alpha) \right]$ $\cos(\alpha_{as}) = \frac{d_{bs}}{d_{as}}$ $\alpha_{as} = \cos^{-1} \left(\frac{d_{bs}}{d_{as}} \right) = \left(\frac{d_s \cdot \cos\alpha}{d_{as}} \right)$ $\alpha_{as} = \cos^{-1} \left(\frac{26 \cdot \cos(20^\circ)}{28} \right) = 29,24^\circ$ $\alpha_{ak} = \cos^{-1} \left(\frac{d_{bk}}{d_{ak}} \right) = \left(\frac{d_k \cdot \cos\alpha}{d_{ak}} \right)$ $\alpha_{ak} = \cos^{-1} \left(\frac{78 \cdot \cos(20^\circ)}{76} \right) = 15,33^\circ$ $\varepsilon_\alpha = \frac{26}{2\pi} \cdot \left[(\operatorname{tg}(29,24^\circ) - \operatorname{tg}(20^\circ)) - \frac{78}{26} \cdot (\operatorname{tg}(15,33^\circ) - \operatorname{tg}(20^\circ)) \right]$ $\varepsilon_\alpha = 1,93$ $\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin\beta}{\pi \cdot m} = \frac{10 \cdot \sin(0^\circ)}{\pi \cdot 1} = 0$ $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,93$
<p>Z_E = součinitel mechanických vlastností materiálu spoluzabírajících kol $Z_E = 190$ (pro ocel) Z_H = součinitel tvaru spoluzabírajících zubů pro $\alpha_n = 20^\circ$ $Z_H = 2,5$ Z_ε = součinitel délky</p>	<p style="text-align: center;"><u>Napětí v dotyku</u></p> $\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H}$ $\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{tk}(i+1)}{b_k \cdot d_k \cdot i}}$ $K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV}$

<p>dotykových křivek $Z_\varepsilon = 0,84$ K_A = součinitel pro vnější vliv dynamických sil $K_A = 1,0$ $K_{H\beta}$ = pro materiál ocel konstrukční 11500, $R_m =$ 490 MPa, tepelně neopracovaná, tvrdost boku zubů $V_{HV} = 150$ MPa < 350 MPa $K_{H\beta} = 1,1$ Zjednodušený předpoklad $K_{H\alpha} \cdot K_{HV} =$ 1,2 F_{tk} = tečná síla na korun. Kolo $F_{tk} = 127,1$ N b_k = šířka korun. Kola $b_k = 10$ mm d_k = roztečný průměr korun. Kola $d_k = 78$ mm</p>	$\sigma_{HO} = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,84 \cdot \sqrt{\frac{127,1 \cdot (3 + 1)}{10 \cdot 78 \cdot 3}} = 185,9 \text{ MPa}$ $K_H = 1,0 \cdot 1,1 \cdot 1,2 = 1,32$ $\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 185,9 \cdot \sqrt{1,32} = 213,6 \text{ MPa}$
<p>σ_{Hlim} pro materiál ocel 11500, $R_m = 490$ MPa, tepelně neopracovaná $\sigma_{Hlim} = 370$ MPa $Z_L Z_R Z_V = 0,85$ až $0,95$ pro netvrzená kola $Z_L Z_R Z_V = 1$ pro tvrzená a broušená kola σ_H = napětí v dotyku $\sigma_H = 213,6$ MPa</p>	<p style="text-align: center;"><u>Bezpečnost proti tvorbě pittingu</u></p> $S_{H1,2} \approx \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \geq 1,1 \text{ až } 1,2$ $S_{H1,2} \approx \frac{370}{213,6} \cdot 0,85 = 1,5$ <p style="text-align: center;"><u>Vyhovuje!</u></p>
<p>F_{tmax} = jednorázové maximální zatížení zubu K_{AS} – se odhadne na základě zkušeností, $K_{AS} \geq K_A$ K_A = součinitel pro vnější vliv dynamických sil, $K_A = 1$ $K_{AS} = 1,5$ σ_H = napětí v dotyku $\sigma_H = 213,6$ MPa F_{tk} = tečná síla na</p>	<p style="text-align: center;"><u>Statická únosnost, největší napětí v dotyku</u></p> $\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{F_{tmax} \cdot K_H}{F_{tk}}} \leq \sigma_{HPmax}$ $F_{tmax} = F_{tk} \cdot K_{AS}$ $F_{tk} = 127,1 \cdot 1,5 = 191,25 \text{ N}$ $K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV}$ $K_H = 1,0 \cdot 1,05 \cdot 1,2 = 1,26$

<p>korunovém kole $F_{tk} = 127,1 \text{ N}$ σ_{HPmax} = dovolené napětí při maximálním zatížení V_{HV} = ocel konstrukční 11500, $R_m = 490 \text{ MPa}$, tepelně nepracovaná, mez kluzu v tahu $R_e = 265 \text{ MPa}$ $K_{H\beta}$ = pro materiál ocel konstrukční 11500, $R_m = 490 \text{ MPa}$, tepelně nepracovaná, tvrdost boku zubů $V_{HV} = 150 \text{ MPa} < 350 \text{ MPa}$ $K_{H\beta} = 1,05$ Zjednodušený předpoklad $K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,2$</p>	$\sigma_{Hmax} = 213,6 \cdot \sqrt{\frac{191,25 \cdot 1,26}{127,1}}$ $\sigma_{HPmax} = 2,8 \cdot R_e = 2,8 \cdot 265 = 742 \text{ MPa}$ $\sigma_{Hmax} = 294,1 \text{ MPa} \leq 742 \text{ MPa}$ <p style="text-align: center;"><u>Vyhovuje!</u></p>
<p>F_{tk} = tečná síla na korunové kolo $F_{tk} = 127,1 \text{ N}$ b = šířka ozubení $b = 10 \text{ mm}$ modul $m = 1$ K_A = součinitel pro vnější vliv dynamických sil $K_A = 1,0$ $K_{F\beta} \approx K_{H\beta}$ = pro materiál pro materiál ocel 11500, $R_m = 490 \text{ MPa}$, tepelně nezpracovaná $V_{HV} = 150 \text{ MPa} < 350 \text{ MPa}$ $K_{H\beta} = 1,05$ $K_{F\alpha} \cdot K_{FV} = 1,2$ Zjednodušený předpoklad Y_{FS} = součinitel tvaru zubů a koncentrace napětí $Y_{FS} = 3,7$ Y_{β} = součinitel sklonu zubů, $Y_{\beta} = 1$ Y_{ϵ} = součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí</p>	<p style="text-align: center;"><u>Únavová únosnost paty zubu v ohybu</u></p> $\sigma_F = \frac{F_{tk}}{b \cdot m} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\epsilon} \leq \sigma_{FP}$ $K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV}$ $K_F = 1,26$ $Y_{\epsilon} = 0,2 + \frac{0,8}{\epsilon_{\alpha}}$ <p style="text-align: center;">pro hodnoty $\epsilon_{\beta} \leq 1$</p> $Y_{\epsilon} = 0,2 + \frac{0,8}{1,93} = 0,62$ $\sigma_F = \frac{127,1}{10 \cdot 1} \cdot 1,26 \cdot 3,7 \cdot 1 \cdot 0,62$ $\sigma_F = 36,7 \text{ MPa}$

<p> σ_{Flim} = Mez únavy v dotyku, pro materiál ocel 11500, $R_m = 490$ MPa, tepelně nezpracovaná $\sigma_{Flim} = 330$ MPa q_H = exponent Wohlerovy křivky $q_H = 6$ N_{Flim} = bazový počet zatěžovacích cyklů v ohybu $N_{Flim} = 3 \cdot 10^6$ N = počet cyklů $N = 85,4 \cdot 10^6$ cyklů pro korunové kolo (pro životnost 4000 hodin při max. otáčkách 1425 min^{-1}) Y_N = součinitel životnosti (pro ohyb) $Y_N = 0,58$ Y_δ = součinitel vrubové citlivosti $Y_\delta = 1,3$ Y_X = součinitel velikosti pro ohyb $Y_X = 0,97$ σ_F = Únavová únosnost paty zubu v ohybu $\sigma_F = 36,7$ MPa </p>	<p style="text-align: center;"><u>Bezpečnost proti únavovému lomu</u></p> $S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_X}{\sigma_F} \geq 1,4$ $Y_N = \sqrt[q_H]{N_{Flim}/N}$ $Y_N = \sqrt[6]{\frac{3 \cdot 10^6}{85,4 \cdot 10^6}} = 0,57$ $S_F = \frac{330 \cdot 0,57 \cdot 1,3 \cdot 0,97}{36,7} = 6,46 \geq 1,4$ <p style="text-align: center;"><u>Vyhovuje!</u></p>
<p> σ_{Flim} = Mez únavy v dotyku, pro materiál ocel 11500, $R_m = 490$ MPa, tepelně nezpracovaná $\sigma_{Flim} = 330$ MPa σ_{Fmax} = maximální ohybové napětí v patě zubu F_{tmax} = jednorázové maximální zatížení zubu K_{AS} – se odhadne na základě zkušeností, K_{AS} $\geq K_A$ K_A = součinitel pro vnější vliv dynamických síly, $K_A = 1$ $K_{AS} = 1,5$ </p>	<p style="text-align: center;"><u>Statická bezpečnost v ohybu</u></p> $S_{FS} = \frac{\sigma_{FSt}}{\sigma_{Fmax}} = \frac{\sigma_{FSt}}{\frac{\sigma_F \cdot F_{tmax}}{F_t}} \geq 1,25$ <p style="text-align: center;">Pro ostatní železné materiály</p> $\sigma_{FSt} = 2,5 \cdot \sigma_{Flim}$ $\sigma_{FSt} = 2,5 \cdot 330 = 825 \text{ MPa}$ $\sigma_{Fmax} = \frac{\sigma_F \cdot F_{tmax}}{F_t}$ $F_{tmax} = F_{tk} \cdot K_{AS}$ $F_{tmax} = 127,1 \cdot 1,5 = 191,25 \text{ N}$

<p>F_{tk} = tečná síla na centrální kolo $F_{tk} = 127,1 \text{ N}$ σ_F = Únavová únosnost paty zubu v ohybu $\sigma_F = 36,7 \text{ MPa}$</p>	$\sigma_{Fmax} = \frac{36,7 \cdot 127,1 \cdot 1,5}{127,1} = 55,1 \text{ MPa}$ $S_{FS} = \frac{825}{55,1} = 14,9 \geq 1,25$ <p style="text-align: center;"><u>Vyhovuje!</u></p>
<p><u>Ozubené kolo satelit</u></p> <p>Vzhledem ke stejnému: modulu satelitu a centrálního kola $m_s = m_c = 1$, stejnému počtu zubů $z_s = z_c = 26$ a stejné šířce zubů $b_s = b_c = 10 \text{ mm}$ jsou základní rozměry satelitu a centrálního kola stejné.</p> <p><u>Vzhledem k volbě jiného materiálu byl proveden pouze pevnostní výpočet</u></p>	
<p>F_{cs} = síla na působící mezi centrálním kolem a unašečem $F_{cs} = 127,1 \text{ N}$ $\alpha = 20^\circ$</p>	<p><u>Výpočet síly tečné a radiální síly na satelitu</u></p> $F_{ts} = F_{cs} = 127,1 \text{ N}$ $F_{rs} = F_{ts} \cdot \operatorname{tg}\alpha = 127,1 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 46,26 \text{ N}$
<p>d_{ac} = průměr hlavové kružnice centrálního kola $d_{ac} = 28 \text{ mm}$ d_{fc} = průměr patní kružnice centrálního kola $d_{fc} = 23,5 \text{ mm}$ d_{as} = průměr hlavové kružnice satelitu $d_{as} = 28 \text{ mm}$ d_{fs} = průměr hlavové kružnice satelitu $d_{fs} = 23,5 \text{ mm}$ p_b = základní rozteč $p_b = 2,95 \text{ mm}$</p>	<p><u>Součinitel záběru soukolí</u></p> $\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{as}^2 - d_{fs}^2} + \sqrt{d_{ac}^2 - d_{fc}^2} - 2 \cdot a_{cs} \cdot \sin\alpha}{2 \cdot p_b}$ $= \frac{\sqrt{28^2 - 23,5^2} + \sqrt{28^2 - 23,5^2} - 2 \cdot 26 \cdot \sin(20^\circ)}{2 \cdot 2,95}$ $\varepsilon_\alpha = 2,14$ $\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin\beta}{\pi \cdot m} = \frac{10 \cdot \sin(0^\circ)}{\pi \cdot m} = 0$ $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 2,14$

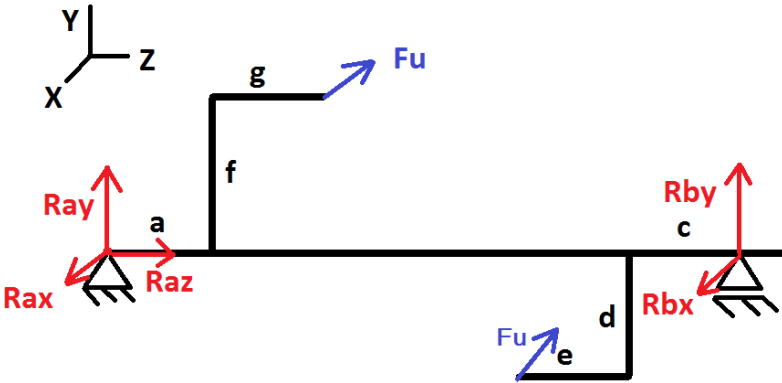
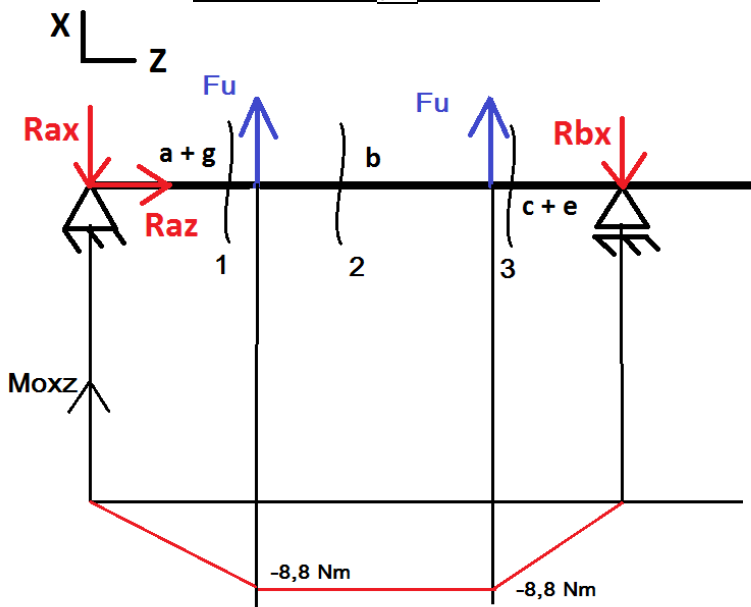
<p> $\alpha = 20^\circ$ $\beta = 0^\circ$ $b = \text{šířka zubů satelitu}$ $b = 10 \text{ mm}$ $a_{cs} = 26 \text{ mm}$ $m = 1$ </p>	
<p> $Z_E = \text{součinitel mechanických vlastností materiálu spoluzabírajících kol}$ $Z_E = 190 \text{ (pro ocel)}$ $Z_H = \text{součinitel tvaru spoluzabírajících zubů pro } \alpha_n = 20^\circ$ $Z_H = 2,5$ $Z_\varepsilon = \text{součinitel délky dotykových křivek}$ $Z_\varepsilon = 0,8$ $K_A = \text{součinitel pro vnější vliv dynamických sil}$ $K_A = 1,0$ $K_{H\beta} = \text{pro materiál ocel ušlechtilá 15241, } R_m = 980 \text{ MPa, legovaná, tvrdost boku zubů } V_{HV} = 300 \text{ MPa} < 350 \text{ MPa}$ $K_{H\beta} = 1,1$ $Z_{\text{jednodušený předpoklad } K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,2}$ $d_s = \text{roztečný průměr satelitu}$ $d_s = 26 \text{ mm}$ $b_s = \text{šířka satelitu}$ $b_s = 10 \text{ mm}$ </p>	<p style="text-align: center;"><u>Napětí v dotyku</u></p> $\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H}$ $\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{ts}(i+1)}{b_s \cdot d_s \cdot i}}$ $K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV}$ $\sigma_{HO} = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,8 \cdot \sqrt{\frac{127,1 \cdot (1+1)}{10 \cdot 26 \cdot 1}} = 375 \text{ MPa}$ $K_H = 1,0 \cdot 1,1 \cdot 1,2 = 1,32$ $\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 375 \cdot \sqrt{1,32} = 430,8 \text{ MPa}$
<p> $\sigma_{Hlim} = \text{pro materiál ocel 15241, } R_m = 980 \text{ MPa, povrchově kalená}$ $\sigma_{Hlim} = 720 \text{ MPa}$ $Z_L Z_R Z_V = 0,85 \text{ až } 0,95 \text{ pro netvrzená kola}$ $Z_L Z_R Z_V = 1 \text{ pro tvrzená a broušená kola}$ $\sigma_H = \text{napětí v dotyku}$ $\sigma_H = 430,8 \text{ MPa}$ </p>	<p style="text-align: center;"><u>Bezpečnost proti tvorbě pittingu</u></p> $S_{H1,2} \approx \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \geq 1,1 \text{ až } 1,2$ $S_{H1,2} \approx \frac{720}{430,8} \cdot 1 = 1,67$ <p style="text-align: center;"><u>Vyhovuje!</u></p>

<p> F_{tmax} = jednorázové maximální zatížení zubu K_{AS} – se odhadne na základě zkušeností, $K_{AS} \geq K_A$ K_A = součinitel pro vnější vliv dynamických sil, $K_A = 1$ $K_{AS} = 1,5$ σ_H = napětí v dotyku $\sigma_H = 430,8$ MPa F_{ts} = tečná síla satelit $F_{ts} = 127,1$ N σ_{HPmax} = dovolené napětí při maximálním zatížení V_{HV} = tvrdost na boku zubu pro materiál ocel 15241, $R_m = 980$ MPa, povrchově kalená $V_{HV} = 300$ MPa $K_{H\beta}$ = pro materiál ocel ušlechtilá 15241, $R_m = 980$ MPa, legovaná, tvrdost boku zubů $V_{HV} = 300$ MPa < 350 MPa $K_{H\beta} = 1,1$ Zjednodušený předpoklad $K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,2$ </p>	<p style="text-align: center;"><u>Statická únosnost, největší napětí v dotyku</u></p> $\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{F_{tmax} \cdot K_H}{F_{ts}}} \leq \sigma_{HPmax}$ $F_{tmax} = F_{ts} \cdot K_{AS}$ $F_{tc1} = 127,1 \cdot 1,5 = 191,25 \text{ N}$ $K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV}$ $K_H = 1,0 \cdot 1,1 \cdot 1,2 = 1,32$ $\sigma_{Hmax} = 430,8 \cdot \sqrt{\frac{191,25 \cdot 1,32}{127,1}}$ $\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 300 = 1200 \text{ MPa}$ $\sigma_{Hmax} = 606 \text{ MPa} \leq 1200 \text{ MPa}$ <p style="text-align: center;"><u>Vyhovuje!</u></p>
<p> F_{ts} = tečná síla na centrální kolo $F_{ts} = 127,1$ N b = šířka ozubení $b = 10$ mm modul $m = 1$ K_A = součinitel pro vnější vliv dynamických sil $K_A = 1,0$ $K_{F\beta} \approx K_{H\beta}$ = materiál ocel 15241, $R_m = 980$ MPa, povrchově kalená $V_{HV} = 300$ MPa < 350 MPa $K_{H\beta} = 1,1$ Zjednodušený předpoklad $K_{F\alpha} \cdot K_{FV} = 1,2$ </p>	<p style="text-align: center;"><u>Únavová únosnost paty zubu v ohybu</u></p> $\sigma_F = \frac{F_{ts}}{b \cdot m} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\epsilon} \leq \sigma_{FP}$ $K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV}$ $K_F = 1,32$ $Y_{\epsilon} = 0,2 + \frac{0,8}{\epsilon_{\alpha}}$ <p style="text-align: center;">pro hodnoty $\epsilon_{\beta} \leq 1$</p> $Y_{\epsilon} = 0,2 + \frac{0,8}{2,14} = 0,57$ $\sigma_F = \frac{127,1}{10 \cdot 1} \cdot 1,32 \cdot 3,95 \cdot 1 \cdot 0,57$

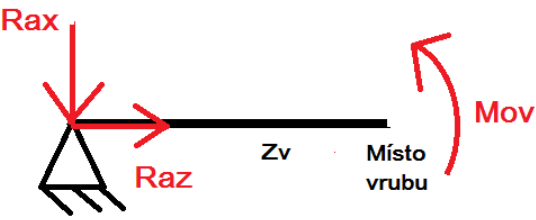
<p>Y_{FS} = součinitel tvaru zubů a koncentrace napětí $Y_{FS} = 3,95$ Y_{β} = součinitel sklonu zubů $Y_{\beta} = 1$ Y_{ε} = součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí</p>	$\sigma_F = 37,8 \text{ MPa}$
<p>σ_{Flim} = Mez únavy v dotyku, pro ocel 15241, Rm = 980 MPa, povrchově kalená $\sigma_{Flim} = 720 \text{ MPa}$ q_H = exponent Wohlerovy křivky $q_H = 9$ N_{Flim} = básový počet zatěžovacích cyklů v ohybu $N_{Flim} = 3 \cdot 10^6$ N = počet cyklů $N = 342 \cdot 10^6$ cyklů (pro životnost 4000 hodin při max. otáčkách 1425 min⁻¹) Y_N = součinitel životnosti (pro ohyb) $Y_N = 0,58$ Y_{δ} = součinitel vrubové citlivosti, $Y_{\delta} = 1,0$ Y_X = součinitel velikosti pro ohyb, $Y_X = 0,95$ σ_F = Únavová únosnost paty zubu v ohybu $\sigma_F = 37,8 \text{ MPa}$</p>	<p style="text-align: center;"><u>Bezpečnost proti únavovému lomu</u></p> $S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_{\delta} \cdot Y_X}{\sigma_F} \geq 1,4$ $Y_N = {}^{q_H}\sqrt{N_{Flim}/N}$ $Y_N = \sqrt[9]{\frac{3 \cdot 10^6}{342 \cdot 10^6}} = 0,59$ $S_F = \frac{720 \cdot 0,59 \cdot 1,0 \cdot 0,95}{37,8} = 10,7 \geq 1,4$ <p style="text-align: center;"><u>Vyhovuje!</u></p>
<p>σ_{Flim} = Mez únavy v dotyku, pro materiál pro ocel 15241, Rm = 980 MPa, povrchově kalená $\sigma_{Flim} = 530 \text{ MPa}$ σ_{Fmax} = maximální ohybové napětí v patě zubu F_{tmax} = jednorázové maximální zatížení zubu K_{AS} – se odhadne na základě zkušeností, K_{AS}</p>	<p style="text-align: center;"><u>Statická bezpečnost v ohybu</u></p> $S_{FS} = \frac{\sigma_{FSt}}{\sigma_{Fmax}} = \frac{\sigma_{FSt}}{\frac{\sigma_F \cdot F_{tmax}}{F_t}} \geq 1,25$ <p style="text-align: center;">Pro ostatní železné materiály</p> $\sigma_{FSt} = 2,5 \cdot \sigma_{Flim}$ $\sigma_{FSt} = 2,5 \cdot 530 = 1325 \text{ MPa}$ $\sigma_{Fmax} = \frac{\sigma_F \cdot F_{tmax}}{F_t}$

<p> $\geq K_A$ K_A = součinitel pro vnější vliv dynamických síly, $K_A = 1$ $K_{AS} = 1,5$ F_{ts} = tečná síla na centrální kolo $F_{ts} = 127,1 \text{ N}$ σ_F = Únavová únosnost paty zubu v ohybu $\sigma_F = 37,8 \text{ MPa}$ </p>	$F_{tmax} = F_{ts} \cdot K_{AS}$ $F_{tmax} = 127,1 \cdot 1,5 = 191,25 \text{ N}$ $\sigma_{Fmax} = \frac{37,8 \cdot 127,1 \cdot 1,5}{127,1} = 56,7 \text{ MPa}$ $S_{FS} = \frac{1325}{56,7} = 23,4 \geq 1,25$ <p style="text-align: center;"><u>Vyhovuje!</u></p>
---	--

4.8. Výpočet hřídelů bezvúlové převodovky

<u>Torzni hřidel</u>	
<p> $a = 13 \text{ mm}$ $b = 175,5 \text{ mm}$ $c = 13 \text{ mm}$ $d = 26 \text{ mm}$ $e = 21,5 \text{ mm}$ $f = 26 \text{ mm}$ $g = 21,5 \text{ mm}$ $F_u = 254,2 \text{ N}$ </p>	<p style="text-align: center;"><u>Výpočet reakcí a ohybových momentů torzního hřídele</u></p>  <p style="text-align: center;">Rovnováha krouticích momentů</p> $F_u \cdot f = F_u \cdot d$ <p style="text-align: center;">$f = d \rightarrow$ platí statická rovnováha</p>
<p> $a = 13 \text{ mm}$ $b = 175,5 \text{ mm}$ $c = 13 \text{ mm}$ $d = 26 \text{ mm}$ $e = 21,5 \text{ mm}$ $f = 26 \text{ mm}$ $g = 21,5 \text{ mm}$ $F_u = 254,2 \text{ N}$ </p>	<p style="text-align: center;"><u>Výpočet reakcí R_{ax}, R_{az} a R_{bx} a ohybového momentu M_{oxz} v rovině XZ</u></p>  <p style="text-align: center;">Z: $R_{az} = 0$</p> <p style="text-align: center;">X: $R_{ax} + R_{bx} - F_u - F_u = 0$</p> <p style="text-align: center;">$M_A: F_u \cdot (a+g) + F_u \cdot (a+g+b) - R_{bx} \cdot (a+g+b+c+e) = 0$</p>

	$R_{bx} = \frac{F_u \cdot (2a + 2g + b)}{a + g + b + c + e}$ $R_{bx} = \frac{254,2 \cdot (2 \cdot 0,013 + 2 \cdot 0,0215 + 0,175)}{0,013 + 0,0215 + 0,1755 + 0,013 + 0,0215}$ $R_{bx} = 254,2 \text{ N}$ $R_{ax} = F_u = 254,2 \text{ N}$
<p> $a = 13 \text{ mm}$ $b = 175,5 \text{ mm}$ $c = 13 \text{ mm}$ $d = 26 \text{ mm}$ $e = 21,5 \text{ mm}$ $f = 26 \text{ mm}$ $g = 21,5 \text{ mm}$ $F_u = 254,2 \text{ N}$ </p>	<p style="text-align: center;"><u>Výpočet průběhu momentu M_{oxz}</u></p> <p>1. Řez: $z \in < 0; a+g >$</p> $M_1(z) = - R_{ax} \cdot x$ $M_1(0) = 0$ $M_1(a+g) = - 8,8 \text{ Nm}$ <p>2. Řez: $z \in < a+g; a+g+b >$</p> $M_2(z) = - R_{ax} \cdot x + F_u \cdot (x - (a+g))$ $M_2(a+g) = - 8,8 \text{ Nm}$ $M_2(a+g+b) = - 8,8 \text{ Nm}$ <p>3. Řez: $z \in < a+g+b; a+g+b+c+e >$</p> $M_3(z) = - R_{ax} \cdot x + F_u \cdot (x - (a+g)) + F_u \cdot (x - (a+g+b))$ $M_3(a+g+b) = - 8,8 \text{ Nm}$ $M_3(a+g+b+c+e) = 0 \text{ Nm}$
<p> Materiál torzní hřídele volím: Konstrukční ocel 11 700, Dovolené napětí v ohybu $\sigma_{ODOV} = 230 \text{ MPa}$ $d = 10 \text{ mm}$ $M_{omax} = \text{maximální}$ ohybový moment $M_{omax} = 8,8 \text{ Nm}$ </p>	<p style="text-align: center;"><u>Výpočet minimálního průměru torzní hřídele</u></p> $d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o \max}}{\pi \cdot \sigma_{ODOV}}}$ $d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 8,8}{\pi \cdot 170 \cdot 10^6}} = 8,1 \text{ mm}$ <p style="text-align: center;">Volím průměr hřídele $d = 10 \text{ mm}$</p>

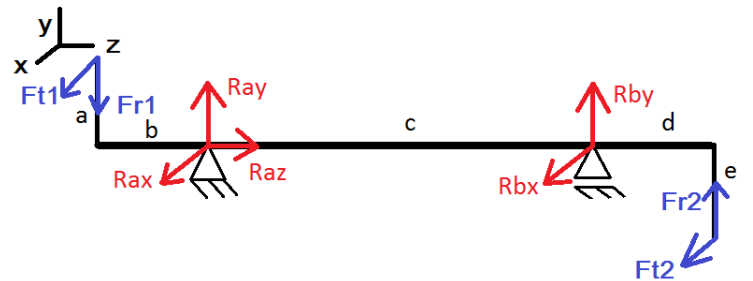
<p> $M_k = 6,6 \text{ Nm}$ $d_v = \text{průměr v místě vrubu}$ $d_v = 9,3 \text{ mm}$ </p>	<p><u>Výpočet napětí od krutu torzní hřídelev místě vrubu</u></p> $\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_v^3}{16}} = \frac{6,6}{\frac{\pi \cdot 0,0093^3}{16}} = 41,78 \text{ MPa}$
<p> Pro materiál: konstrukční ocel 11 700, $R_m = 685 \text{ MPa}$ $\tau_{DOV} = \text{Mez kluzu pro krut}$ $\tau_{DOV} = R_e / \sqrt{3} = 345 / \sqrt{3}$ $\tau_{DOV} = 199,2 \text{ MPa}$ $\tau_k = \text{napětí v krutu v místě vrubu}$ $\tau_k = 41,78 \text{ MPa}$ $v_k = \text{součinitel vlivu vel. Součásti při nerovnoměrné napjatosti}$ $v_k = 1$ $\beta_o = \text{součinitel vrubu pro ohyb}$ $\eta_o = \text{součinitel vlivu jakosti povrchu}$ $\eta_o = 0,85 \text{ (jemně soustruženo)}$ $q = \text{vrubová citlivost materiálu}$ $\alpha = \text{bezrozměrný tvarový součinitel}$ $\alpha = 1,32$ $M_{ov} = \text{ohybový moment v místě vrubu}$ $d = \text{průměr hřídele v místě vrubu}$ $\sigma_o = \text{napětí v ohybu}$ $\sigma_{co}^* = \text{mez únavy v ohybu skutečné součásti}$ $R_{ax} = 254,2 \text{ N}$ $z_v = \text{vzdálenost podpěry ložiska k místu vrubu}$ $z_v = 22 \text{ mm}$ $\tau_c^* = \text{mez únavy v krutu skutečné součásti}$ $\tau_k = \text{mez únavy v krutu}$ $\eta_k = \text{součinitel vlivu jakosti povrchu}$ $\eta_k = 0,85 \text{ (jemně soustruženo)}$ $\beta_k = \text{součinitel vrubu pro krut}$ </p>	<p><u>Výpočet bezpečnosti torzní hřídele v místě vrubu</u></p> $k_{ohyb} = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_o}$  $M_{ov} = R_{ax} \cdot z_v = 254,2 \cdot 0,022 = 5,6 \text{ Nm}$ $\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{ov}}{\frac{\pi \cdot d_v^3}{32}} = \frac{5,6}{\frac{\pi \cdot 0,0093^3}{32}} = 70,9 \text{ MPa}$ $\sigma_{co}^* = 0,35 \cdot R_m \cdot \frac{\eta_o \cdot v_k}{\beta_o}$ $\beta_o = 1 + q \cdot (\alpha - 1)$ $\beta_o = 1 + 0,435 \cdot (1,32 - 1)$ $q = 0,5 \cdot (q_1 + q_2) = 0,5 \cdot (0,5 + 0,37) = 0,435$ $\beta_o = 1,14$ $\sigma_{co}^* = 0,35 \cdot R_m \cdot \frac{\eta_o \cdot v_k}{\beta_o}$ $\sigma_{co}^* = 0,35 \cdot 685 \cdot \frac{0,85 \cdot 1}{1,14} = 178,76 \text{ MPa}$ $k_{ohyb} = \frac{178,76}{70,9} = 2,52$ $k_{krutu} = \frac{\tau_c^*}{\tau_k}$

α_k = bezrozměrný tvarový součinitel	$\tau_c^* = 0,25 \cdot R_m \cdot \frac{\eta_k \cdot v_k}{\beta_k}$ $\beta_k = 1 + q \cdot (\alpha_k - 1)$ $\beta_k = 1 + 0,435 \cdot (1,45 - 1)$ $q = 0,5 \cdot (q_1 + q_2) = 0,5 \cdot (0,5 + 0,37) = 0,435$ $\beta_k = 1,19$ $\tau_c^* = 0,25 \cdot R_m \cdot \frac{\eta_k \cdot v_k}{\beta_k}$ $\tau_c^* = 0,25 \cdot 685 \cdot \frac{0,85 \cdot 1}{1,19} = 122,3 \text{ MPa}$ $k_{krutu} = \frac{\tau_c^*}{\tau_k} = \frac{122,3}{41,78} = 2,92$ $k_{celk} = \frac{k_k \cdot k_o}{\sqrt{k_k^2 + k_o^2}} = \frac{2,92 \cdot 2,52}{\sqrt{2,92^2 + 2,52^2}} = 1,9$
<p>G = modul pružnosti ve smyku G = 81 000 MPa d = průměr torzní hřídele d = 10 mm l = b = 175,5 mm</p>	<p><u>Zkrutná tuhost torzní hřídele</u></p> $k_\varphi = \frac{M_k}{\varphi} = \frac{G \cdot J_p}{l} = \frac{G \cdot \pi \cdot d^4}{32 \cdot b}$ $k_\varphi = \frac{\pi \cdot 81000 \cdot 10^6 \cdot 0,01^4}{32 \cdot 0,1755}$ $k_\varphi = 453 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$
<p>M_k = kroutící moment mezi unašeči na torzní hřídeli $M_k = 6,6 \text{ Nm}$ k_φ = zkrutná tuhost $k_\varphi = 453 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$</p>	<p><u>Zkroucení torzní hřídele</u></p> $\varphi_1 = \frac{M_k}{k_\varphi} = \frac{6,6}{453}$ $\varphi_1 = 0,0146 \text{ rad} \cong 0,84^\circ$

Hřídel rotoru

Výpočet reakcí a ohybových momentů hřídele rotoru

$a = 13 \text{ mm}$
 $b = 12,5 \text{ mm}$
 $c = 107,5 \text{ mm}$
 $d = 12,5 \text{ mm}$
 $e = 13 \text{ mm}$
 $F_{r1} = F_{r2} = 127,1 \text{ N}$
 $\alpha = 20^\circ$



$$F_{r1} \cdot a = F_{r2} \cdot e$$

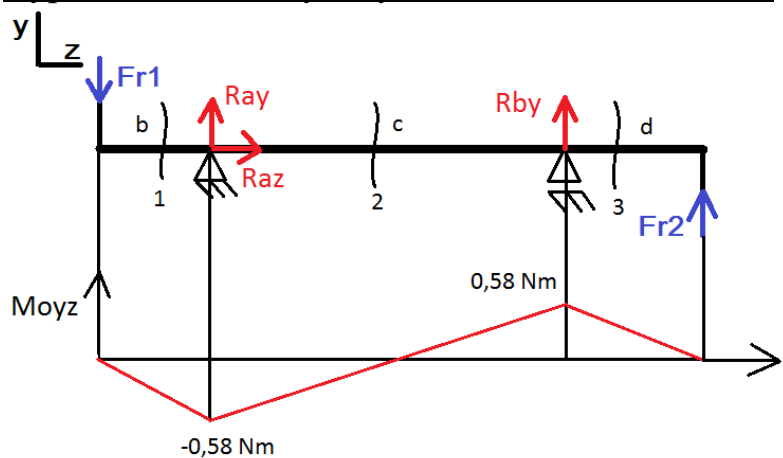
$$a = e \rightarrow \text{rovnováha momentů}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \text{tg}\alpha$$

$$F_{r1} = F_{r2} = 127,1 \cdot \text{tg}(20^\circ) = 46,3 \text{ N}$$

Výpočet reakcí a ohybových momentů v rovině YZ

$b = 12,5 \text{ mm}$
 $c = 107,5 \text{ mm}$
 $d = 12,5 \text{ mm}$
 $F_{r1} = F_{r2} = 46,3 \text{ N}$



$$Z: R_{az} = 0$$

$$Y: R_{ay} + R_{by} - F_{r1} - F_{r2} = 0$$

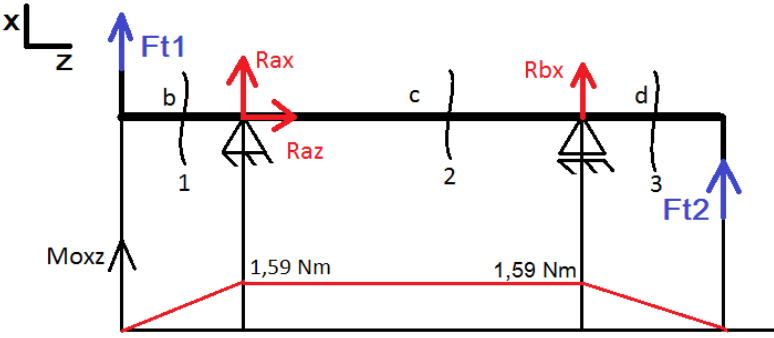
$$M_A: F_{r1} \cdot b + R_{by} \cdot c + F_{r2} \cdot (c+d) = 0$$

$$R_{by} = \frac{-F_{r1} \cdot b - F_{r2} \cdot (c + d)}{c}$$

$$R_{by} = \frac{-46,3 \cdot 0,0125 - 46,3 \cdot (0,1075 + 0,0125)}{0,1075}$$

$$R_{by} = -57,06 \text{ N}$$

$$R_{ay} = -R_{by} = 57,06 \text{ N}$$

<p> $b = 12,5 \text{ mm}$ $c = 107,5 \text{ mm}$ $d = 12,5 \text{ mm}$ $F_{r1} = F_{r2} = 46,3 \text{ N}$ $R_{ay} = 57,06 \text{ N}$ $R_{by} = -57,06 \text{ N}$ </p>	<p style="text-align: center;"><u>Výpočet průběhu momentu M_{oyz}</u></p> <p>1. Řez: $z \in \langle 0; b \rangle$</p> $M_1(z) = -F_{r1} \cdot x$ $M_1(0) = 0$ $M_1(a) = -0,58 \text{ Nm}$ <p>2. Řez: $z \in \langle b; b+c \rangle$</p> $M_2(z) = -F_{r1} \cdot x + R_{ay} \cdot (x - b)$ $M_2(b) = -0,58 \text{ Nm}$ $M_2(b+c) = 0,58 \text{ Nm}$ <p>3. Řez: $z \in \langle b+c; b+c+d \rangle$</p> $M_3(z) = -F_{r1} \cdot x + R_{ay} \cdot (x - b) + R_{by} \cdot (x - (b+c))$ $M_3(b+c) = 0,58 \text{ Nm}$ $M_3(b+c+d) = 0 \text{ Nm}$
<p> $b = 12,5 \text{ mm}$ $c = 107,5 \text{ mm}$ $d = 12,5 \text{ mm}$ $F_{t1} = F_{t2} = 127,1 \text{ N}$ </p>	<p style="text-align: center;"><u>Výpočet reakcí a ohybových momentů v rovině XZ</u></p>  <p style="text-align: center;"> $Z: R_{az} = 0$ $X: R_{ax} + R_{bx} + F_{t1} + F_{t2} = 0$ $M_A: -F_{t1} \cdot b + R_{bx} \cdot c + F_{t2} \cdot (c+d) = 0$ </p> $R_{bx} = \frac{-F_{t1} \cdot b + F_{t2} \cdot (c + d)}{c}$

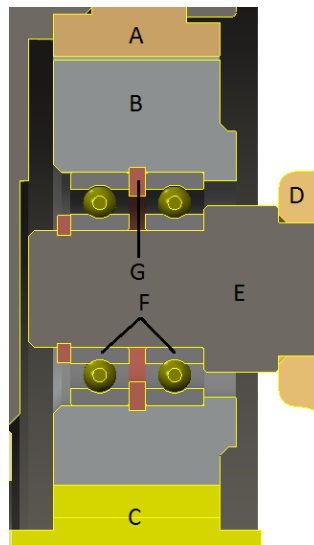
	$R_{bx} = \frac{127,1 \cdot 0,0125 - 127,1 \cdot (0,1075 + 0,0125)}{0,1075}$ $R_{ax} = R_{bx} = -127,1 \text{ N}$ $R_{bx} = -127,1 \text{ N}$
<p> $b = 12,5 \text{ mm}$ $c = 107,5 \text{ mm}$ $d = 12,5 \text{ mm}$ $F_{t1} = F_{t2} = 127,1 \text{ N}$ $R_{ax} = -156,7 \text{ N}$ $R_{bx} = 156,7 \text{ N}$ </p>	<p style="text-align: center;"><u>Výpočet průběhu momentu M_{oxz}</u></p> <p>1. Řez: $z \in < 0; b >$</p> $M_1(x) = F_{t1} \cdot x$ $M_1(0) = 0$ $M_1(a) = 1,59 \text{ Nm}$ <p>2. Řez: $z \in < b; b+c >$</p> $M_2(x) = F_{t1} \cdot x + R_{ax} \cdot (x - b)$ $M_2(b) = 1,59 \text{ Nm}$ $M_2(b+c) = 1,59 \text{ Nm}$ <p>3. Řez: $z \in < b+c; b+c+d >$</p> $M_3(z) = F_{t1} \cdot x + R_{ax} \cdot (x - b) + R_{bx} \cdot (x - (b+c))$ $M_3(b+c) = 1,59 \text{ Nm}$ $M_3(b+c+d) = 0 \text{ Nm}$
<p> $M_{oxz} = 0,58 \text{ Nm}$ $M_{oyz} = 1,59 \text{ Nm}$ </p>	<p style="text-align: center;"><u>Výpočet maximálního ohybového momentu</u></p> $M_{OMAX} = \sqrt{M_{OXZ}^2 + M_{OYZ}^2}$ $M_{OMAX} = \sqrt{0,58^2 + 1,59^2} = 1,69 \text{ Nm}$
<p> $M_{OMAX} = 1,69 \text{ Nm}$ $D = \text{průměr rotoru}$ $D = 17 \text{ mm}$ $d_{max} = \text{maximální vnitřní průměr rotoru}$ </p>	<p style="text-align: center;"><u>Výpočet maximálního vnitřního průměru rotoru</u></p> $d_{max} = \sqrt[4]{\frac{-32 \cdot M_{OMAX} \cdot D}{\sigma_{DOV} \cdot \pi} + D^4}$

<p>Materiál rotoru volím jako nejměkčí ocel, která nejsnadněji reaguje na změnu magnetismu Volím konstrukční ocel 11 343; Dovolené napětí v ohybu $\sigma_{ODOV} = 100 \text{ MPa}$</p>	$d_{max} = \sqrt[4]{\frac{-32 \cdot 1,69 \cdot 0,017}{100 \cdot 10^6 \cdot \pi} + 0,017^4}$ $d_{max} = 0,01689 \text{ m} = 16,9 \text{ mm}$ <p>Vnitřní průměr rotoru $d = 10,2 \text{ mm}$</p>
<p>M_{kr} = krutící moment v hřídeli rotoru $M_{kr} = F_{tc} \cdot a = 127,1 \cdot 0,013 = 1,65 \text{ Nm}$ $d = 10,2 \text{ mm}$ $D = 17 \text{ mm}$</p>	<p><u>Výpočet napětí od krutu hřídele rotoru</u></p> $\tau_k = \frac{M_{kr}}{W_k} = \frac{M_{kr}}{\frac{\pi \cdot D^3}{32} \cdot \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right)}$ $\tau_k = \frac{1,65}{\frac{\pi \cdot 0,017^3}{16} \cdot \left(1 - \frac{0,0102^4}{0,017^4}\right)} = 1,97 \text{ MPa}$
<p>Materiál rotoru konstrukční ocel 11 343; Dovolené napětí v ohybu $\sigma_{ODOV} = 100 \text{ MPa}$ Dovolené napětí v krutu $\tau_{KDOV} = 55 \text{ MPa}$ $d = 10,2 \text{ mm}$ $D = 17 \text{ mm}$ τ_k = napětí v krutu $\tau_k = 3,93$ M_{omax} = maximální ohybový moment $M_{omax} = 1,69 \text{ Nm}$</p>	<p><u>Výpočet bezpečnosti hřídele rotoru</u></p> $k_{ohyb} = \frac{\sigma_{ODOV}}{\sigma_o}$ $\sigma_o = \frac{M_{omax}}{\frac{\pi \cdot D^3}{32} \cdot \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right)}$ $\sigma_o = \frac{1,69}{\frac{\pi \cdot 0,017^3}{32} \cdot \left(1 - \frac{0,0102^4}{0,017^4}\right)} = 4,03 \text{ MPa}$ $k_{ohyb} = \frac{100}{4,03} = 21,8$ $k_{ohyb} = \frac{\tau_{KDOV}}{\tau_k} = \frac{55}{1,97} = 27,9$ $k_{celk} = \frac{k_k \cdot k_o}{\sqrt{k_k^2 \cdot k_o^2}}$ $k_{celk} = \frac{27,9 \cdot 21,8}{\sqrt{27,9^2 + 21,8^2}} = 17,2$
<p>G = modul pružnosti ve smyku $G = 81 \text{ 000 MPa}$ d = vnitřní průměr hřídele rotoru $d = 10,2 \text{ mm}$ D = vnější průměr hřídele</p>	<p><u>Zkrutná tuhost hřídele rotoru</u></p> $k_\varphi = \frac{M_k}{\varphi} = \frac{G \cdot J_p}{l} = \frac{G \cdot \pi \cdot D^4}{32 \cdot l} \cdot \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right)$

rotoru $D = 17 \text{ mm}$ $l = \text{vzdálenost mezi}$ centrálními koly $l = 132,5 \text{ mm}$	$k_{\varphi} = \frac{\pi \cdot 81000 \cdot 10^6 \cdot 0,017^4 \cdot \left(1 - \frac{0,0102^4}{0,017^4}\right)}{32 \cdot 0,1325}$ $k_{\varphi} = 4362,9 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$
$M_{kr} = \text{kroucí moment na}$ rotoru $M_{kr} = 1,65 \text{ Nm}$ $k_{\varphi} = \text{zrkatná tuhost}$ $k_{\varphi} = 4362,9 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$	<p style="text-align: center;"><u>Zkroucení hřídele rotoru</u></p> $\varphi_1 = \frac{M_k}{k_{\varphi}} = \frac{1,65}{4362,9}$ $\varphi_1 = 3,781 \cdot 10^{-4} \text{ rad} \cong 0,022^{\circ}$ <p>Poměrné zkroucení torzní hřídele je přibližně 38 krát větší než zkroucení hřídele rotoru. Poměrné zkroucení hřídele rotoru zanedbávám.</p>
<u>Výpočet ložisek pro torzní hřídel</u>	
$R_{bx} = -R_{ax} = 182,5 \text{ N}$ $R_{ay} = R_{by} = 0 \text{ N}$	<p style="text-align: center;"><u>Výpočet celkových reakcí v místě ložisek</u></p> $R_a = \sqrt{R_{ax}^2 + R_{ay}^2} = 182,5 \text{ N}$ $R_b = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{by}^2} = 182,5 \text{ N}$
Volím ložisko SKF 629 pro obě uložení $C = 4,75 \text{ kN}$ $C_o = 1,96 \text{ kN}$ $F_a = \text{axiální síla}$ $F_a = 0 \text{ N}$ $R_a = 182,5 \text{ N}$ $n_r = \text{jmenovité otáčky}$ motoru $n_r = 1425 \text{ min}^{-1}$ $L_{HD} = \text{minimální doba}$ $\text{živostnosti ložisek}$ $L_{HD} = 4000 \text{ h}$ $n_u = \text{otáčky unášeče}$ $i = \text{převodový poměr}$	<p style="text-align: center;"><u>Výpočet ložisek</u></p> $\frac{F_a}{C_o} = \frac{0}{1960} = 0 \rightarrow e = 0$ $\frac{F_a}{R_a} = \frac{0}{182,5} = 0$ <p>F_a nemá vliv na životnost ložiska</p> $L_{HD} = 4000 \text{ h} \leq L_H$ $L_H = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_u \cdot 60}$ $n_u = n_r / i = 1425/4 = 356,3 \text{ min}^{-1}$ $P = R_a = 182,5 \text{ N}$

	$L_H = \left(\frac{4750}{182,5}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{356,3 \cdot 60} = 824755 \text{ h}$ $L_{HD} \leq L_H$ <p style="text-align: center;"><u>Vyhovuje!</u></p>
<u>Výpočet ložisek pro hřídel rotoru</u>	
$R_{ay} = -R_{by} = 57,06 \text{ N}$ $R_{bx} = -R_{ax} = 156,7 \text{ N}$	<p style="text-align: center;"><u>Výpočet celkových reakcí v místě ložisek</u></p> $R_a = \sqrt{R_{ax}^2 + R_{ay}^2} = 166,7 \text{ N}$ $R_b = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{by}^2} = 166,7 \text{ N}$
<p>Volím ložisko dle strojnických tabulek ČSN 02 4630 6003 pro obě uložení rotoru</p> <p>$C = 4650 \text{ N}$ $C_o = 2750 \text{ N}$ $F_a = \text{axiální síla}$ $F_a = 0 \text{ N}$ $R_a = 166,7 \text{ N}$ $n_r = \text{jmenovité otáčky motoru}$ $n_r = 1425 \text{ min}^{-1}$ $L_{HD} = \text{minimální doba životnosti ložisek}$ $L_{HD} = 4000 \text{ h}$</p>	<p style="text-align: center;"><u>Výpočet ložisek</u></p> $\frac{F_a}{C_o} = \frac{0}{2750} = 0 \rightarrow e = 0$ $\frac{F_a}{R_a} = \frac{0}{166,7} = 0$ <p>F_a nemá vliv na životnost ložiska</p> $L_{HD} = 4000 \text{ h} \leq L_H$ $L_H = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_r \cdot 60}$ $P = R_a = 166,7 \text{ N}$ $L_H = \left(\frac{4650}{166,7}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{1425 \cdot 60} = 253855 \text{ h}$ $L_{HD} \leq L_H$ <p style="text-align: center;"><u>Vyhovuje!</u></p>

4.9. Předpokládané zatížení ložisek satelitu



Obrázek 17: Schéma uchycení satelitu

- | | |
|--------------------|-----------------------|
| A – korunové kolo | E – náboj unašeče |
| B – kolo satelitu | F – ložiska SKF 618-7 |
| C – centrální kolo | G – pojistný kroužek |
| D – unašeč | |

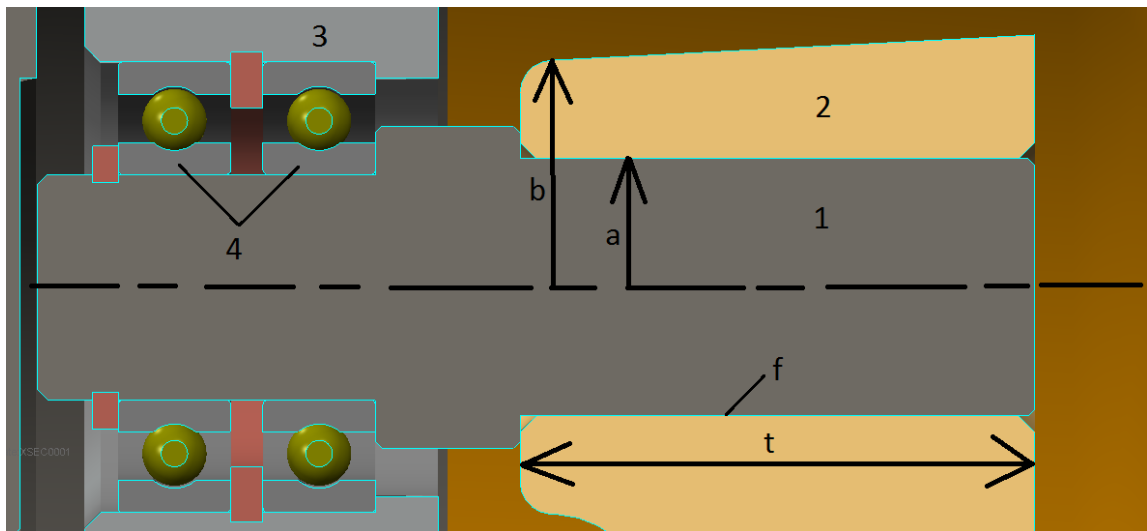
Uložení ozubeného kola satelitu je vyřešeno pomocí dvou ložisek (F). Obě ložiska jsou přidělána na náboji (E), který je nalisován do unašeče (D). Mezi oběma ložisky je umístěn pojistný kroužek (G). Mezi ložisky je tedy mezera, která zajistí rovnoměrné rozložení síly mezi obě ložiska. Díky použití dvou ložisek je zamezeno natočení kola satelitu vlivem sil.

Původní řešení, kdy kolo satelitu bylo na náboji unašeče upevněno pouze jedním, uprostřed umístěným, ložiskem nebylo realizováno. Uchycení pouze jedním ložiskem by při zatížení mohlo způsobit natočení satelitu. Tím by mohlo dojít k nerovnoměrnému opotřebení ozubení a ložisko by bylo zatíženo nejenom silou, ale i kroutícím momentem.

<u>Výpočet ložisek pro uložení kola satelitu</u>	
$F_u =$ síla unašeče $F_u = 254,2 \text{ N}$	<p style="text-align: center;"><u>Výpočet celkových reakcí v místě ložisek</u></p> <p style="text-align: center;">Síla působící na obě ložiska $F_u = 254,2 \text{ N}$</p> <p>Předpokládám rovnoměrné rozložení sil mezi obě ložiska. Síla působící na jedno ložisko $F_L = F_u / 2 = 127,1 \text{ N}$</p>

<p>Volím ložisko SKF 618/7 $C = 956 \text{ N}$ $C_o = 400 \text{ N}$ $F_a = \text{axiální síla}$ $F_a = 0 \text{ N}$ $F_L = \text{síla působící na jedno ložisko satelitu}$ $F_L = 127,1 \text{ N}$ $n_r = \text{jmenovité otáčky motoru}$ $n_r = 1425 \text{ min}^{-1}$ $L_{HD} = \text{minimální doba životnosti převodovky}$ $L_{HD} = 4000 \text{ h}$</p>	<p><u>Výpočet ložisek</u></p> $\frac{F_a}{C_o} = \frac{0}{2750} = 0 \rightarrow e = 0$ $\frac{F_a}{R_a} = \frac{0}{166,4} = 0$ <p>F_a nemá vliv na životnost ložiska</p> $L_{HD} = 4000 \text{ h} \leq L_H$ $L_H = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_r \cdot 60}$ $P = F_L = 127,1 \text{ N}$ $L_H = \left(\frac{956}{127,1}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{1425 \cdot 60} = 4977 \text{ h}$ $L_{HD} \leq L_H$ <p><u>Vyhovuje!</u></p>
---	--

4.10. Výpočet přesahu a tolerance nalisování



Obrázek 18: Schéma nalisování náboje do unašeče

$a = 4 \text{ mm}$

$b = 7 \text{ mm}$

$f = \text{součinitel tření} = 0,15$

$t = 16 \text{ mm}$

1- nalisovaný náboj

2 - unašeč

3 - satelit

4 – kuličková ložiska

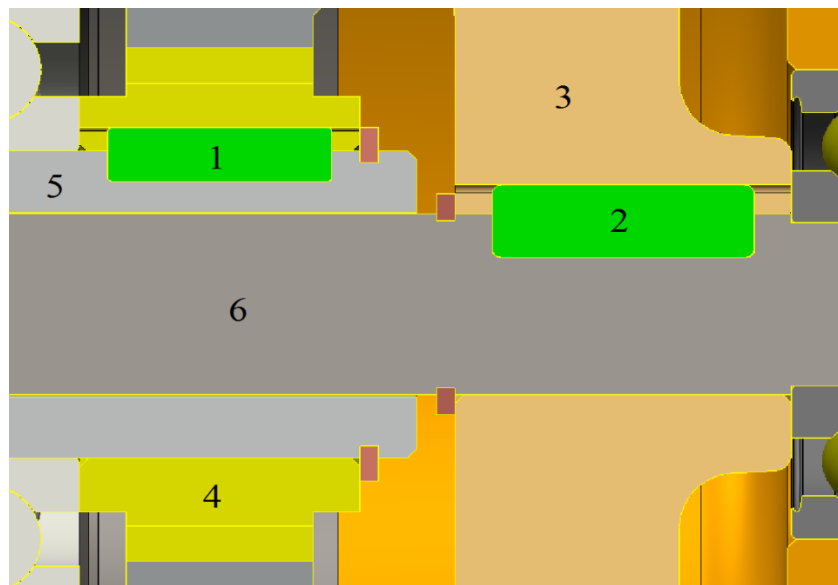
Náboj (1) je nalisován v unašeči (2) silou 1000 N. Součinitel tření f mezi nábojem (1) a unašečem (2) byl zvolen na základě podobného příkladu ze skript Části strojů 1 od Prof. Ing. L. Pešíka CSc. Unašeč i náboj jsou vyrobeny z oceli 11700, modul pružnosti v tahu $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa.

<p>$a = 4$ mm $t = 16$ mm $F = 1000$ N $f = 0,15$</p>	<p><u>Výpočet tlaku působícího mezi nábojem a unašečem</u></p> $F = f \cdot N = f \cdot P \cdot 2 \cdot \pi \cdot a \cdot t$ $P = \frac{F}{f \cdot 2 \cdot \pi \cdot a \cdot t}$ $P = \frac{1000}{0,15 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,004 \cdot 0,016} = 16,6 \text{ MPa}$
<p>$P =$ tlak mezi nábojem a unašečem $P = 16,6$ MPa</p> <p>$a = 4$ mm $P = 16,6$ MPa</p>	<p><u>Okrajové podmínky</u></p> $\sigma_{r1}(0) = \sigma_{t1}(0)$ $\sigma_{r1}(a) = -P$ $\sigma_{r2}(a) = -P$ $\sigma_{r2}(b) = 0$ <p><u>Výpočet integračních konstant A_1 a B_1</u></p> $A_1 - \frac{B_1}{a^2} = -P$ $A_1 - \frac{B_1}{0^2} = A_1 + \frac{B_1}{0^2} \rightarrow B_1 = 0$ $A_1 = -P = -16,6 \text{ MPa}$
<p>$a = 4$ mm $b = 7$ mm $P = 16,6$ MPa</p>	<p><u>Výpočet integračních konstant A_2 a B_2</u></p> $A_2 - \frac{B_2}{a^2} = -P$ $A_2 - \frac{B_2}{b^2} = 0$ $B_2 = \frac{P \cdot a^2 \cdot b^2}{b^2 - a^2} = 394,38$

	$A_2 = \frac{P \cdot a^2}{b^2 - a^2} = 8048484,85$
<p> $a = 4 \text{ mm}$ $P = 16,6 \text{ MPa}$ $A_2 = 8048484,85$ </p>	<p><u>Výpočet tečného napětí na náboji a unašechi</u></p> $\sigma_{t1}(a) = A_1 + \frac{B_1}{a^2} = A_1 = -P = -16,6 \text{ MPa}$ $\sigma_{t2}(a) = A_1 + \frac{B_1}{a^2} = 2 \cdot A_2 + 2P$ $\sigma_{t2}(a) = 2 \cdot 8048484,85 + 2 \cdot 16,6 \cdot 10^6$ $\sigma_{t2}(a) = 49296968,9 \text{ MPa}$
<p><u>Průběh tečného a radiálního napětí v unašechi</u></p>	
<p>Obrázek 19: Průběh tečných a radiálních sil nalisování</p>	
<p> $a = 4 \text{ mm}$ $E = \text{modul pružnosti}$ v tahu pro ocel $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ $\sigma_{t2}(a) = 49296968,9 \text{ Pa}$ $\sigma_{r2}(a) = -p = -16,6 \text{ MPa}$ $\mu = \text{Poissonovo číslo}$ $\mu = 0,3$ $\sigma_{t1}(a) = -p = -16,6 \text{ MPa}$ $\sigma_{r1}(a) = -p = -16,6 \text{ MPa}$ </p>	<p><u>Výpočet deformace hřídele a náboje na poloměru a a</u> <u>Výpočet celkové deformace (přesahu)</u></p> $\delta = \Delta a_2 - \Delta a_1$ $\Delta a_2 = \frac{a}{E} \cdot [\sigma_{t2}(a) - \mu \sigma_{r2}(a)]$ $\Delta a_2 = \frac{0,004}{2,1 \cdot 10^{11}} \cdot [49296968,9 - 0,3 \cdot (-16,6 \cdot 10^6)]$ $\Delta a_2 = 1,034 \cdot 10^{-6} \text{ m} = 1,034 \text{ } \mu\text{m}$ $\Delta a_1 = \frac{a}{E} \cdot [\sigma_{t1}(a) - \mu \sigma_{r1}(a)]$ $\Delta a_1 = \frac{0,004}{2,1 \cdot 10^{11}} \cdot [-16,6 \cdot 10^6 - 0,3 \cdot (-16,6 \cdot 10^6)]$ $\Delta a_1 = -2,213 \cdot 10^{-7} \text{ m} = -0,221 \text{ } \mu\text{m}$ $\delta = 1,034 - (-0,221) = 1,255 \text{ } \mu\text{m}$

	<p style="text-align: center;"><u>Výpočet tolerancí pro náboj a unašeč</u></p> <p>Pro unašeč volím toleranci H2 s tolerancemi 0 a +1,5 μm. K největšímu rozměru přičítám minimální přesah δ. Minimální průměr hřídele: $d_1 = 8 + 1,255 \mu\text{m} + 1,5 \mu\text{m} = 8,00275 \text{ mm}$</p> <p>Toleranční pole hřídele jsem zvolil k4 s tolerancemi +1 a +5 μm.</p> <p>Při montáži se bude přesah pohybovat v rozmezí -0,5 μm až 5 μm.</p>
<p>σ_{Dt} = dovolené napětí v tahu pro ocel 11700 $\sigma_{Dt} = 210 \text{ MPa}$ $\Delta d_{1max} = 0,005 \text{ mm}$</p>	<p style="text-align: center;"><u>Pevnostní kontrola náboje</u></p> $\Delta d_{1max} \leq \frac{d_1}{E} \cdot \sigma_{Dt}$ $\Delta d_{1max} \leq \frac{0,008}{2,1 \cdot 10^{11}} \cdot 210 \cdot 10^6$ $0,005 \leq 0,008$ <p style="text-align: center;"><u>Vyhovuje!</u></p>

4.11. Výpočet per pod centrálním kolem a unašečem



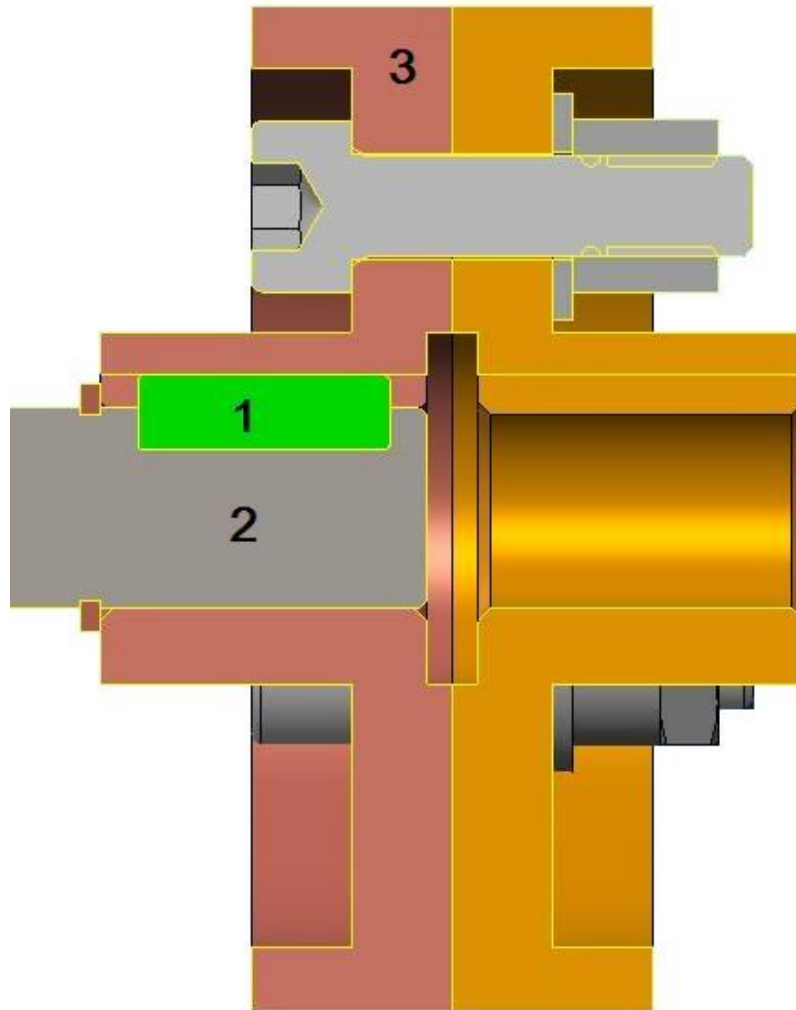
Obrázek 20: Schéma per centrálního kola a unašeče

- | | |
|--|--------------------|
| 1 – pero pod centrálním kolem 3e7x3x12 | 4 – centrální kolo |
| 2 – pero pod unašečem 4e7x4x14 | 5 – hřídel rotoru |
| 3 – unašeč | 6 – torzní hřídel |

Pero pod centrálním kolem (4) jsem vybral pero o rozměrech 3E7x3x12. Vzhledem k malému prostoru jsem vybral toto pero, ačkoliv by zde, dle normy ČSN 02 2562, mělo patřit pero 5e7x5x12 určené pro hřídel o průměru 17 mm. Jiné způsoby uchycení centrálního kola byly svoji zástavbou příliš velké a nehodily se do daných rozměrů. Svůj výběr jsem uskutečnil na základě disertační práce Ing. Vojtěcha Kloučka, Ph.D., který použil stejné pero ve své disertační práci tak i v prototypu, který otestoval. Pero (2) jsem vybral dle normy ČSN 02 2562 pro hřídel o průměru 10 mm 4e7x4x14.

<p>P_D = dovořený tlak na pero $P_D = 120$ MPa (dle skript Části strojů 1 od Prof. Ing. L. Pešíka CSc.) M_{kc} = kroučící moment od centrálního kola $M_{kc} = 1,652$ Nm h = výška pera, $h = 3$ mm D = průměr hřídele rotoru $D = 17$ mm l_p = délka pera F_{tc} = tečná síla na centrálním kole, $F_{tc} = 127,1$ N r_c = roztečný poloměr $r_c = 13$ mm</p>	<p style="text-align: center;"><u>Kontrola pera pod centrálním kolem</u></p> $p = \frac{4 \cdot M_{kc}}{h \cdot l_p \cdot d} \rightarrow l_p = \frac{4 \cdot M_{kc}}{h \cdot P_D \cdot D}$ $M_{kc} = F_{tc} \cdot r_c = 127,1 \cdot 0,013 = 1,65 \text{ Nm}$ $l_p = \frac{4 \cdot 1,652}{0,003 \cdot 120 \cdot 10^6 \cdot 0,017} = 1,08 \text{ mm}$ <p style="text-align: center;">Délku pera volím $l = 12$ mm.</p>
<p>P_D = dovořený tlak na pero $P_D = 120$ MPa (dle skript Části strojů 1 od Prof. Ing. L. Pešíka CSc.) M_{ku} = kroučící moment od unašeče $M_{ku} = 6,608$ Nm h = výška pera $h = 4$ mm d = průměr hřídele $d = 10$ mm l_p = délka pera</p>	<p style="text-align: center;"><u>Kontrola pera (2) pod unašečem</u></p> $P_D = \frac{4 \cdot M_{kc}}{h \cdot l_p \cdot d} \rightarrow l_p = \frac{4 \cdot M_{kc}}{h \cdot p_D \cdot d}$ $l_p = \frac{4 \cdot 6,608}{0,004 \cdot 120 \cdot 10^6 \cdot 0,01} = 5,51 \text{ mm}$ <p style="text-align: center;">Délku pera volím $l = 14$ mm.</p>

4.12. Výpočet pera pod spojkou a výpočet kotoučové třecí spojky



Obrázek 21: Schéma kotoučové třecí spojky

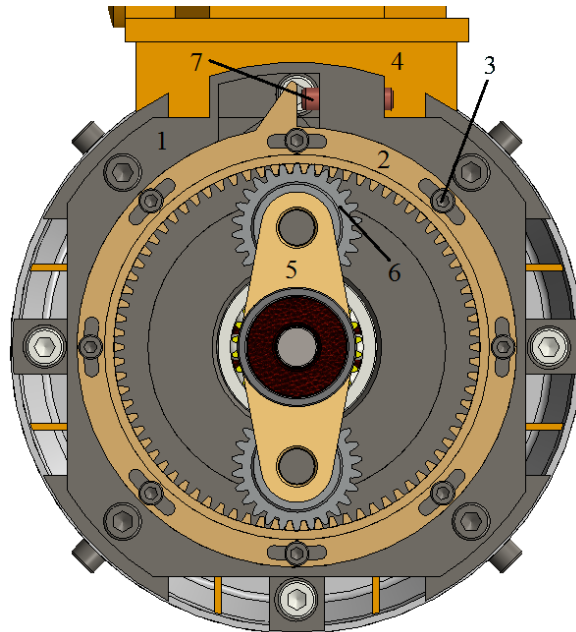
- 1 – Pero pod spojkou
- 2 – výstupní hřídel převodovky (torzní hřídel)
- 3 – kotoučová třecí spojka

Předpokládá se, že šroubový spoj je namáhán příčnou silou a pro přenos zatížení se tedy předpokládá pouze třením. Šrouby budou tedy namáhány pouze tahem, silou předpětí F_{QS} a během montáže také krutem.

<p>P_D = dovolený tlak na pero $P_D = 120$ MPa (dle skript Části strojů 1 od Prof. Ing. L. Pešíka CSc.) M_{celk} = velikost výstupního momentu z převodovky $M_{celk} = 3,216$ Nm h = výška pera $h = 3$ mm d = průměr hřídele $d = 8$ mm l_p = délka pera</p>	<p style="text-align: center;"><u>Kontrola pera pod spojkou</u></p> $p = \frac{4 \cdot M_{kc}}{h \cdot l_p \cdot d} \rightarrow l_p = \frac{4 \cdot M_{celk}}{h \cdot p_D \cdot d}$ $l_p = \frac{4 \cdot 3,216}{0,003 \cdot 120 \cdot 10^6 \cdot 0,008} = 4,5 \text{ mm}$ <p style="text-align: center;">Délku pera volím $l = 10$ mm.</p>
<p>M_T = třecí moment k_w = bezpečnost spojce $k_w = 1,5$ M_{celk} = výstupní moment z převodovky $M_{celk} = 3,216$ Nm F_{QS} = předpětí šroubů spojky i = počet šroubů spojky $i = 3$ R = poloměr umístění šroubů $R = 12$ mm f = součinitel tření mezi kotouči spojky $f = 0,12$</p>	<p style="text-align: center;"><u>Výpočet předpětí šroubů spojky</u></p> $M_T = k_w \cdot M_{celk} = 1,5 \cdot 3,216 = 4,83 \text{ Nm}$ $M_T = i \cdot F_T \cdot R = i \cdot F_{QS} \cdot f \cdot R$ $F_{QS} = \frac{M_T}{i \cdot f \cdot R} = \frac{4,83}{3 \cdot 0,12 \cdot 0,012} = 1118 \text{ N}$
<p>F_{QS} = předpětí šroubu $F_{QS} = 1118$ N d_2 = průměr šroubu bez závitů pro průměr závitů M4 $d_2 = 3,545$ mm P_H = rozteč závitů pro šroub M4 $P_H = 0,7$ f_z = tření mezi šroubem a maticí $f_z = 0,18$ f_p = součinitel tření mezi maticí a podložkou $f_p = 0,18$ D_p = průměr pro šroub D_s = průměr hlavy šroubu $D_s = 6,78$ mm D_o = průměr díry pro šroub</p>	<p style="text-align: center;"><u>Výpočet utahovacího momentu šroubů spojky</u></p> $M_{US} = \frac{F_{QS}}{2} \cdot [d_2 \cdot \tan(\gamma + \varphi'_z) + f_p \cdot D_p]$ $\gamma = \arctan \frac{P_H}{\pi \cdot d_2}$ $\gamma = \arctan \frac{0,7}{\pi \cdot 3,545} = 3,597^\circ$ $\varphi'_z = \arctan \frac{f_z}{\cos(30^\circ)}$ $\varphi'_z = \arctan \frac{0,18}{\cos(30^\circ)} = 11,742^\circ$ $D_p = \frac{D_s + D_o}{2} = \frac{6,78 + 4,2}{2} = 5,49 \text{ mm}$

$D_o = 4,2 \text{ mm}$	$M_{US} = \frac{1118}{2} \cdot [0,00345 \cdot \tan(3,597 + 11,742) + 0,18 \cdot 0,00549]$ $M_{US} = 1,08 \text{ Nm}$
<p> σ_t = tahové resp. Tlakové napětí F_{QS} = předpětí šroubu $F_{QS} = 1118 \text{ N}$ d_3 = průměr šroubu bez závitu pro průměr závitu M4 $d_3 = 3,141 \text{ mm}$ τ_k = napětí v krutu M_{US} = utahovací moment stavěcího šroubu $M_{US} = 1,08 \text{ Nm}$ σ_{Dt} = dovolené napětí v tahu stavěcího šroubu pro pevnostní třídu 5.6 $\sigma_{Dt} = 500 \text{ MPa}$ </p>	<p><u>Výpočet ekvivalentního napětí v šroubech spojky</u></p> $\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \leq \sigma_{Dt}$ $\sigma_t = \frac{F_{QS}}{S_2} = \frac{4 \cdot F_{QS}}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 1118}{\pi \cdot 0,003141^2} = 144,2 \text{ MPa}$ $\tau_k = \frac{M_{zu}}{W_{k2}} = \frac{16 \cdot M_{US}}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{16 \cdot 1,08}{\pi \cdot 0,003141^3} = 177,5 \text{ MPa}$ $\sigma_e = \sqrt{144,2^2 + 3 \cdot 177,5^2} = 339,6 \text{ MPa} \leq \sigma_{Dt}$ <p style="text-align: center;"><u>Vyhovuje!</u></p>

4.13. Výpočet utahovacího momentu stavěcího šroubu a šroubů korunového kola



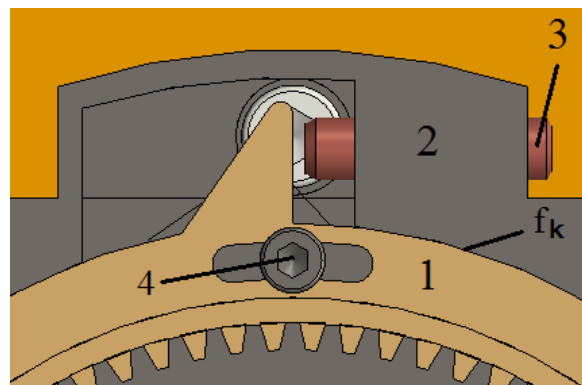
Obrázek 22: Schéma předepnutí převodovky pomocí stavěcího šroubu

- 1 – příruba
- 2 – korunové kolo
- 3 – šroub M3
- 4 – stator
- 5 – unašeč
- 6 – satelit
- 7 – stavěcí šroub

Vymezení vůlí bezvůlové převodovky se děje pomocí stavěcího šroubu (7), který je utažen na specifický utahovací moment. Předepnutí převodovky se provádí nejprve povolením všech 8 šroubů M3 (3). Následně se začne utahovat stavěcí šroub (7) na specifický utahovací moment. Po dosažení specifického utahovacího momentu na stavěcím šroubu (7) se dotáhnou všechny šrouby (3) na specifický utahovací moment. Tím je zajištěno předepnutí převodovky.

4.14. Detail předeptání převodovky

- 1 – korunové kolo
- 2 – příruba
- 3 – stavěcí šroub M5
- 4 – šroub M3 držící korunové kolo



Obrázek 23: Detail předeptnutí převodovky

Síla působící na roztečném poloměru korunového kola (1) F_{SK} je 127,1 N. Tato síla působí na poloměru 39 mm od středu otáčení korunového kola. Poloměr působení síly

vyvolané utáhnutím stavěcího šroubu (3) na specifický utahovací moment je 54 mm.

Tření mezi přírubou (2) a korunovým kolem (1) je $f_k = 0,25$.

Z rovnováhy sil stavěcího šroubu $F_{\check{c}}$ a korunového kola F_{SK} na ramenech $r_k = 39$ mm a $r_{\check{c}} = 54$ mm a tření $f_k = 0,25$ si určíme sílu $F_{\check{c}}$.

$$F_{\check{c}} \cdot r_{\check{c}} \cdot f_k = F_{SK} \cdot r_k$$

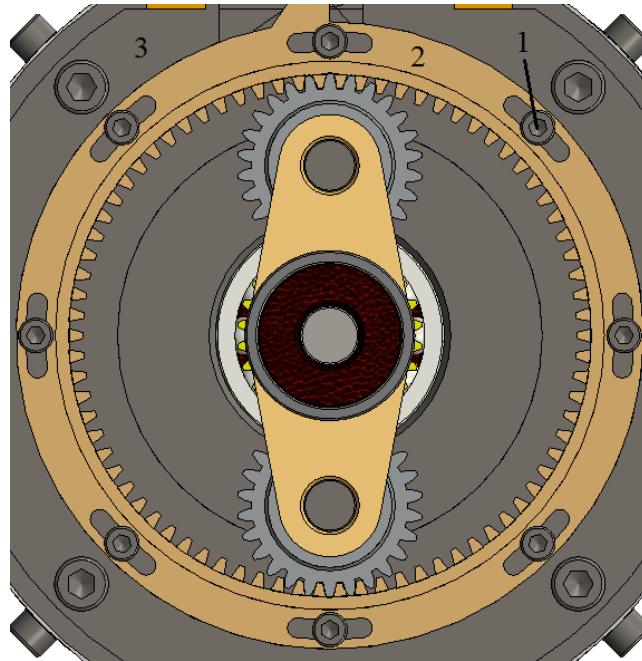
$$F_{\check{c}} = \frac{F_{SK} \cdot r_k}{r_{\check{c}} \cdot f_k} = \frac{127,1 \cdot 0,039}{0,054 \cdot 0,25} = 339 \text{ N}$$

4.15. Výpočet utahovacího momentu stavěcího šroubu

<p>f = tření mezi stavěcím šroubem a korunovým kolem $f = 0,3$ $F_{\check{c}}$ = síla působící na stavěcí šroub $F_{\check{c}} = 339 \text{ N}$</p>	<p><u>Výpočet předpětí stavěcího šroubu $F_{Q\check{c}}$</u></p> $F_{Q\check{c}} = \frac{F_{\check{c}}}{f}$ $F_{Q\check{c}} = \frac{339}{0,3} = 1130 \text{ N}$
<p>$F_{Q\check{c}}$ = předpětí stavěcího šroubu $F_{Q\check{c}} = 1130 \text{ N}$ d_2 = průměr šroubu bez závitu pro průměr závitu M5 $d_2 = 4,2 \text{ mm}$ P_H = rozteč závitu pro šroub M5 $P_H = 0,8$ f_z = tření mezi přírubou a stavěcím šroubem</p>	<p><u>Výpočet utahovacího momentu stavěcího šroubu</u></p> $M_{u\check{c}} = \frac{F_{Q\check{c}}}{2} \cdot [d_2 \cdot \tan(\gamma + \varphi'_z)]$ $\gamma = \arctan \frac{P_H}{\pi \cdot d_2}$ $\gamma = \arctan \frac{0,8}{\pi \cdot 4,2} = 3,469^\circ$

<p>v oblasti závitů $f_z = 0,18$</p>	$\varphi'_z = \arctan \frac{f_z}{\cos(30^\circ)}$ $\varphi'_z = \arctan \frac{0,18}{\cos(30^\circ)} = 11,742^\circ$ $M_{u\check{c}} = \frac{1130}{2} \cdot [0,0042 \cdot \tan(3,469 + 11,742)]$ $M_{u\check{c}} = 0,645 \text{ Nm}$
<p>σ_t = tahové resp. Tlakové napětí $F_{Q\check{c}}$ = předpětí stavěcím šroubu $F_{Q\check{c}} = 1130 \text{ N}$ d_3 = průměr šroubu bez závitů pro průměr závitů M5 $d_3 = 4,019 \text{ mm}$ τ_k = napětí v krutu $M_{u\check{c}}$ = utahovací moment stavěcího šroubu $M_{u\check{c}} = 0,645 \text{ Nm}$ σ_{Dt} = dovolené napětí v tahu stavěcího šroubu pro pevnostní třídu 3.6 $\sigma_{Dt} = 300 \text{ MPa}$</p>	<p><u>Výpočet ekvivalentního napětí v stavěcím šroubu</u></p> $\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \leq \sigma_{Dt}$ $\sigma_t = \frac{F_{Q\check{c}}}{S_2} = \frac{4 \cdot F_{Q\check{c}}}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 1130}{\pi \cdot 0,004019^2} = 89,1 \text{ MPa}$ $\tau_k = \frac{M_{zu}}{W_{k2}} = \frac{16 \cdot M_{u\check{c}}}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{16 \cdot 0,645}{\pi \cdot 0,004019^3} = 50,6 \text{ MPa}$ $\sigma_e = \sqrt{89,1^2 + 3 \cdot 50,6^2} = 124,9 \text{ MPa} \leq \sigma_{Dt}$ <p style="text-align: center;"><u>Vyhovuje!</u></p>

4.16. Výpočet utahovacího momentu šroubů korunového kola



Obrázek 24: Schéma uchycení korunového kola

1 – šroub M3x10 (8x)

2 – korunové kolo

3 – příruba

Síla působící na roztečném poloměru korunového kola (2) F_{SK} je 127,1 N. Tato síla působí na poloměru 39 mm od středu otáčení korunového kola. Předpokládá se, že přenos zatížení korunového kola bude pouze třením f mezi korunovým kolem (2) a přírubou (3), a šrouby M3x10 (1) umístěné na poloměru $r_s = 45$ mm budou namáhány pouze silou předpětí a během montáže i krutem.

Z rovnováhy síly třecí vyvolané šrouby $F_{Qš}$ a korunového kola F_{SK} na ramenech $r_k = 39$ mm a $r_s = 45$ mm a tření $f_k = 0,25$ si určíme sílu předpětí šroubů $F_{Qš}$ s bezpečností $k_w = 1,5$.

$$F_{Qš} \cdot r_s \cdot f = F_{SK} \cdot r_k \cdot k_w$$
$$F_{Qš} = \frac{F_{SK} \cdot r_k}{r_s \cdot f_k} = \frac{127,1 \cdot 0,039 \cdot 1,5}{0,045 \cdot 0,25} = 643,5 \text{ N}$$

Síla $F_{Qš}$ se rozdělí mezi 8 šroubů M3. Výsledná síla předpětí působící na jeden šroub je 80,44 N.

<p> $F_{Q\check{s}}$ = předpětí šroubu $F_{Q\check{s}} = 80,44 \text{ N}$ d_2 = průměr šroubu bez závitů pro průměr závitů M3 $d_2 = 2,675 \text{ mm}$ P_H = rozteč závitů pro šroub M3 $P_H = 0,5$ f_z = tření mezi přírubou a šroubem v oblasti závitů $f_z = 0,18$ f_p = součinitel tření mezi šroubem a korunovým kolem $f_p = 0,18$ D_p = průměr pro šroub $D_{\check{s}}$ = průměr hlavy šroubu $D_{\check{s}} = 5,32 \text{ mm}$ D_o = průměr díry pro šroub $D_o = 3 \text{ mm}$ </p>	<p style="text-align: center;"><u>Výpočet utahovacího momentu šroubů korun. kola</u></p> $M_{u\check{s}} = \frac{F_{Q\check{s}}}{2} \cdot [d_2 \cdot \tan(\gamma + \varphi'_z) + f_p \cdot D_p]$ $\gamma = \arctan \frac{P_H}{\pi \cdot d_2}$ $\gamma = \arctan \frac{0,5}{\pi \cdot 2,675} = 3,405^\circ$ $\varphi'_z = \arctan \frac{f_z}{\cos(30^\circ)}$ $\varphi'_z = \arctan \frac{0,18}{\cos(30^\circ)} = 11,742^\circ$ $D_p = \frac{D_{\check{s}} + D_o}{2} = \frac{5,32 + 3}{2} = 4,16 \text{ mm}$ $M_{u\check{s}} = \frac{80,44}{2} \cdot [0,00267 \cdot \tan(3,405 + 11,742) + 0,18 \cdot 0,00416]$ $M_{u\check{s}} = 0,059 \text{ Nm}$
<p> σ_t = tahové resp. Tlakové napětí $F_{Q\check{s}}$ = předpětí šroubu $F_{Q\check{c}} = 80,44 \text{ N}$ d_3 = průměr šroubu bez závitů pro průměr závitů M3 $d_3 = 2,387 \text{ mm}$ τ_k = napětí v krutu $M_{u\check{s}}$ = utahovací moment šroubu $M_{u\check{s}} = 0,059 \text{ Nm}$ σ_{Dt} = dovolené napětí v tahu šroubu pro pevnostní třídu 3.6 $\sigma_{Dt} = 300 \text{ MPa}$ </p>	<p style="text-align: center;"><u>Výpočet ekvivalentního napětí v šroubech korun. kola</u></p> $\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \leq \sigma_{Dt}$ $\sigma_t = \frac{F_{Q\check{s}}}{S_2} = \frac{4 \cdot F_{Q\check{c}}}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 80,44}{\pi \cdot 0,002387^2} = 17,9 \text{ MPa}$ $\tau_k = \frac{M_{zu}}{W_{k2}} = \frac{16 \cdot M_{u\check{c}}}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{16 \cdot 0,059}{\pi \cdot 0,002387^3} = 20,1 \text{ MPa}$ $\sigma_e = \sqrt{17,9^2 + 3 \cdot 20,1^2} = 39,2 \text{ MPa} \leq \sigma_{Dt}$ <p style="text-align: center;"><u>Vyhovuje!</u></p>

5. Ekonomické zhodnocení

Při navrhování pohonného ústrojí byl kladen důraz na vysoký počet normalizovaných dílů, neboť snižují náklady a čas výroby.

Nejsložitější výroba proběhne u torzní hřídele, která má vysokou délku a malý průměr. Při obrábění této hřídele je kladen vysoký požadavek na přesnost výroby z hlediska délky hřídele a osazení hřídele dvěma ložisky. Dalším finančně náročnějším prvkem ústrojí je unašeč, který je vyroben jako ocelový odlitek. Rovněž jako odlitek jsou vyrobena obě víka převodovky. Všechny odlitky jsou tvarově složité, jejich výroba pomocí obrábění z jednoho kusu by byla finančně náročnější než vytvoření forem odlitků, které je třeba dále pouze třískově obrábět v požadovaných místech.

Motor a převodovka jsou určeny pro centrum rozvoje strojírenského průmyslu VÚTS. Je kladen specifický požadavek na určitý typ motoru a převodovky s určitými otáčkami. Proto výroba bude kusového rázu a určená jen pro obrábění určitých vaček.

Rotor je upraven na soustruhu, kde je vyvrtána díra procházející skrz celý rotor, kterou prochází torzní hřídel. Dále jsou na soustruhu upravena uložení pro obě ložiska a zářezy na pojistné kroužky. Na frézce jsou potom vytvořeny zářezy na pera pro centrální kola.

Torzní hřídel je vyrobena z polotovaru z oceli s označením ČSN 11 700. Celý polotovar je obroben na soustruhu a dle požadavků výkresu na požadované průměry, drsnosti a tolerance. Zářezy pro pera jsou obrobeny pomocí frézky.

Unašeč je vyroben jako odlitek, který je poté dále upraven pomocí obráběcích strojů. Díry v unašeči pro oba náboje satelitu a uchycení na torzní hřídel pomocí pera jsou vyrobeny jádry vloženými do formy odlitku. Všechny tyto díry jsou dále obrobeny dle požadavků výkresu frézku.

Obě víka převodovky jsou vyrobena jako odlitky. Dutá část víka je vyrobena pomocí jádra vloženého do formy. Poté jsou obě víka rovněž obrobeny a to na místech dosedových hran na přírubu, aby zde byla zajištěna těsnost převodovky a nedocházelo k únikům mazacího media. Dále jsou obrobeny v místech pro uložení ložisek, aby byl zajištěn hladký chod převodovky a nedocházelo k nadměrnému namáhání jednotlivých částí.

Všechny odlitky byly vyrobeny pomocí netrvalých pískových forem, které jsou nejjednodušší a nejlevnější na výrobu. Výroba polotrvalých a trvalých forem se vyplatí

až při velkých sériích. Požadavky VÚTS jsou pouze na sérii v počtu několika kusů, proto se zde výroba těchto forem pro odlévání nevyplatí.

Výroba bude tedy zahrnovat výrobu torzní hřídele, úpravy rotoru, odlití dvou unašečů a jejich obrobení, odlití obou vík převodovky a jejich obrobení, vyfrézování obou přírub převodovky, výrobu dvou centrálních ozubených kol, dvou korunových kol, 4 ozubených kol satelitu a výrobu čtyř nábojů unašeče. Předpokládaná cena obrábění jednotlivých dílů je 15 000 Kč. Dále je třeba vytvořit formu na odlití těla unašeče a formu na odlití víka převodovky. Předpokládaná cena na výrobu pískové formy unašeče je 4000 Kč a předpokládaná cena na výrobu pískové formy víka převodovky je 5000 Kč. Stanovenou cenu 25 000 Kč se podařilo dodržet.

Z pravděpodobných řešení by bylo možné použít servomotor. Jeho převod však není bezvůlový. Při použití servomotoru a požadavku na bezvůlový převod by bylo dosaženo pouze použitím dvou servomotorů. Toto řešení je velice prostorově složité vzhledem k použití dvou motorů. Cena servomotoru DCM50207 DC, který dosahuje přibližně stejných parametrů výkonu 120 W a špičkového momentu 2,9 Nm je 3450 Kč.

6. Závěr

V této práci byl navržen kompletní pohon, který má sloužit k polohování vaček při broušení. Pohon se skládá z elektromotoru značky Lenze o jmenovitém výkonu 120 W při 1425 min^{-1} , dále z planetové převodovky. Planetové převodovky jsou přidělaný z každé strany na elektromotor. Dále z torzní tyče, která slouží jako pružný člen a vymezuje vůle v ozubení, a kotoučové třecí spojky.

Prvním řešeným úkolem bylo zvolit si typ převodu. Vzhledem k zachování kompaktních rozměrů byla zvolena jako typ převodu planetová převodovka. Tento typ převodu je schopen dosáhnout velkého převodového poměru i spolu se zachováním malých rozměrů. Tento typ převodu má také vyšší účinnost než soukolí s předlohou hřídelí.

Dalším úkolem bylo určení převodového poměru i . U konstrukce této převodovky byl kladen velký důraz na její kompaktní rozměry a snahu dosáhnout největšího převodového poměru. Při prvním měření základních rozměrů bylo odhadnuto, že maximální počet zubů korunového kola při velikosti modulu $m = 1$ bude 78 zubů. Větší korunové kolo nebylo možné použít, protože by se musela zvětšit příruba. Kvůli tomu by došlo k zabránění obtékání vzduchu okolo motoru a motor by nemohl být dostatečně chlazen. Všechna ozubená kola, která byla použita v převodovém ústrojí, mají společný modul $m = 1$. Vzhledem k danému průměru rotoru motoru byl zvolen počet zubů centrálního kola 26 a s ohledem na montážní podmínky planetového soukolí byl spočítán pomocí modulu počet zubů satelitu 26. Maximální převodový poměr, kterého bylo možné dosáhnout, dosáhl hodnoty $i = 4$. Všechna ozubená kola byla spočítána podle normy ČSN 01 4686, jsou zkontrolována a je určena jejich bezpečnost. Výsledné otáčky, které bude mít výstupní hřídel převodovky při maximálních otáčkách, bude $356,25 \text{ min}^{-1}$. Díky osově symetricky umístěným prvkům nedochází k žádným nebo téměř žádným vibracím, které by převod zatěžovaly dynamickými silami.

Dále bylo řešeno vymezení vůlí. U tohoto řešení bylo zvoleno vymezení vůlí pomocí pružného elementu. Jako pružný element byla vybrána torzní tyč, která prochází skrz celý motor a která současně slouží jako výstupní hřídel z převodového ústrojí. K pružné deformaci hřídele dochází mezi oběma unašeči, kdy se pomocí stavěcího šroubu na přírubě pootočí korunové kolo. Stavěcí šroub je dle výpočtů utážen na specifický utahovací moment $M_{uS} = 645 \text{ Nm}$. Tím dojde k deformaci torzní hřídele.

S ohledem na vysokou délku torzní tyče 250 mm a zatížení krouticím momentem s hodnotou 6,608 Nm mezi unašeči byl vybrán materiál torzní tyče ocel 11 700. Tento druh oceli vykazuje vysoké hodnoty dovoleného napětí v krutu a ohybu. Vzhledem k velké délce 250 mm a malému průměru torzní tyče 10 mm, byl tento materiál zvolen jako ideální.

Hřídel rotoru motoru a torzní hřídel jsou kontrolovány na krut a ohyb. Součinitel bezpečnosti rotoru je $k_r = 17,2$ a součinitel bezpečnosti torzní hřídele $k_{th} = 1,9$. Torzní hřídel byla během výpočtu kontrolována na vrubovou citlivost, protože se na místě před unašečem nacházel zářez pro pojistný kroužek.

Mezi další úkoly patřilo rozhodnout, jaké bude uchycení satelitů k unašeči. Bylo uvažováno, že unašeč bude zhotoven jako svařenec ze čtyř dílů – náboj unašeče, tělo unašeče a dva náboje, na kterých budou uchyceny satelity. V původních plánech mělo vše být k sobě svařeno. Vzhledem k možnosti výroby většího množství kusů převodovky a náročnosti svařování jednotlivých dílů bylo rozhodnuto, že tělo unašeče bude vytvořeno jako jednodílný odlitek a náboje, na kterých jsou umístěny satelity, budou nalisovány silou $F = 1000$ N. Přes vzorečky byl spočítán přesah díry unašeče H2 a přesah hřídele náboje k4. Celé nalisování vyhovuje podmínce maximální deformace, která by neměla překročit $8 \mu\text{m}$.

Zatížení ložisek uchycených na torzní hřídeli a hřídeli rotoru není značné. Všechna tyto ložiska překonávají očekávanou životnost 4000 hodin několikanásobně. Ložiska s nejmenší životností jsou umístěna na unašeči. Nacházejí se pod oběma koly satelitu. Vzhledem k malým rozměrům kol satelitů bylo potřeba použít malá ložiska. Byla použita ložiska SKF 629/7, a to v počtu dvou kusů na každý satelit. Výhoda dvou ložisek je, že síla se rovnoměrně rozloží, rovnoměrně mezi obě ložiska. Tím nedochází k možnosti natočení satelitu jako při použití pouze jednoho ložiska. To by mělo za následek velké zatížení ložiska silou a krouticím momentem a nerovnoměrným opotřebením zubů všech ozubených kol.

Posledním cílem práce bylo vyřešit problém s chlazením. Řešení pomocí jednoduchého průmyslového větráku umístěného ve slepém místě převodovky se jevilo jako nejlepší varianta. Nejprve se nabízelo řešení, které umísťovalo větrák chlazení na výstupní hřídel z převodovky, ale její otáčky byly příliš nízké a neposkytovaly dostatečný proud vzduchu pro chlazení. Maximální otáčky, kterých větrák mohl dosáhnout (356 ot/min), nebyly tak vysoké, aby mohly motor ochladit. Proto bylo

zvoleno výhodnější umístění jednoduchého průmyslového větráku, který měl stále konstantní otáčky, které nejsou závislé na otáčkách samotného motoru.

Mazání převodovky bylo zajištěno vazelínou, který maže všechny pohyblivé části převodového ústrojí, mezi které patří planetové soukolí a ložiska torzní hřídele a rotoru. Při návrhu se předpokládalo použití převodovky v podmínkách výrobního podniku, kde se dají předpokládat teploty nad bodem mrazu. Proto bylo vybráno jako mazací medium vazelína, která je vhodná pro zajištění mazání celého ústrojí. Konkrétně byla zvolena vazelína Tectane od firmy Den Braven, která je vhodná pro mazání mechanických převodů a je vhodná pro použití při teplotách od -30°C do $+120^{\circ}\text{C}$.

Problém s předepínáním převodovky byl vyřešen pomocí stavěcího šroubu umístěného v přírubě. Stavěcí šroub tlačí na korunové kolo, které přes satelit a unašeč přenese kroucí moment na torzní hřídel a ta je pod tímto momentem zkroucena. Stavěcí šroub je utážen na specifický kroucí moment (0,645 Nm), který zajistí optimální předpětí v torzní hřídeli. Tímto utážením dojde k vytvoření momentu předpětí na torzní hřídeli o velikosti 5 Nm. To zajistí vymezení vůlí v obou směrech otáčení motoru.

Převodovka je určena k broušení radiálních vaček, u kterých se nepředpokládá větší dynamické zatížení. Nedochozí zde k velkým rázům nebo prudkým změnám zatížení. Směr otáčení se mění plynule. Součinitel dynamického zatížení převodového ústrojí je $K_A = 1$.

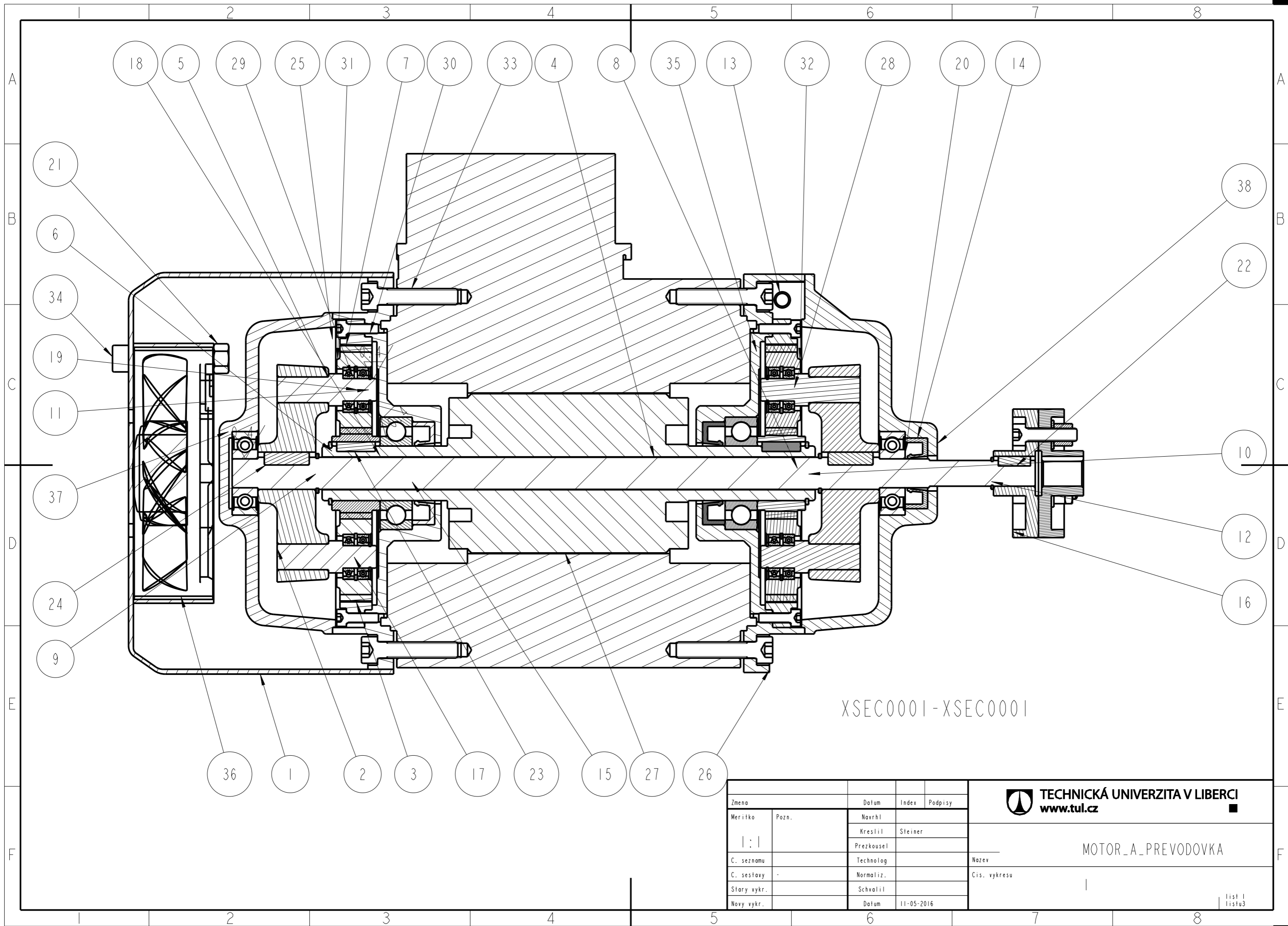
Celý systém byl navržen tak, aby byl kompaktní. Práce se zaměřuje hlavně na návrh klíčové oblasti, a to na planetový převod a předepínání převodovky pomocí torzní tyče a stavěcího šroubu umístěného na přírubě. Návrh proběhl úspěšně a všechny stanovené cíle byly splněny.

Seznam použité literatury

- [1] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 4., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-573-0.
- [2] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5., přeprac. vyd. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL, 1990. ISBN 80-03-00426-8.
- [3] KLOUČEK, Vojtěch. *Syntéza a analýza bezvůlové planetové převodovky integrované s elektromotorem*. Liberec: TU v Liberci, 2012. 146 s.
- [4] KELLING. *Anti-backlash servomotor drive system*. United States Patent. 3,833,847. 1974.
- [5] SHIM, PARK, KIM. *Reduction of PTO rattle noise of an agricultural tractor using an anti-backlash gear*. Biosystem Engineering. 2008.
- [6] FORICHON. *Anti-backlash gear mechanism*. United States Patent Office. 3,496,794. 1970.
- [7] BAUMGARTEN, SCHLOEGMANN. *Mechanical gear drive*. United States Patent. 4,953,417. 1990.
- [8] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [9] PRÁŠIL, Ludvík a Marie OLEHLOVÁ. *Části strojů a mechanismů: (Cvičení)*. Liberec: Vysoká škola strojní a textilní, 1984.

Seznam příloh

- Výkres 1: Sestava
- Výkres 2: Rotor
- Výkres 3: Centrální ozubené kolo
- Výkres 4: Satelit
- Výkres 5: Korunové kolo
- Výkres 6: Torzní hřídel
- Výkres 7: Kotoučová spojka
- Výkres 8: Hřídel unašeče



XSEC0001 - XSEC0001

Zmena	Datum	Index	Podpisy
Meritko	Pozn.	Navrhl	
1:1		Kreslil	Steiner
C. seznamu		Prezkousel	
C. sestavy		Technolog	
Stary vykr.		Normaliz.	
Novy vykr.		Schvalil	
	Datum	11-05-2016	

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
www.tul.cz



MOTOR_A_PREVODOVKA

Nozev
Cis. vykresu



1

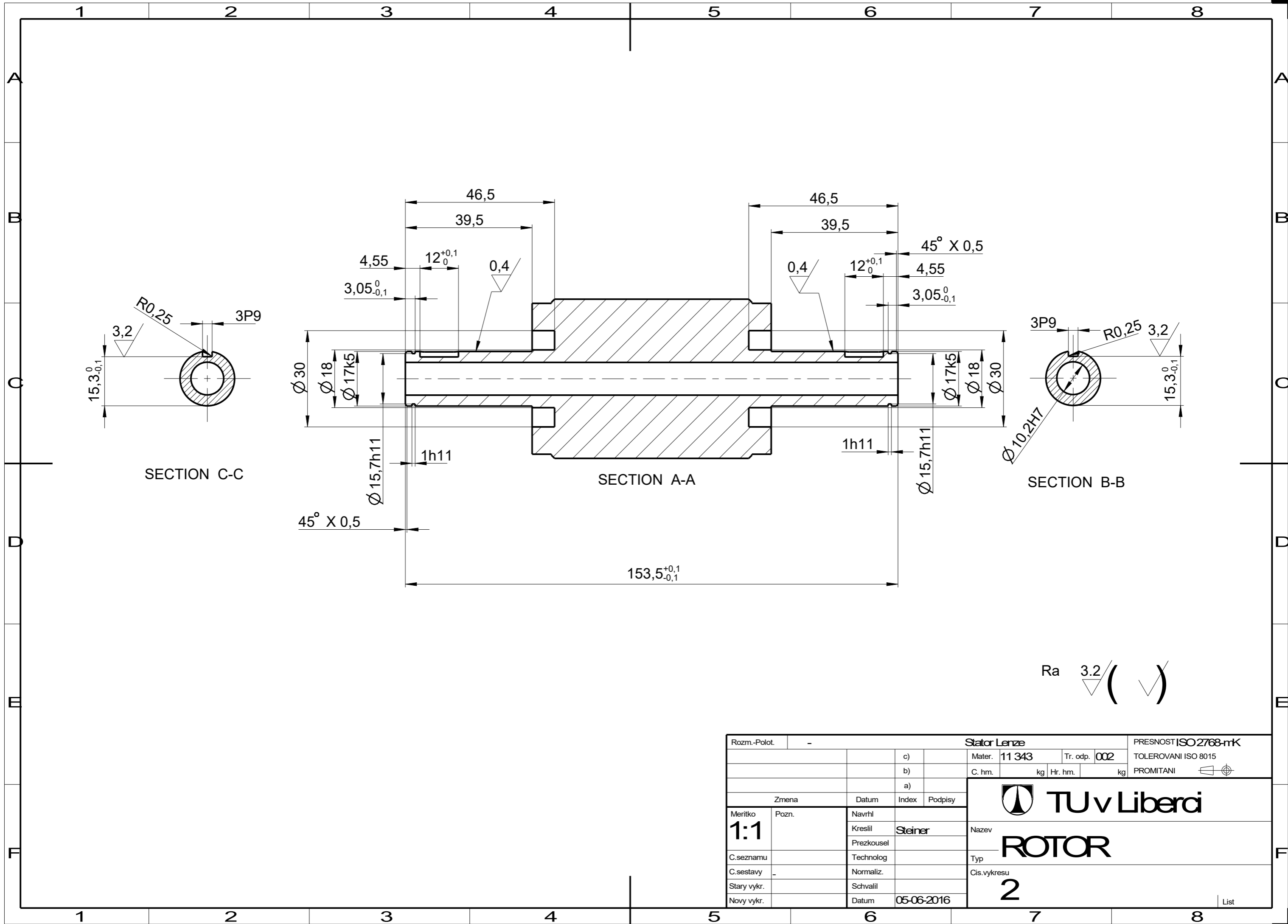
list 1
listu 3

38	VYTUPNI_VIKO_PREVODOVKY		1 ks.
37	VIKO_PREVODOVKY		1 ks.
36	VETRAK_DP_80X25		1 ks.
35	STATOR		1 ks.
34	SROUB_CSN_EN_ISO_4762_01_M5X30		2 ks.
33	SROUB_CSN_EN_ISO_4762_01_M5X25		8 ks.
32	SROUB_CSN_EN_ISO_4762_01_M5X16		4 ks.
31	SROUB_CSN_EN_ISO_4762_01_M5X12		4 ks.
30	SROUB_CSN_EN_ISO_4762_01_M4X10		4 ks.
29	SROUB_CSN_EN_ISO_4762_01_M3X10		16 ks.
28	SKF_618-7		2 ks.
27	ROTOR		1 ks.
26	PRIRUBA_POHYBLIVA		1 ks.
25	PRIRUBA_PEVNA		1 ks.
24	PERO_CSN_022562_01_4E7X4X14		2 ks.
23	PERO_CSN_022562_01_3E7X3X12		2 ks.
22	PERO_CSN_022562_01_3E7X3X11		1 ks.
21	MATICE_CSN_EN_ISO_4032_01_M5		2 ks.

Roz. - Poloh.		Iyc 098x11		CSN II 500		Presnost ISO 2768-mK	
		c)		Mater.	II 500	Tr. odp	-
		b)		C. hm		Hr. hm.	
		a)					
Zmena		Datum	Index				
Meritko	Pozn.	Navrhl	Podpisy	 TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI www.tul.cz			
:		Kreslil	Steiner				
		Prezkoušel					
C. seznamu		Technolog					
C. sestavy	-	Normaliz.					
Stary vykr.		Schválil		Nazev	MOTOR_A_PREVODOVKA		
Novy vykr.		Datum	11-07-2016	Cis. vykresu	1		
				list 2 listu3			

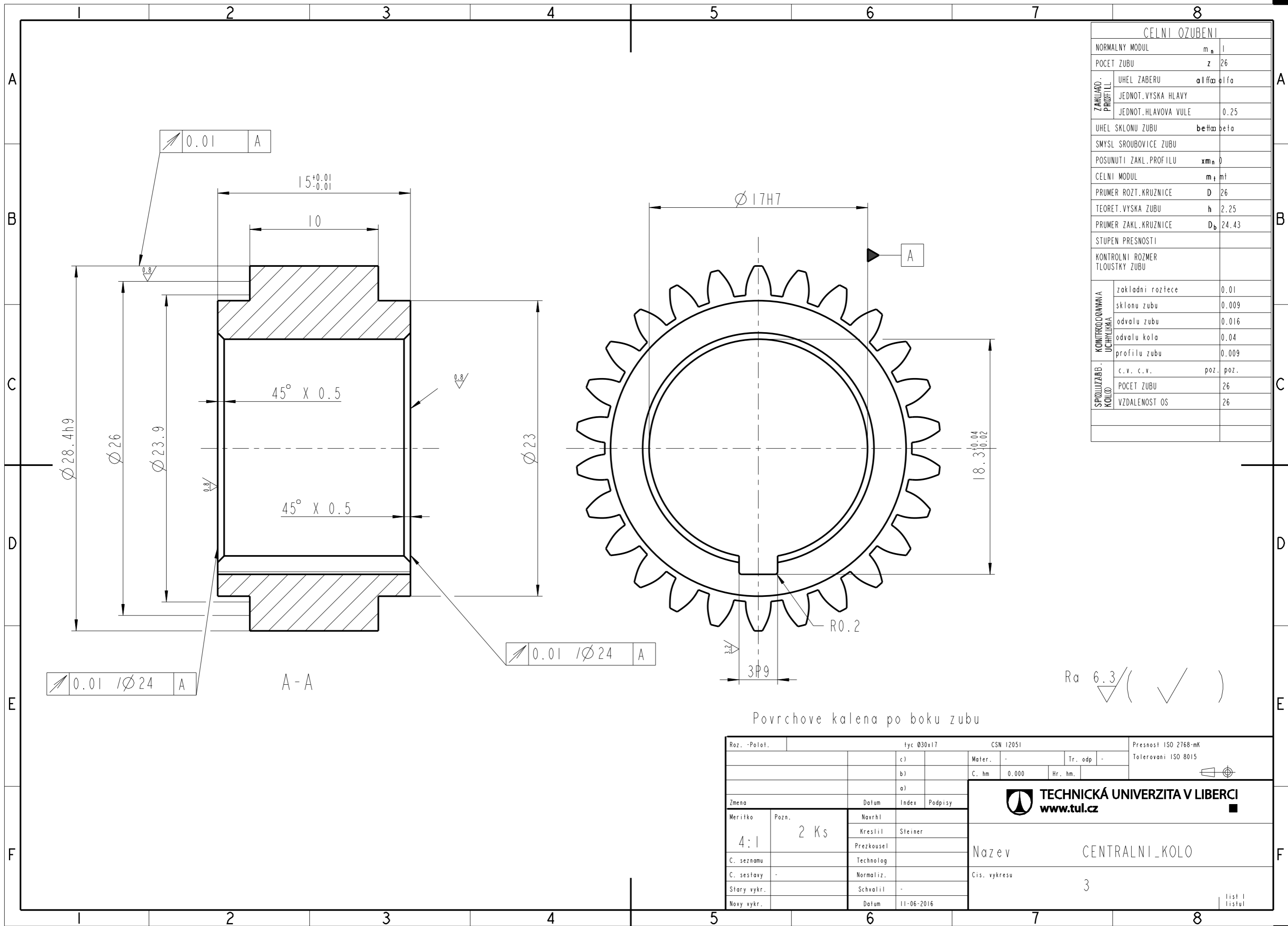
	1	2	3	4
A	21			ks.
	20	LOZISKO_SKF_629		2
A	19	LOZISKO_SKF_618_7		6
	18	KULICKOVE_LOZISKO_01_6003		2
B	17	KROUZEK_CSN_022931_01_14		4
	16	KOTOUCOVA_TRECI_SPOJKA		1
B	15	GUFERO_CSN_029401_G_01_17_32_7		2
	14	CSN_029401_G_01_9_22_7		1
C	13	CERVIK_CSN_021187_01_M5X20		1
	12	KROUZEK_CSN_022930_01_8X0_8		1
C	11	KROUZEK_CSN_022930_01_7X0_8		4
	10	KROUZEK_CSN_022930_01_17X1		2
D	9	KROUZEK_CSN_022930_01_10X1		2
	8	KORUNOVE_KOLO_POHYBLIVE	CSN 11 500	-
D	7	SATELIT	15 241	-
	6	CENTRALNI_KOLO	CSN 12051	-
D	5	HRIDEL_UNASECE	∅ 11 CSN 42 5510.12	-
	4	TORZNI_HRIDEL	∅ 11 CSN 42 5510.12	-
E	3	KORUNOVE_KOLO_PEVNE	CSN 11 500	-
	2	UNASEC_RAM	-	-
E	1	KRYT_VENTILATORU	-	-
	ODK.	OZNACENI VYKRES	POLOTOVAR MATERIAL	CIS. ZASOBNIKU POZNAMKA

Roz. - Polot.		1yc 098x11		CSN 11 500		Presnost ISO 2768-mK	
		c)		Mater.	11 500	Tr. odp	-
		b)		C. hm		Hr. hm.	
		a)					
Zmena	Datum	Index	Podpisy	 TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI www.tul.cz			
Meritko	Pozn.	Navrhl	Steiner				
1:1		Prezkoušel					
C. seznamu		Technolog					
C. sestavy	-	Normaliz.					
Stary vykr.		Schválil		Nazev	MOTOR_A_PREVODOVKA		
Novy vykr.		Datum	11-07-2016	Cis. vykresu	1		
						list 3 listu3	



Ra 3.2 (✓)


Rozm.-Polot.		-				Stator Lenze				PRESNOST ISO 2768-mK	
		c)		Mater.	11 343	Tr. odp.		002	TOLEROVANI ISO 8015		
		b)		C. hm.	kg	Hr. hm.	kg	PROMITANI			
		a)									
Zmena		Datum	Index	Podpisy		 TU v Liberci ROTOR Typ Cis. vykresu 2 List					
Meritko	Pozn.	Navrhil									
1:1		Kreslil	Steiner								
C.seznamu		Prezkousel									
C.sestavy	-	Technolog									
Stary vykr.		Normaliz.									
Novy vykr.		Schvalil									
		Datum	05-06-2016								

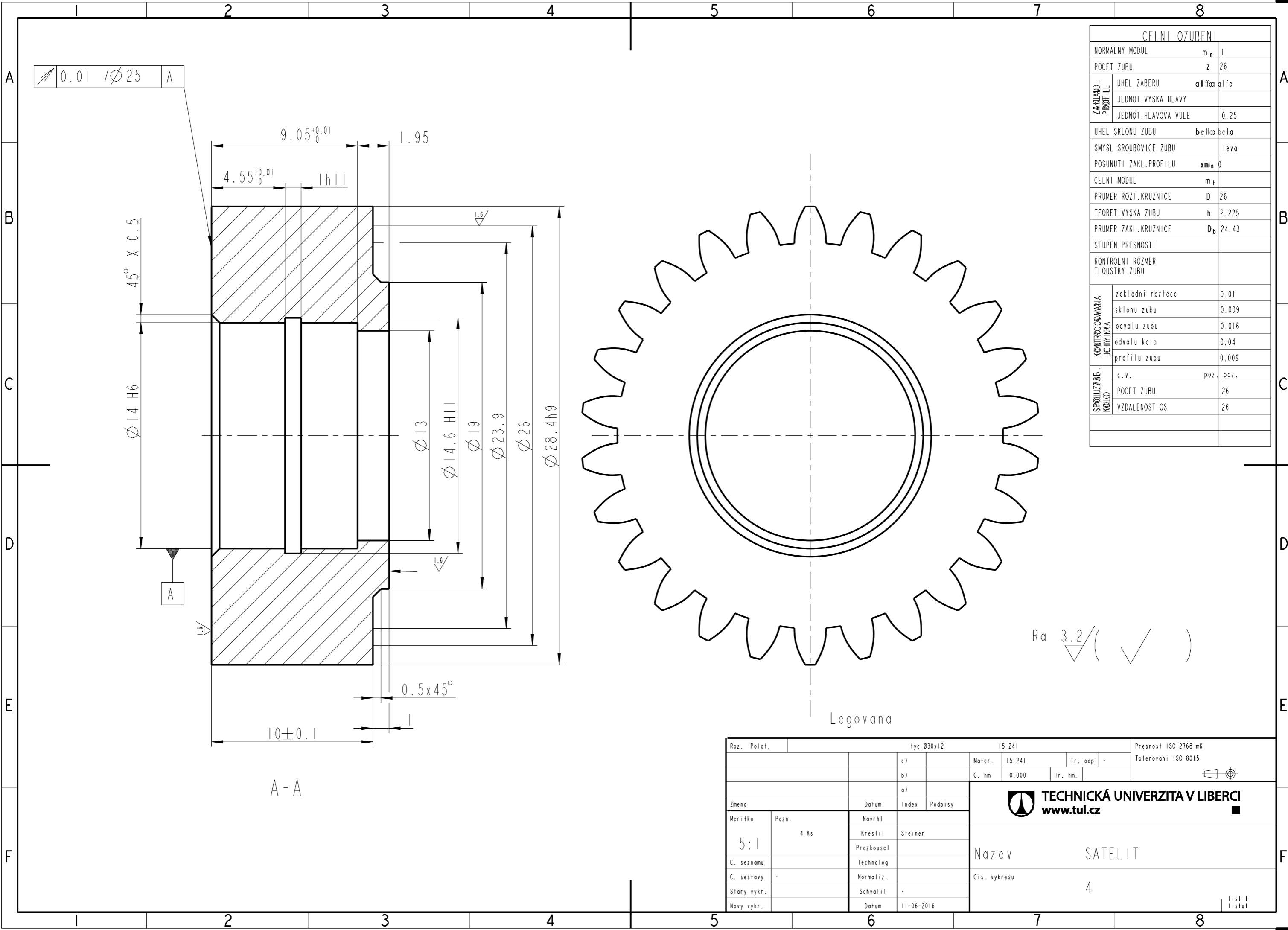


CELNI OZUBENI		
NORMALNY MODUL	m_n	1
POCET ZUBU	z	26
ZAKLADN. PROFIL	UHEL ZABERU	α β α β
	JEDNOT. VYSKA HLAVY	
	JEDNOT. HLAVOVA VULE	0.25
UHEL SKLONU ZUBU	β α β α	
SMYSL SROUBOVICE ZUBU		
POSUNUTI ZAKL. PROFILU	$x m_n$	0
CELNI MODUL	m_t	m_t
PRUMER ROZT. KRUVNICE	D	26
TEORET. VYSKA ZUBU	h	2.25
PRUMER ZAKL. KRUVNICE	D_b	24.43
STUPEN PRESNOSTI		
KONTROLNI ROZMER TLOUSTKY ZUBU		
KONTROLOVANNA UCHYTKA	zakladni roztece	0.01
	sklonu zubu	0.009
	odvalu zubu	0.016
	odvalu kola	0.04
	profilu zubu	0.009
SFOLIZAB. KOLO	c.v. c.v.	poz. poz.
	POCET ZUBU	26
	VZDALENOST OS	26

Ra 6.3 / (✓)

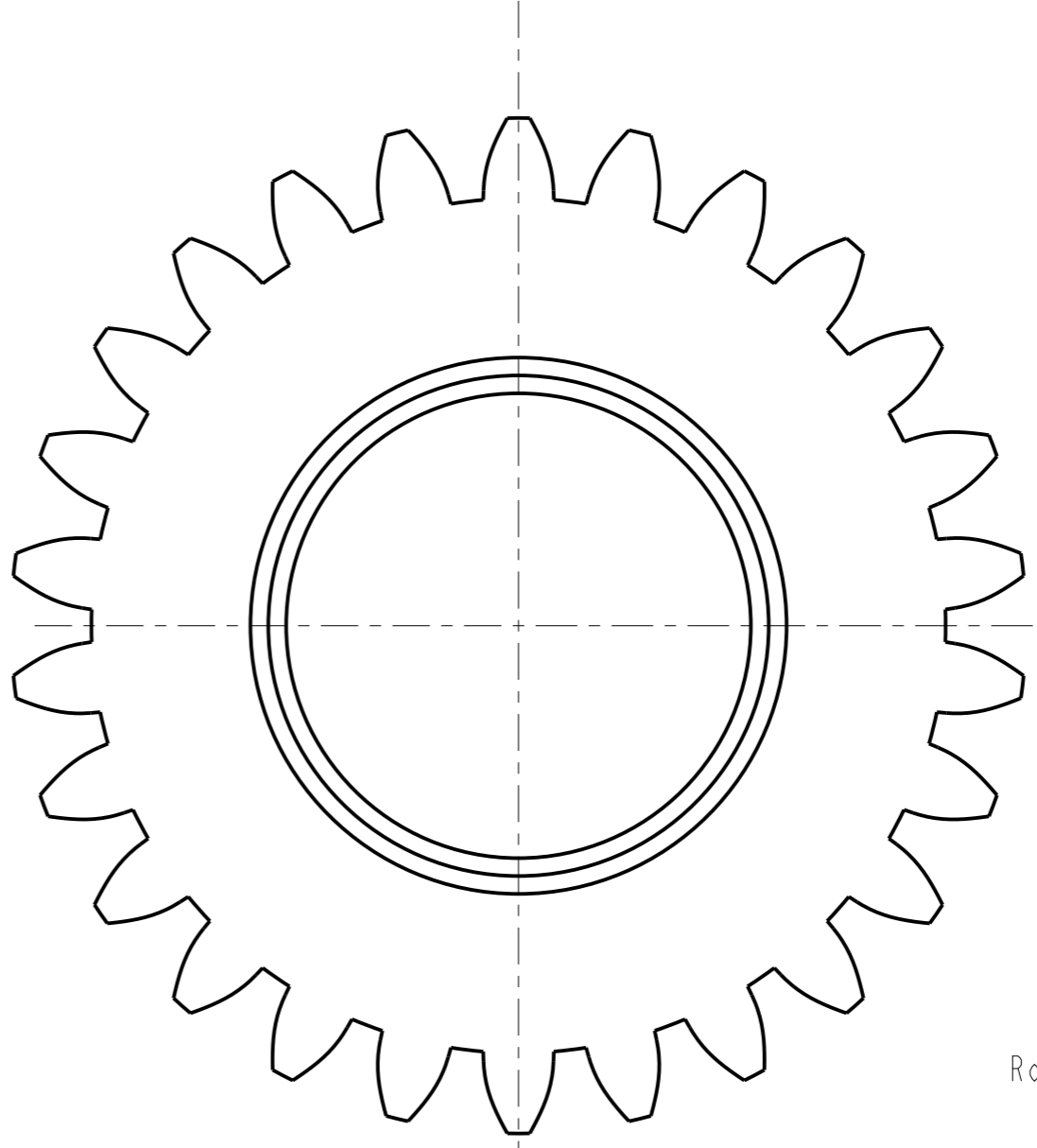
Povrchove kalena po boku zubu

Roz. - Polot.	tyc Ø30x17		CSN 12051		Presnost ISO 2768-mK	
	c)		Mater.	-	Tr. odp	-
	b)		C. hm	0.000	Hr. hm.	
	a)		Tolerovani ISO 8015			
Zmena	Datum	Index	Podpisy	 TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI www.tul.cz		
Meritko	Pozn.	Navrhl				
4:1	2 Ks	Kreslil	Steiner			
C. seznamu		Prezkoušel				
C. sestavy		Technolog				
Stary vykr.		Normaliz.				
Novy vykr.		Schválil				
		Datum	11-06-2016	Nazev	CENTRALNI_KOLO	
				Cis. vykresu	3	
					list 1 listul	



0.01 1Ø25 A

9.05^{+0.01}₀ 1.95
 4.55^{+0.01}₀ |h11
 45° X 0.5
 Ø14 H6
 Ø13
 Ø14.6 H11
 Ø19
 Ø23.9
 Ø26
 Ø28.4h9
 1.6
 1.6
 0.5x45°
 10±0.1
 A-A

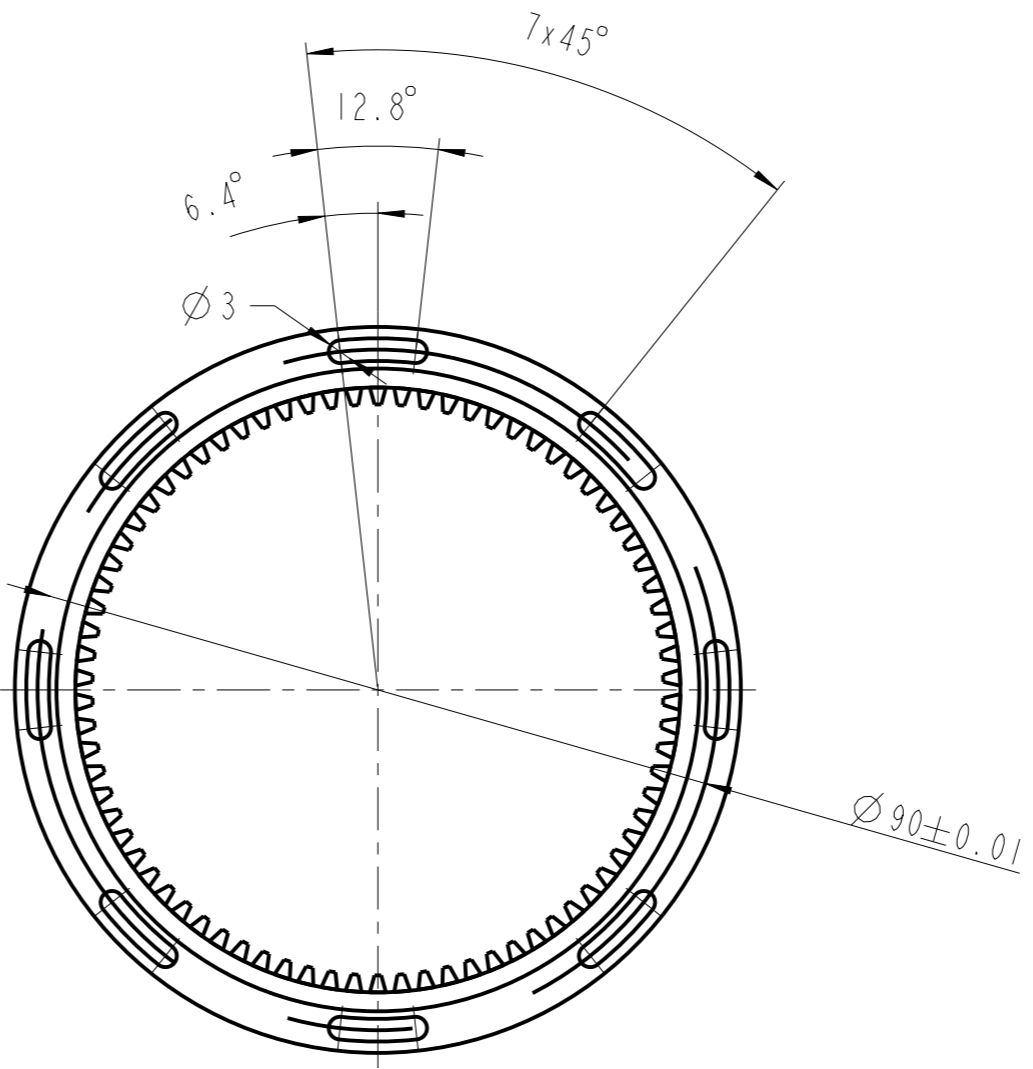
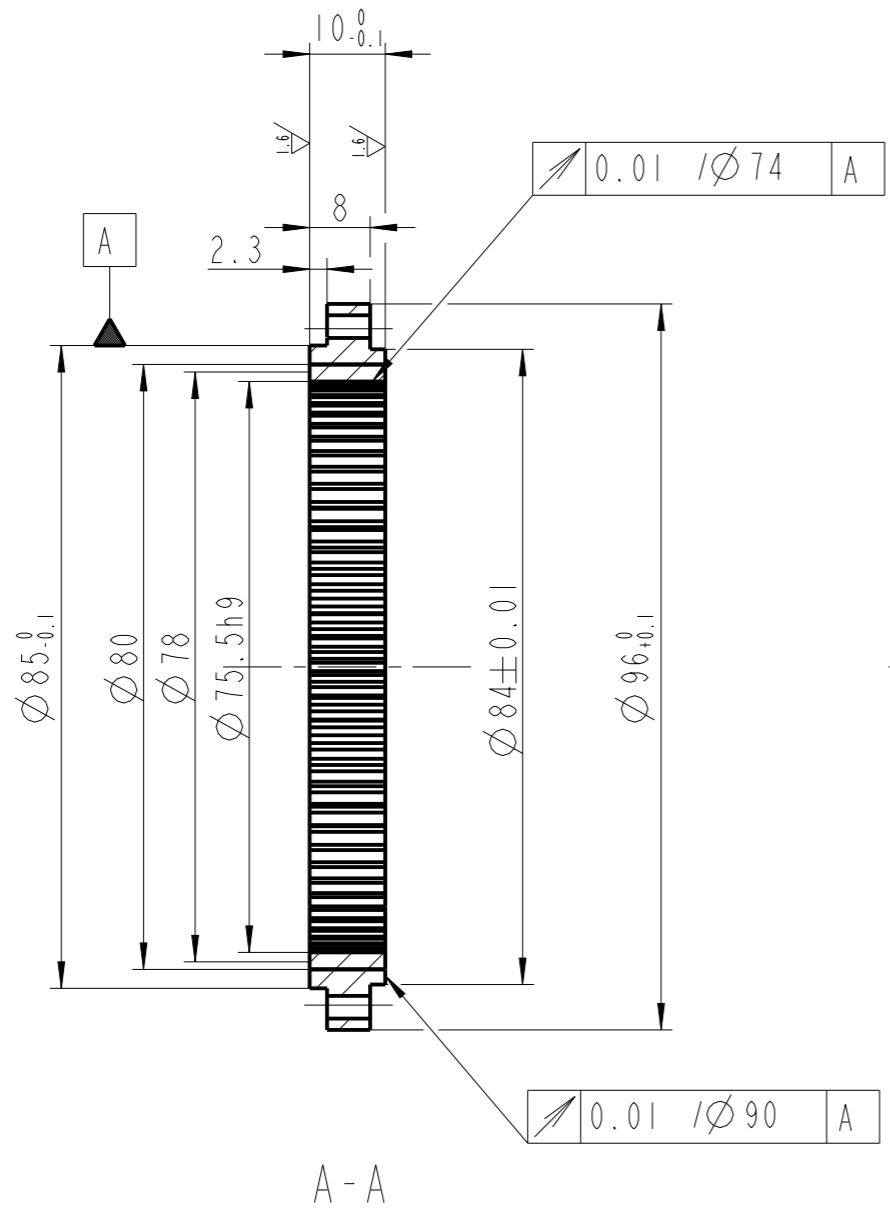


CELNI OZUBENI		
NORMALNY MODUL	m_n	1
POCET ZUBU	z	26
ZAKLADN. PROFIL	UHEL ZABERU	α 11° 30'
	JEDNOT. VYSKA HLAVY	
	JEDNOT. HLAVOVA VULE	0.25
UHEL SKLONU ZUBU	β 11° 30'	
SMYSL SROBOVICE ZUBU		levo
POSUNUTI ZAKL. PROFILU	$x m_n$	0
CELNI MODUL	m_f	
PRUMER ROZT. KRUZNICE	D	26
TEORET. VYSKA ZUBU	h	2.225
PRUMER ZAKL. KRUZNICE	D_b	24.43
STUPEN PRESNOSTI		
KONTROLNI ROZMER TLOUSTKY ZUBU		
KONTROLOVANNA UCHYTLIVA	zakladni roztece	0.01
	sklonu zubu	0.009
	odvalu zubu	0.016
	odvalu kola	0.04
	profilu zubu	0.009
SPOLUZAB. KOLO	c.v.	poz. poz.
	POCET ZUBU	26
	VZDALENOST OS	26

Ra 3.2 / (✓)

Legovana

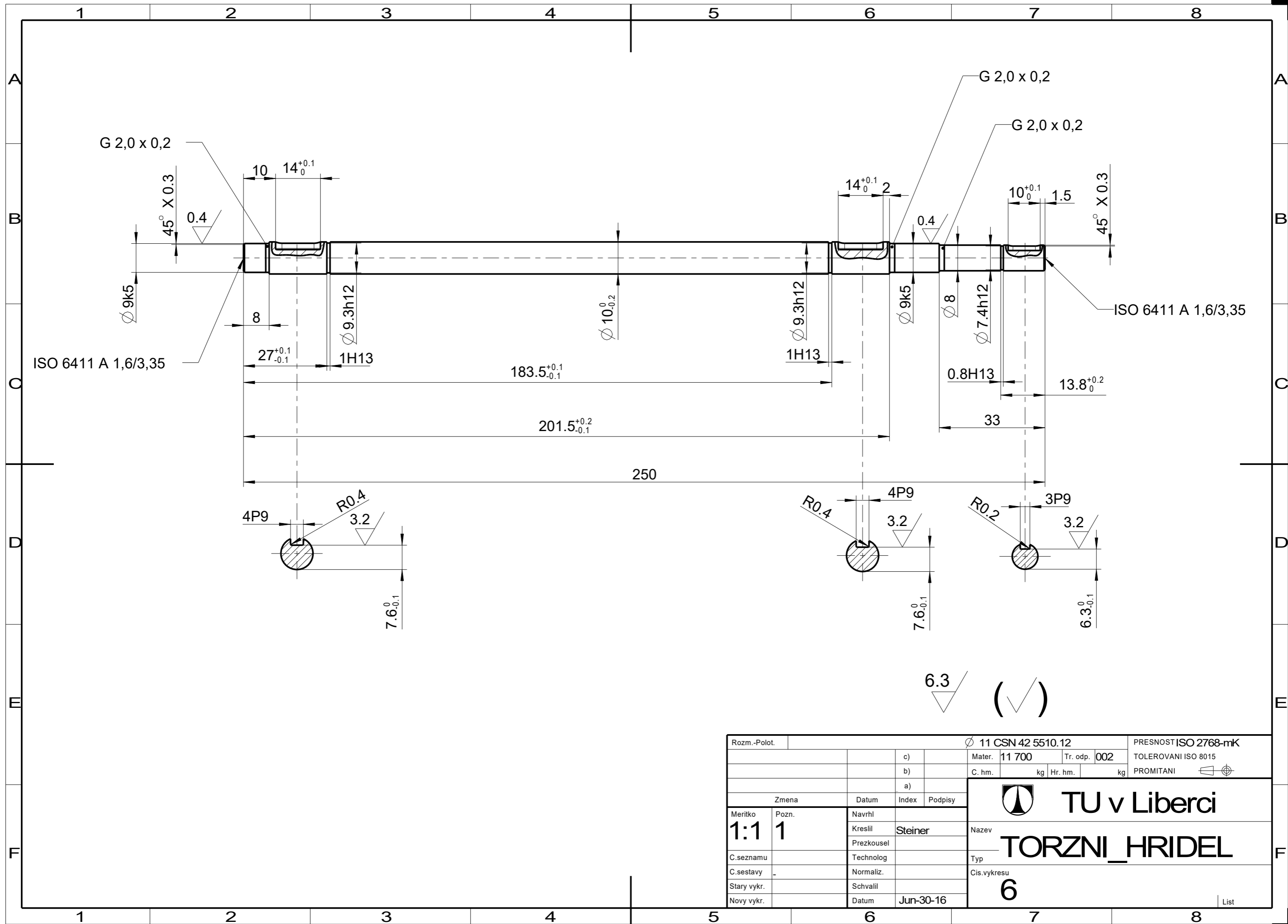
Roz. - Polot.	tyc Ø30x12		15 241	Presnost ISO 2768-mK	
	c)		Mater.	15 241	Tr. odp. -
	b)		C. hm	0.000	Hr. hm.
	a)		Tolerovani ISO 8015		
Zmena	Datum	Index	Podpisy	TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI www.tul.cz	
Meritko	Pozn.	Navrhl			
5:1	4 Ks	Kreslil	Steiner		
C. seznamu		Prezkoušel			
C. sestavy		Technolog			
Stary vykr.		Normaliz.		Nazev	SATELIT
Novy vykr.		Schválil		Cis. vykresu	4
		Datum	11-06-2016	list 1 listul	



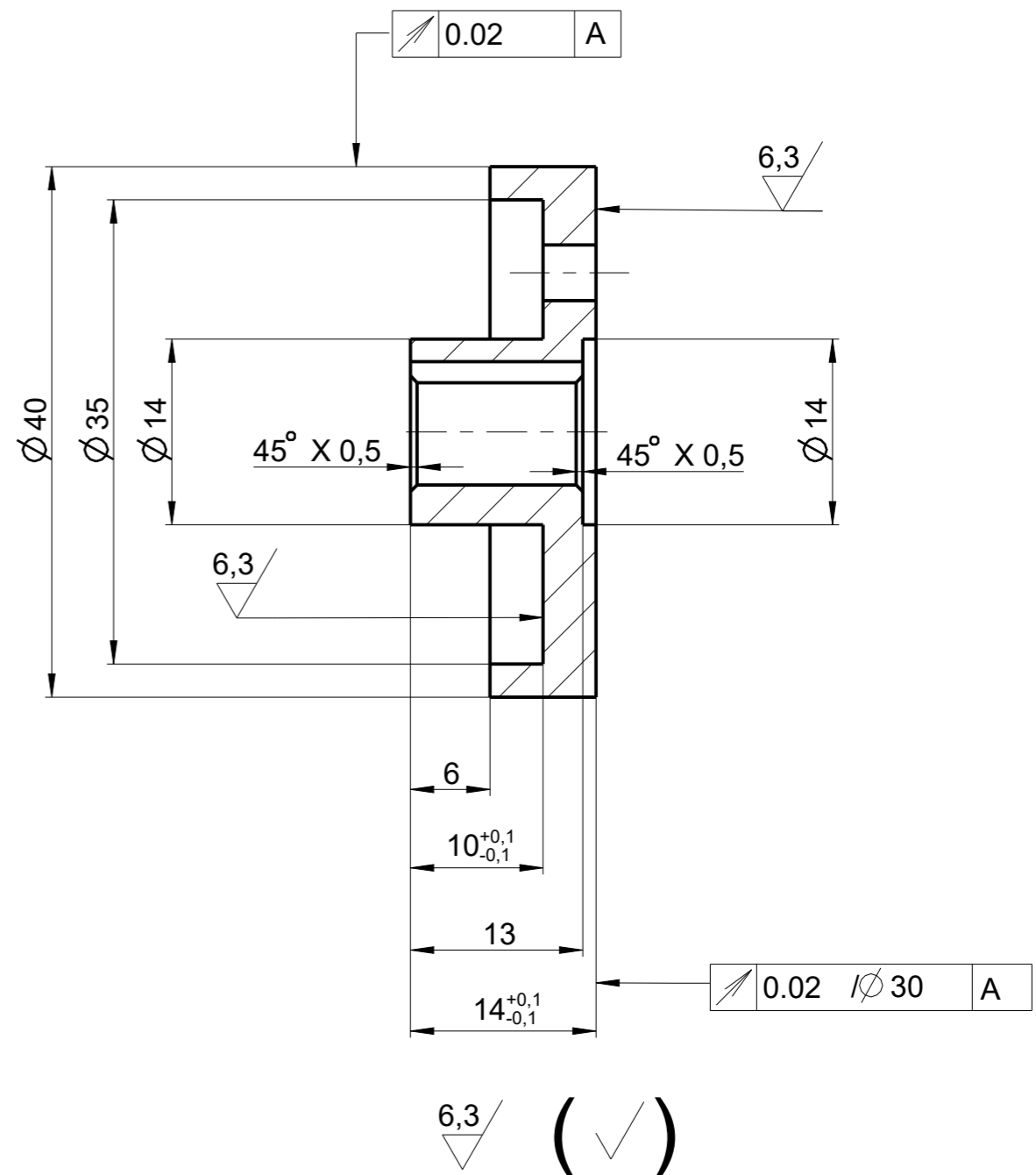
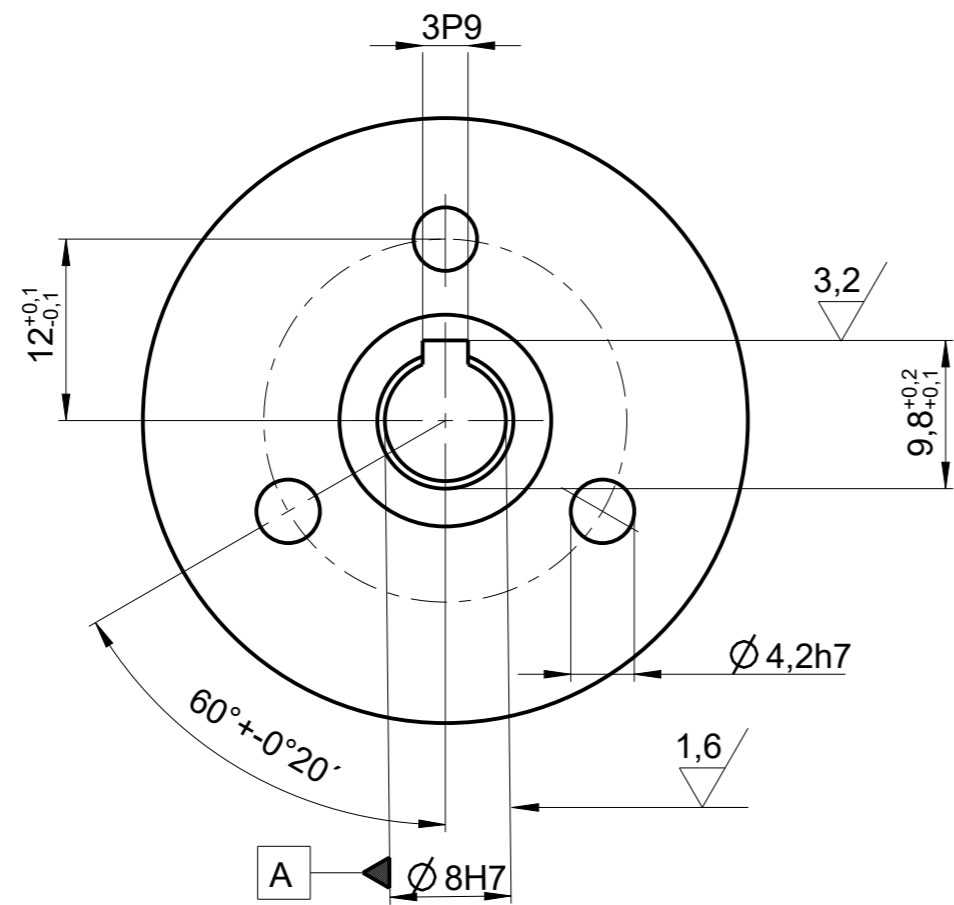
CELNI OZUBENI			
NORMALNY MODUL	m_n	1	
POCET ZUBU	z	26	
ZAKLADNI PROFIL	UHEL ZABERU	α β γ δ ϵ ζ η θ ι κ λ μ ν ξ \omicron π ρ σ τ υ ϕ χ ψ ω	
	JEDNOT. VYSKA HLAVY		
	JEDNOT. HLAVOVA VULE	0.25	
UHEL SKLONU ZUBU	β	β	
SMYSL SROBOVICE ZUBU		levo	
POSUNUTI ZAKL. PROFILU	$x m_n$		
CELNI MODUL	m_f		
PRUMER ROZT. KRUZNICE	D	78	
TEORET. VYSKA ZUBU	h	2.25	
PRUMER ZAKL. KRUZNICE	D_b	73.29	
STUPEN PRESNOSTI			
KONTROLNI ROZMER TLOUSTKY ZUBU			
KONTROLOVANNA UCHYTLIVKA	zakladni roztece	0.01	
	sklonu zubu	0.009	
	odvalu zubu	0.016	
	odvalu kola	0.04	
profilu zubu	0.009		
SPOLUZAB. KOLCO	c. v.	poz.	poz.
	POCET ZUBU		26
	VZDALENOST OS		13

Ra 3.2 / (✓)

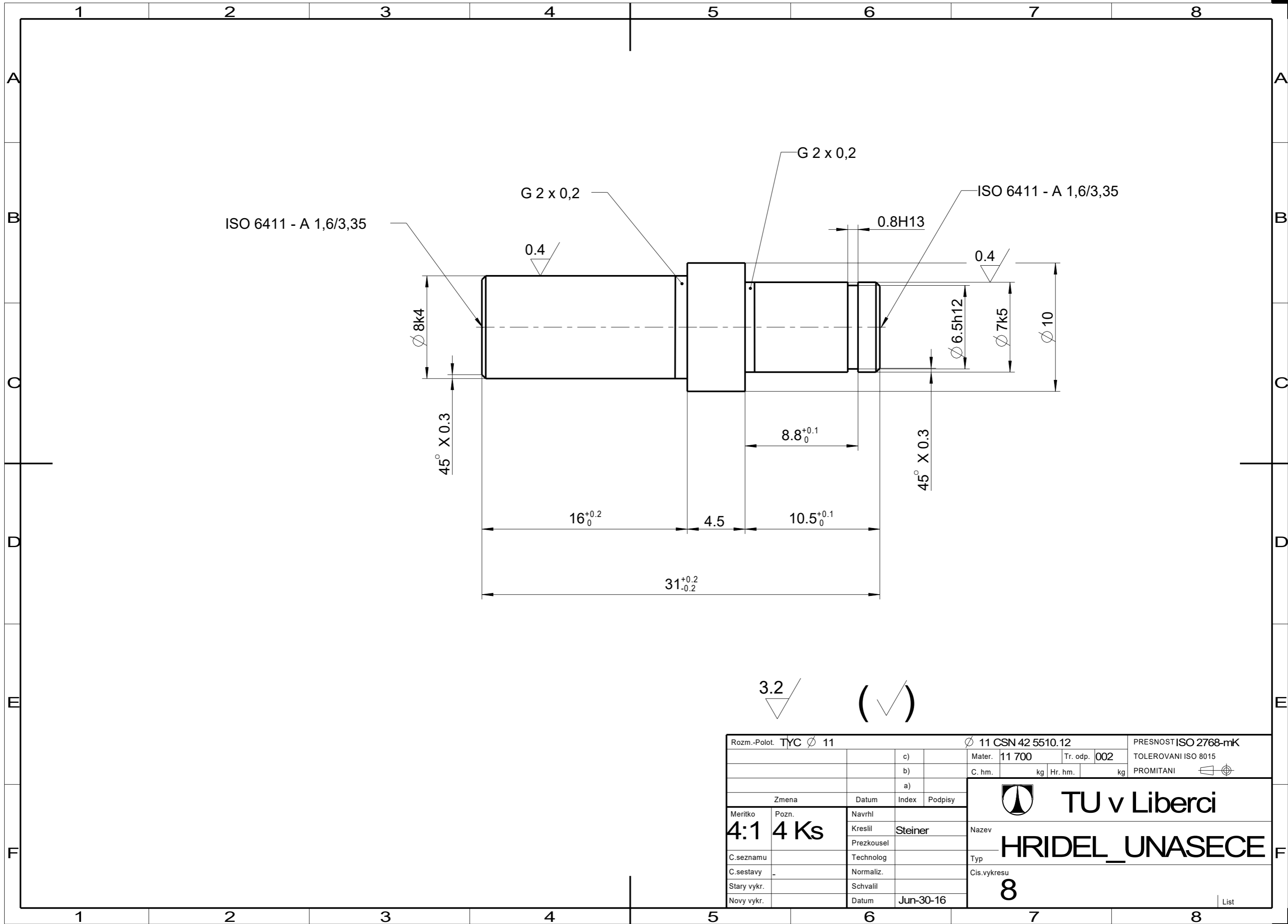
Roz. - Polot.	fyc 098x11		CSN 11 500		Presnost ISO 2768-mK
	c)		Mater.	11 500	Tr. odp. -
	b)		C. hm.		Hr. hm.
	a)				
Zmena	Datum	Index	Podpisy		
Meritko	Pozn.	Navrh			
1:1	2 Ks	Kreslil	Steiner		
C. seznamu		Prezkousel			
C. sestavy		Technolog			
Stary vykr.		Normaliz.			
Novy vykr.		Schvalil			
	Datum	11-06-2016			
			TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI www.tul.cz		
			Nazev KORUNOVE_KOLO_POHYBLIVE Cis. vykresu 5		
			list 1 listul		



Rozm.-Polot.		11 CSN 42 5510.12		PRESNOST ISO 2768-mK	
		Mater. 11 700		Tr. odp. 002	
		C. hm. kg		Hr. hm. kg	
		a)		PROMITANI	
Zmena		Datum	Index	Podpisy	
Meritko	Pozn.	Navrhl			
1:1	1	Kreslil	Steiner		
C.seznamu		Prezkousel			
C.sestavy		Technolog			
Stary vykr.		Normaliz.			
Novy vykr.		Schvalil			
		Datum	Jun-30-16		
		TU v Liberci		Nazev	
				TORZNI_HRIDEL	
				Typ	
				Cis.vykresu	
				6	
				List	



Rozm.-Polot. Tyc $\varnothing 42$		$\varnothing 42$ CSN 42 5510.12		PRESNOST ISO 2768-mK	
		Mater. 11 500		Tr. odp. 002	
		C. hm. kg		Hr. hm. kg	
		a)		TOLEROVANI ISO 8015	
		b)		PROMITANI	
		c)			
Zmena		Datum	Index	Podpisy	
Meritko	Pozn.	Navrhl			
2:1	1	Kreslil	Steiner		
C.seznamu		Prezkousel			
C.sestavy		Technolog			
Stary vykr.		Normaliz.			
Novy vykr.		Schvalil			
		Datum	Jul-01-16		
				Nazev KOTOUCOVA_SPOJK	
				Typ 7	
				Cis.vykresu 7	
				List	



Rozm.-Polot. TYC Ø 11		Ø 11 CSN 42 5510.12		PRESNOST ISO 2768-mK	
		Mater. 11 700		Tr. odp. 002	
		C. hm. kg		Hr. hm. kg	
		a)		PROMITANI	
Zmena		Datum		Index	
Podpisy		Navrhl		Kreslil	
Meritko		Pozn.		Prezrousel	
4:1		4 Ks		Steiner	
C.seznamu		Technolog		Navev	
C.sestavy		Normaliz.		Typ	
Stary vykr.		Schvalil		Cis.vykresu	
Novy vykr.		Datum		8	
		Jun-30-16		List	